

# Otomatik Kalp Masaj Sistemi Tasarımı ve Akıllı Denetimi

Yazarlar  
Mehmet EKİCİ

## **BİDGE Yayınları**

Otomatik Kalp Masaj Sistemi Tasarımı ve Akıllı Denetimi

**Yazar:** Mehmet EKİCİ

ISBN: 978-625-372-605-8

1. Baskı

Sayfa Düzeni: GÖZDE YÜCEL

Yayınlama Tarihi: 25.12.2024

BİDGE Yayınları

Bu eserin bütün hakları saklıdır. Kaynak gösterilerek tanıtım için yapılacak kısa alıntılar dışında yayıncının ve editörün yazılı izni olmaksızın hiçbir yolla çoğaltılamaz.

Sertifika No: 71374

Yayın hakları © BİDGE Yayınları

[www.bidgeyayinlari.com.tr](http://www.bidgeyayinlari.com.tr) - [bidgeyayinlari@gmail.com](mailto:bidgeyayinlari@gmail.com)

Krc Bilişim Ticaret ve Organizasyon Ltd. Şti.

Güzeltepe Mahallesi Abidin Daver Sokak Sefer Apartmanı No: 7/9

Çankaya / Ankara



## İçindekiler

<b>İçindekiler</b> .....	3
Semboller Dizini.....	5
Önsöz .....	10
1.GİRİŞ.....	11
Çalışmanın Amacı ve Çözüm Yaklaşımı.....	14
KPR ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	16
PSO-PI, PID ve BM Denetleyici ile İlgili Yapılan Çalışmalar....	20
KPR Sistemlerinin Tarihçesi.....	22
Sürekli Mıknatıslı DA Motorları.....	29
DA Motorunun Elektriksel ve Mekaniksel Denklemlerinin Çıkartılması.....	30
Kontrol Sistemleri Tasarımı ve Türleri.....	34
Kararlılık Analizi.....	36
Mutlak Kararlılık, Bağıl Kararlılık ve Sürekli Durum Hatası....	37
Routh- Hurwitz Kararlılık Kriteri.....	38
Geçici Tepke Parametreleri.....	40
Oransal Denetleyici.....	42
İntegral Denetleyici.....	43
Türevsel Denetleyici.....	44
PID Denetleyici.....	45
Bulanık Mantık Denetleyiciler.....	47
Bulanıklık Kavramı.....	47

Bulanık Kümeler.....	48
Bulanık Küme İşlemleri.....	50
Bulanık Mantık Denetleyici Bileşenleri.....	52
Bulanıklaştırıcı.....	53
Kural Tabanı ve Bulanık İşlemci.....	54
Durulaştırıcı.....	57
Parçacık Sürü Optimizasyonu.....	58
PSO'nun Genel Mekanizması.....	62
2.YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	69
KPR Sistemine Ait Redüktörlü SMDA Motoru.....	69
SMDA Motor Parametrelerinin Belirlenmesi.....	70
Endüvi Direnci $R_a$ 'nın Belirlenmesi.....	70
Endüvi Endüktansı $L_a$ 'nın Belirlenmesi.....	71
Geri EMF Sabiti $K_b$ 'nin Belirlenmesi.....	71
Viskoz Sürtünme Sabiti $B$ 'nin Belirlenmesi.....	72
Atalet Momenti $J$ 'nin Belirlenmesi.....	72
SMDA Motorun Transfer Fonksiyonunun Belirlenmesi.....	72
Sistemin Kararlılık Analizi.....	73
SMDA Motorunun Sürücü Devresi.....	74
DAQ Amaçlı Kullanılan Kontrol Kartı.....	75
KPR Uygulayıcılarının Performanslarının Ölçülmesi.....	76
Bulanık Mantık Tabanlı Kompresyon Derinlik Kestirimi.....	80
Kompresyon Derinlik Kestirimi İçin Üyelik Fonksiyonları.....	81
Kompresyon Derinlik Kestirimi ve Uygulanması Gereken Kuvvet Hesabı.....	84
Kompresyon Sisteminde Kullanılan Scotch-Yoke Mekanizması.....	91

Benzetim Çalışmaları İçin Yük Momentinin Belirlenmesi.....	94
Konum ve Hız Denetimi İçin Kullanılan Encoder Türü.....	96
Tasarlanan KPR Sistemi Genel Yapısı.....	97
Sistem Hız Denetimi İçin Benzetim Çalışması.....	98
Hız Denetimi İçin PSO-PI Denetleyici Tasarımı.....	99
Hız Denetimi İçin BM Denetleyici Tasarımı.....	105
Sistem Konum Denetimi İçin Benzetim Çalışması.....	109
Konum Denetimi PSO-PI Denetleyici Tasarımı.....	109
Konum İçin BM Denetleyici Tasarımı.....	113
KPR Sisteminin Denetimine Yönelik Yapılan Deneysel Çalışmalar.....	117
PSO-PI Hız Denetimi Deneysel Sonuçları.....	120
BM Hız Denetleyici Deneysel Sonuçları.....	121
PSO-PI Konum Denetimi Deneysel Sonuçları.....	122
BM Konum Denetimi Deneysel Sonuçları.....	123
SONUÇLAR.....	124
ÖNERİLER.....	125
KAYNAKÇA.....	127

## Semboller Dizini

KPR	Kardiyo pulmoner resüsitasyon
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench
BMD	Bulanık mantık denetleyici
PSO	Partical Swarm Optimisation
P	Proportional
I	Integral
PI	Proportional Integral
PID	Proportional Integral derivative
BMK	Bulanık mantık kuramı
DA	Doğru akım
BM	Bulanık mantık
DSP	Dijital Signal Processor
AED	Automated external defibrillator
P-ROSC	Putative return of spontaneous circulation
EKG	Elektrokardiyografi
TI	Torasik impedance
SMDA	Sürekli mıknatıslı doğru akım
UFOPDT	Unstable First-Order Plus Dead Time Processes

ITAE	Integral Time Absolute Error
PMLSM	Permanent Magnet Linear Synchronous Motor
PD	Performance Dependant
GA	Genetik algoritma
DAQ	Data acquisition
AA	Alternatif akım
EMK	Elektro motor kuvvet
$e_a$	Endüvi gerilimi
$R_a$	Endüvi direnci
$\dot{I}_a$	Endüvi akımı
$l$	İletken uzunluğu
$F$	Kuvvet
$B$	Manyetik alan şiddeti
$V_a$	Endüvi Gerilimi
$L_a$	Endüvi endüktansı
$K_m$	Moment sabiti
$K_e$	Elektromotor kuvvet sabiti
$T_m$	Üretilen moment
$\emptyset$	Akı
$J_m$	Eylemsizlik momenti
$\omega_m$	Açısal hız

TL	Yük momenti
Kt	Motor moment sabiti
$c_t(t)$	Geçici tepke
$c_{ss}(t)$	Kararlı durum tepkesi
$c(t)$	Sistem tepkesi
$t_d$	Gecikme süresi
$t_r$	Yükselme süresi
$M_p\%$	Maksimum aşma miktarı
$t_s$	Yerleşme süresi
$\omega_n$	Doğal frekans
$\zeta$	Sönüm oranı
Kp	Oransal sabiti
Ki	İntegral sabiti
Kd	Türev sabiti
Ti	İntegral zaman sabiti
TD	Türev sabiti
$\mu_A(x)$	Üyelik fonksiyonu
e	Hata
de	Hatadaki değişim
pbest <sub>i</sub>	En iyi uygunluk değere karşılık gelen konum
gbest	Tüm parçacıkların ortak değeri



$v_i$	Konum hızı
$c_1, c_2$	Hızlandırma katsayıları
$r_1, r_2$	0-1 arasında düzgün dağılım katsayıları
$K_b$	Geri elektromotor kuvvet sabiti
$B$	Viskoz sürtünme katsayısı
$J$	Rotor eylemsizlik momenti
$Z_a$	Endüvi empedansı
UART	Universal Asynchronous Receiver / Transmitter
E	Erkek
K	Kadın
$h$ (cm)	Yükseklik
$w$ (kg)	Ağırlık
BMKDK	Bulanık mantık tabanlı kompresyon derinlik kestirimi
$F_e$	Elastik kuvvet
$F_d$	Sönümlenme kuvveti
$G_d$	Göğüs yüksekliği
$D_s$	Sensör yüksekliği
$D_d$	Göğüsün sensöre uzaklığı
$L_{c1}, L_{c2},$	1,2 nolu yük hücresi
$L_{c3}, L_{c4}$	3,4 nolu yük hücresi

b	Yük katsayısı
G	Kazanç
RG	Kazanç direnci
r	Yarıçap
IAE	Integral absolute error
ISE	Integral squared error
ITAE	Integral time absolute error
KD	Kompresyon derinliği
RPM	Round per minute

## Önsöz

Bu kitap hayatımın önemli bir dönüm noktasını oluşturan doktora çalışmamı kapsamaktadır. Yüksek lisans ve doktora çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen ve bugün aramızda olmayan doktora danışmanım sevgili Prof. Dr. A. Sefa AKPINAR hocamı rahmet ve minnetle anıyorum. Akademik hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen çocuklarım ve sevgili eşime sonsun şükranlarımı sunuyorum. Bu kitabı, öğretmeye adanan tüm kalplere armağan ediyorum. Umarım siz okuyucular için faydalı ve ilham verici bir kaynak olur.

Sevgi ve saygılarımla,

Mehmet EKİCİ

## GİRİŞ

Kardiyopulmoner resüsitasyon (KPR), kalp ve akciğerin canlandırılması tedavisinde yapılacak işlemlerin tamamı olarak adlandırılmaktadır. Yaşamla ölüm arasında önemli bir noktada uygulanan KPR'nin tarihi oldukça eskidir (Fisher, 2000). 3500 yıl önce eski Mısır'da, yabancı cismin nefes borusuna kaçması ile ters çevirme metodu kullanılarak, yutulan materyal çıkarılıp hasta yaşama döndürülmeye çalışılmıştır (Hearne, 1982). Modern uygulama tekniklerine ulaşana kadar KPR pek çok aşamadan geçerek gelişmiştir. Başu geriye iterek havayolu açıkluğının sağlanması ve ağızdan ağıza solutma yöntemi 1957'de Dr. Peter Safar tarafından uygulanmıştır (Safar,1982). Kapalı kalp masajı ilk önce 1960'larda tanımlanmıştır. Bu dönemde Kouwenhoven ve arkadaşları kapalı kalp masajını başarıyla uygulamıştır (Kouwenhoven & ark., 1960). Bu gelişmelerden sonra ağızdan ağıza solunum ve kapalı göğüs kompresyonunun birlikte kullanılmasıyla yapılan işleme KPR adı verilmiştir (Safar,1986). Kalbin kan pompalama işlevini durdurması sonucu beyin kanlanması gerçekleşmeyeceğinden dolayı insan birkaç saniye içerisinde kendini kaybeder (Matheny,1982; Taylor & ark.,1980). Geçmişte ani kalp krizi geçirenler için ümit olmamasına rağmen KPR ile kan dolaşımı ve nefes alma suni olarak sağlanabilmekte, hastanın kalbi elektro şok yoluyla normal çalışmasına döndürülebilmektedir. Ancak KPR uygulamasında hastaya müdahale süresi hayati önem arz etmektedir. KPR uygulaması zamana karşı yapılan bir yarıştıır. Kalp durması olayının üzerinden 10 dakikalık bir süre geçmişse beyinle ilgili fonksiyonlar geri dönememekte ve hasta yüksek olasılıkla kaybedilebilmektedir (Abaoğlu vd.,1981; Calangu,1984). Teknolojik gelişimle beraber KPR konusunda da farkındalıklar artmaktadır. Günümüzde tıpçılar haricinde sivil insanlar da bu konuda ciddi eğitimler almakta ve kalp krizi sonucu ölümlerde

azalmalar görülmektedir. Tıp alanında son zamanlarda teknoloji kullanımı her geçen gün artmaktadır. Ülkemizde de bu teknolojik gelişmeler medikal alandaki ihtiyaçlara cevap verebilecek düzeye ulaşmıştır. Tıp alanının en önemli birimlerinden biri olan acil sağlık hizmetleri de günbegün gelişen bu teknolojiden üst düzeyde faydalanması gereken bir konumdadır. Acil servis hizmetlerinin teknolojik gelişmelere en çok ihtiyaç duyduğu konulardan biri ise acil müdahalenin esasını oluşturan ilk yardım, yani KPR (Kardiyo Pulmoner Resüsitasyon) konusudur. KPR, ilk yardımın temelini teşkil eden hava yolunun açılıp solunumun ve dolaşımın sağlanması olarak tarif edilebilir (Ertekin & ark., 2006). KPR acil müdahalenin temelini oluşturmaktadır. KPR kalp ve solunum durmalarında hastaya uygulanan, hayati önem arz eden bir yöntemdir. Hastanın duran kalp atımının ve nefes alıp vermesinin tekrar geri döndürülebilmesini sağlamaya yarar (Çertuğ, 1999). Ancak geçmişten günümüze kadar gelen KPR uygulamalarında acil servis personelleri manüel yöntemler kullanmışlardır. Bu uygulama hastaların hayati fonksiyonlarının geri gelmesinde kısmen de olsa fayda sağlasa da bu çalışmada amacımız bu faydayı teknolojinin imkânlarını kullanarak maksimum düzeye çıkarmaktır. KPR'nin otomatik olarak sağlanması, manüel KPR ye göre 30 kat daha etkilidir. Yapılan çalışmalar da manüel KPR de ilk 1 dakikadan sonra kalbe uygulanan basınç yorgunluktan dolayı yarı yarıya azalmaktadır (100 mmhg den 60-50 mmhg ye inmektedir). Ancak otomatik KPR cihazında ilk 1. dakikadaki basınç ile 30. dakikadaki basınç arasında fark olmamaktadır. Bu da hastaya temel yaşam desteğinin sağlanmaya çalışıldığı süre boyunca değişmeden ve etkili KPR'nin uygulanmasına olanak tanımaktadır. Hastaya uygulanan otomatik KPR yönteminin beyin kan akımını sağlamadaki başarısı ise manüel yöntemeye göre %25 daha fazladır (Greif & ark., 2013). Manüel KPR yöntemi, uygulamada pek çok zorluklar içermektedir. Etkin manüel KPR uygulanabilmesi için her şeyden önce en az 3 kişiye ihtiyaç vardır. Bu kişilerden biri hava yolunu açmaya ve

kişinin solumasını sağlamaya çalışırken diğer ikisi dönüşümlü olarak etkili kalp masajı yapar.KPR, normal bir insanın dakikadaki kalp atım sayısını (nabız=ortalama 100 atım/ dakika) sağlayabilecek kadar, 30 tane kalp masajı ardından 2 tane solunum şeklinde, hastanın hayati fonksiyonlarının geriye dönüp dönmemesine göre yaklaşık 40–45 dakika uygulanır. Fakat bu uygulama oldukça yorucu ve güç gerektiren bir iştir (Haque, 2008). Yapılan çalışmalarda iki kişinin dahi yarım saat süren bir kalp masajında ilk beş dakika sonunda performans kaybettikleri ve yorgunluk belirtileri gösterdikleri gözlenmiştir. Bu demektir ki; istemeyerek de olsa hayat mücadelesi veren bir insana belli bir süre sonra etkili olarak müdahalede eksiklikler oluşmaktadır. Ayrıca 3 kişinin yapabileceği işi cihaz tek başına yapabilecek durumdadır. Yukarıda bahsi geçen problemler durağan koşullarda yapılan KPR'ler için geçerlidir. Hareket anında örneğin ambulans içerisinde müdahale edilmesi gereken durumlarda ise şartlar daha da zorlaşmaktadır (Ødegaard & ark.,2007). KPR uygulaması zamana karşı yapılan bir uygulamadır. Bu nedenle hastanın olay yerindeki müdahaleden sonra hastaneye nakli sırasında da etkili KPR'ye devam edilmesi gerekmektedir. Hareket eden ambulansın içinde manüel yöntemle etkili KPR'nin yapılamaması hastaların kaybedilmesine sebep olmaktadır. Çünkü hareket halindeki ambulansın hızlı manevraları sırasında KPR uygulayan kişi bir taraftan hastaya müdahale etmeye çalışırken bir taraftan da kendini kontrol etmeye çalışmaktadır. Bu da hastaya yeterli faydayı sağlayamamakla birlikte KPR yapan kişiyi de tehlikeye atmaktadır. Manüel KPR'nin zorlukları sadece bununla sınırlı değildir. Kalp masajı sırasında kimi zaman hastaya uygulanan dengesiz güç ise kaburga kırıklarına, kalp dokusunda incinme, akciğer dokusunda yırtıklara sebep olabilmektedir. Bu da hastanın hayatını kurtarmaya çalışırken istenmeyen sonuçlara yol açmaktadır.

Sonuç olarak, KPR, kullanım alanı yaygın bir yöntemdir. Bu yöntemin en kolay, en pratik, en hızlı ve etkin bir şekilde

uygulanabilmesi için otomatik bir KPR cihazının tüm hastanelerde, tüm acil servis hizmeti veren (ambulanslar dâhil) birimlerde kullanılması gerekmektedir. Gerçekleştirilmesi düşünülen cihazın benzer örnekleri yurtdışı menşeli olarak mevcut olmakla birlikte, maliyetleri ülkemiz adına oldukça yüksektir. Manüel KPR'den otomatik KPR'ye geçiş için çalışmalar 2000'li yıllarda başlamıştır. Dünya çapında otomatik KPR cihazı üretimi yapan üç adet firma mevcuttur. Bunlardan ilki, AAT GB firması Almanya, ikincisi ise Jolife AB İsveç firması ve üçüncü ise Zoll JAPON firmasıdır (Animax,2013; Lucas,2013; Zoll,2013). ATT GB firmasının ürünü olan Animax cihazı yarı manüel bir cihazdır. Kullanıcının bir kol vasıtasıyla mekaniksel olarak göğüs masajı yapmasına olanak sağlamaktadır. Bu kol vasıtasıyla hastaya 30:2 oranıyla resüsitasyon uygulanmaktadır. Jolife AB firmasının 2009 yılında Lucas 2 isimli ürettiği cihazı bulunmaktadır. Lucas cihazının Animaxa göre üstünlüğü tam otomatik çalışmasıdır. Lucas cihazı ise sadece kalp masajı yapabilmektedir. Japon Zoll firmasına ait olan AutoPulse cihazı ise vücudu saran bir kemer sayesinde kalp masajı yapmaktadır. Bu cihazları ortak yönü sadece kalp masajı yapmalarıdır. Ventilasyon (solunum) özellikleri bulunmamaktadır. Yapılan araştırmalarda, Avrupa ve ABD de giderek kullanımının yaygınlaştığı tespit edilmiştir. Bazı önemli üniversite laboratuvarlarında yapılan çalışmalar neticesinde otomatik KPR sistemlerinin faydalarına yönelik sonuçlar elde edilmiştir (Krep & ark., 2007; Ikeno & ark.,2003). Yapılan bu çalışma ile kendi bilgi ve becerimizi kullanarak ülkemizde otomatik KPR cihazı konusunda tıbbi çalışmalara da fayda sağlanacağı düşünülmektedir.

### **Çalışmanın Amacı ve Çözüm Yaklaşımı**

KPR kalbi ve solunumu duran hastaya uygulanan acil müdahalenin temelini oluşturmaktadır. KPR hastanın kalp atımının ve solunumunun geri getirilmesine olanak sağlar. Kalp ve solunum durmalarında hayati önem arz eden organlarımız olan beyin ve

kalbin ölümü 5-10 dakika arasında gerçekleşmektedir. Bu yüzden KPR uygulaması zamana karşı verilen bir yarıştır. KPR yöntemi tüm dünya da belirli yönetmelikler esas alınarak uygulanır. 2010 Avrupa Resüsitasyon Konseyine göre KPR uygulaması 30 kalp masajı ve 2 solunum şeklinde uygulanmalıdır. Özellikle etkili kalp masajı uygulaması dakikada minimum 100 sefer yapılmalıdır. Hasta boyutlarına göre etkin KPR'de hastanın göğüsüne uygulanan kompresyon derinliği minimum 38-50 mm olmalıdır. KPR uygulaması 35-40 dakika kesintisiz sürdürülmelidir. Yetersiz kompresyon derinliği, kompresyon frekansı ve kompresyon süresi etkisiz KPR'ye neden olmakta ve hastalar kaybedilmektedir. Anlaşılacağı üzere KPR uygulaması son derece hayati önem arz etmekte beraber son derece yorucu ve meşakkatli bir uygulamadır. Bu çalışmada başta KPR uygulamasının ne denli zor bir uygulama olduğunu ortaya koymak için LabVIEW tabanlı KPR performans yazılımı gerçekleştirilmiştir. 7 bayan ve 8 erkekten oluşan 15 kişilik bir gruba temel KPR eğitimi verilmiştir. Simulaids Brad™ Compact marka KPR uygulama mankeni kullanılmıştır. KPR mankeni elin doğru yere konduğunu algılayan doğru yer algılayıcısı, doğru derinlik algılayıcısı ve doğru miktar solunum algılayıcısına sahiptir. Bu algılayıcılar sayesinde belirli bir zaman diliminde KPR uygulayıcılarının performansları cinsiyet, yaş, kilo ve boy gibi fiziksel özelliklerine göre kayıt altına alınmıştır. KPR uygulamasının zorluğu ortaya konulmuştur. KPR uygulamasında el ile yapılan uygulamanın yerini alacak otomatik sistemler üzerine bilim insanları çalışmalar yapmış ve yapmaktadırlar. Bu çalışmada ortaya konmak istenen kompresyon derinliğine hastanın boyutlarına göre karar veren bir otomatik KPR cihazının denetiminin yeni nesil optimizasyon yöntemlerine göre gerçekleştirmektir. Kompresyon derinliğine karar vermek için mesafe ve yük algılayıcıları kullanılmıştır. BMD kullanılarak yeni bir kompresyon derinlik kestirimi gerçekleştirilmiştir. KPR uygulaması için mekanik bir düzenek tasarlanmıştır. Sisteme ait sürücü motor olarak sürekli



mıknatıslı redüktörlü DA motoru tercih edilmiştir. Sistemin denetimi için PSO-PI ve bulanık mantık denetleyici kullanılmıştır.

## **KPR ile İlgili Yapılan Çalışmalar**

Song ve Youngjoon, KPR uygulamasında sırt bölgesine gelen zeminin yumuşak olması durumundaki etkileri araştırmışlardır. Başarılı KPR için göğüs sıkıştırma derinliği, frekansı, masaj temas noktası önemli faktörlerdir. Göğüsün altına yerleştirilen yumuşak düzlem de kompresyon derinliğinin doğru uygulanmasını engellemektedir. Kalp masajının etkin ve geçerli yapılmasını ifade eden yayınlarda ve yönetmeliklerde yetişkinler için dakikada 100 kez ve derinlik (38mm-51mm) olması gerekmektedir. Acil durumlarda kalp masajı uygulayan kişilerin bu şartları sağlaması pek de kolay değildir. Hastaya uygulanan etkin basınç olması gerekenden 35-40% daha azdır. Hastanın yumuşak zeminde yatması KPR için bir dezavantaj oluşturmaktadır. Yaptıkları çalışmada, hastanın göğsüne ve sırt bölgesine ivmeölçer algılayıcılar yerleştirilerek geribeslemeli bir şekilde etkin KPR'nin daha doğru yapıldığı ortaya konulmuştur (Song & ark., 2011). Guang Zhang ve arkadaşları, KPR esnasında kompresyon derinliğinin kaç cm olması gerektiğini hesaplayan yeni bir yöntem geliştirdiler. Çalışmalarında ivmeölçer ve jireskop kullandılar. Tümüleşik bir adet ivmeölçer ve iki adet jiroskoptan oluşan sensör modüllü geliştirdiler. Bu sensör modülünü göğüs masajı yapan elin üzerine yerleştirdiler ve elin aşağı yukarı hareketlerini gerçek zamanlı bilgisayar ortamında izleme olanağı buldular. Kullandıkları yeni metodun güvenilirliğini ve doğruluğu yaptıkları deneylerle gösterdiler (Zhang & ark., 2009). Aase ve Helge, ivmeölçer ve DSP kullanarak KPR uygulamasında kompresyon derinlik tahmini gerçekleştirdiler. Hastanın göğsüne ve sırt bölgesine ivmeölçer sensör yerleştirdiler. İvmelenmenin yer değişimi dönüşümü DSP yardımıyla gerçekleştirildi. Çalışmalarını sert zemin üzerinde sönsör hasta uyuşmazlığı çevresinde farklı ortamlarda gerçekleştirdiler. Bu şartlar altında tahmin edilen derinlik

hatası 4.3 mm'den kontrollü bir ortamda 1.6 mm ye indirildi (Aase & ark.,2002). Charles F. Babbs ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada otomatik harici defibrilatör kullanarak 695 hastanın verilerini kayıt altına alarak resüsitasyon performansı ile gereken kuvvet arasındaki ilişkiyi ortaya koyacak yeni bir metod ortaya koymuşlardır. Otomatik harici defibrilatör sayesinde manuel yapılan kompresyon verileri kayıt altına alınmıştır. Kompresyon esnasında şok uygulaması yapılmış ve sonuçlarına göre en az bir şok uygulanan hastada P-ROSC (putative return of spontaneous circulation) oranı düzgün olduğu gözlenmiş, dar kompleks elektriksel ritim 60 saniyede 40 vur/dak'dan büyük olduğunu gözlemlenmiştir. Bu sonuçlara göre 2x2 olasılık tablosu oluşturmuşlar ve kompresyon esnasında şok uygulama zamanını belirlemeye çalışmışlardır (Babbs & ark., 2008). Andre Neset ve arkadaşları yaptıkları çalışmada insanların klasik 30:2 kompresyon yönteminin 10 dakika süresince gerçekçi bir KPR mankeni üzerindeki performanslarını ortaya koymuşlardır. Çalışmaya yaklaşık 64 kişi 6-7 aylık bir eğitimden sonra katılmıştır. CPR kalitesi, maksimum kalp atımı (HRmax), kişisel yorulma değerlendirmesi parametreleri her bir uygulayıcı için kayıt altına alınmıştır. Yapılan çalışma neticesinde katılımcıların %78'i yeterli seviyede KPR uygulaması için başarı göstermiştir. Verilen eğitimin kaliteyi artırdığı gözlenmiştir (Neset & ark., 2010). Xie Xinwu ve arkadaşları insanın göğüs yapısını modelleyen KPR süresince uygulanan kuvvete karşı göğüsün hareket tepkisini ortaya koyan bir simülatör oluşturdu. CPR mankenlerindeki doğrusal etki yerine daha fazla insanın göğüs yapısına benzeyen kütle yay sistemini kullandılar. Gruben'in daha önceki deneysel çalışmalarından elde ettiği sonuçlara göre sistemlerine ait parametreleri belirlediler. Yaptıkları çalışmada KPR mankenlerinde kütle yay sönümleme sistemlerinin dâhil edilmesiyle gerçeğe daha yakın, daha başarılı bir eğitim aracı ortaya çıkacağını göstermişlerdir (Xie & ark., 2009).

Eirik ve Lars ACD-CPR (active compression-decompression CPR) tekniği ile standart KPR'nin karşılaştırmasını yapmışlardır. 23 tane eğitilmiş sağlık teknisyeni ile özel KPR mankeni üzerinde deneysel çalışma yapmışlardır. Performans verileri bilgisayara kaydedilmiş ve analizleri yapılmıştır. KPR uygulaması başladıktan 2 dk sonra ortalama aktif dekompresyon kuvveti 10-15 kg'dan 9.3 kg'a, gđđs kompresyon oranı dakikada %85'ten %76'ya, kompresyon derinliği 54 mm'den 45 mm'ye dűřtűđđ gözlemlenmiştir. ACD-CPR standart KPR'a göre daha başarılı sonuç vermiştir (Skogvoll & ark., 1997). Christian Haid ve arkadaşları ACD-CPR'de kullanmak ۆzere gđđs ۆzerine konulan piston benzeri vakumlu bir cihaz geliştirdiler. ۆzerine uygulanan kuvveti dairesel yapısından dolayı merkeze toplayarak gđđs temas yۆzeyine iletmektedir. Cihazın merkezinde yer alan kuvvet sensrű sayesinde uygulanan kuvvet izlenebilmektedir. Cihazın ۆzerine 70 N'luk bir basınç uygulandığında 20 mm'lik kompresyon derinliği sağlamaktadır. Sistem sayesinde 300 N kadar kompresyon kuvveti uygulanabilmektedir (Haid & ark., 1997). F. Tschan ve arkadaşları resűsitasyon esnasında uygulayıcının çevresel ve kişisel faktörlerden dolayı resűsitasyona ara vermesinden kaynaklanan problemleri gözleme dayalı araştırmışlardır. KPR eğitimi almış toplam 20 takımın performanslarının video yardımı ile incelemişlerdir. Takımlar KPR yönetmeliğine göre KPR sűresinin %62'sinde başarı sağlamışlardır. Kpr sűresinin %32'si kesintilere uğramıştır. Bu zamanın %47'si defibrilatör ile uğraşmakla geçmiştir. Bořa giden zamanın %56'sı ekip içi görev dağılımında yaşanmıştır. Sonuç olarak KPR uygulama zamanının ancak 1/3'ű verimli kullanılabildiği ortaya konulmuştur. Bu konuda uygulayıcıların daha dikkatli ve daha hızlı KPR uygulama yapmaları gerektiği sonucuna varılmıştır (Tschan & ark., 2011). Bae Chang ve arkadaşları KPR siműlatrű için AED eğitim algoritması geliştirdiler. Korede AED cihazının tűm kamu ve özel kurumlarda yasa ile kullanılması zorunlu hale getirilmiştir. Fakat eğitimin yeterli olmamasından dolayı çok

sayıda simülator ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Yaptıkları çalışmada EKG takibi yapılabilen AED'li KPR simülatoru ortaya çıkarmışlardır (Chang & ark., 2011). Yongqin Li ve arkadaşları yaptıkları çalışmada kesintisiz CPR uygulaması süresince hastanın ventriküler fibrilasyonunu esnasında EKG işaretlerini algılamada yeni bir algoritma kullandılar. Kompresyon esnasında ortaya çıkan fiziksel hareket elektriksel gürültüye sebep olmuştur. EKG işaretlerini gürültü etkisinden arındırmak için dalgacık dönüşümü tabanlı morfoloji tutarlılık değerlendirme algoritmasını oluşturmuşlardır. Geliştirdikleri algoritmayı daha önce 232 hastaya ait AED yardımıyla alınmış veriler üzerinde test etmişlerdir. Yapılan çalışma neticesinde algoritmanın sürekli KPR uygulamasında EKG işaretlerindeki gürültünün giderilebildiğini ortaya koymuşlardır (Li & ark., 2011 ). Lars Wik ve arkadaşları KPR eğitiminde yeni bir yaklaşım ortaya koydular. Sesli ve görsel KPR eğitim mankenini geliştirdiler. 24 paramedik öğrencisinin KPR performanslarını geri beslemeli ve geri beslemesiz olarak kayıt altına aldılar. Geri beslemesiz yöntemle başarı %64 iken geri beslemeli yöntemle bu oranın %94'e yükseldiğini gösterdiler. Doğru kompresyon derinliği uygulamasının %32'den %92'ye çıktığını ortaya koydular. Sonuç olarak sesli geri beslemeli KPR eğitiminin başarıyı artırdığını kanıtlamış oldular (Wik & ark., 2001). Ayala ve arkadaşları kaliteli KPR için kompresyon derinliğini ve torasik empedansı (TI) ölçmek için otomatik kompresyon algılayıcı geliştirdiler. 38 hastane dışı vakada bu algılayıcıları kullandılar. Çalışmalarının %98,4'ünde algılayıcılar doğru sonucu ölçtüler (Ayala & ark.,2014). Kreg G. Gruben ve arkadaşları insanın el ile yapılan CPR uygulamasına karşın göstermiş olduğu göğüs tepkisini viskoz elastik yapısından dolayı araştırmak için hayvanlar üzerinde deneyler yapmışlardır. Bu deneylerde yedi adet köpek kullanmışlardır. Köpekleri sırt üstü yatırarak mekanik kompresyon aleti kullanmışlardır. Dakikada 90 kompresyon ve 400 N maksimum kuvvet uygulamışlardır. Kompresyon kuvveti, derinliği ve solunumu, model parametrelerini

zaman ve akciğer hacmine bağı olarak tahmin ettiler ve değerlendirdiler (Gruben & ark., 1999). Gerald Kampmeier ve arkadaşları Avrupa Resüsitasyon Derneğinin 2005 ve 2010 yıllarında yayınladığı KPR uygulamasına ilişkin kompresyon derinliğinin minimum 40 mm'den 50 mm'ye çıkarılmasını ve bu artışın uygulamadaki önemini araştırmışlardır (Kampmeier & ark., 2014). Leslie A. Geddes ve arkadaşları yaptıkları çalışmada KPR eğitimi almış 83 kişinin ve eğitim almamış 104 kişinin kompresyon kuvvetlerini ölçmüşlerdir. alışmalarında eğitilmiş olanların %60 'ı 556 N kuvvet uygulayabilmişlerdir. Eğitimsiz olanların ise ancak %37 si 556 N kuvvet uygulamışlardır. Amerika Kalp Birliğinin (2000) yönergesinde kompresyon derinliğinin 3.81-5.08 cm olması gerektiği ve bunun için gerekli olan ağırlığın 45-56 kg olması gerektiğini belirtilmiştir (Geddes & ark., 2007). Silje Qdegaard ve arkadaşları dört farklı göğüs sertliğine sahip KPR eğitim mankenleri üzerinde sekiz ilk yardım personelinin performanslarını analiz ettiler. Sekiz kişi farklı mankenler üzerinde 5 dakika süresince geri beslemeli ve geri beslemesiz KPR uyguladı. Sonuç olarak, KPR uygulama yönergesine göre de  $44\pm 3$  mm kompresyon derinliğini,  $101\pm 3$  kompresyon/dakika ve  $7\pm 2$  solunum/dakika olarak uygulanabildi. Uygulayıcılar farklı fiziksel özelliklere sahip olsalar da gerekli performansı sergilediler (Ødegaard & ark., 2007).

### **PSO-PI, PID ve BM Denetleyici ile İlgili Yapılan alışmalar**

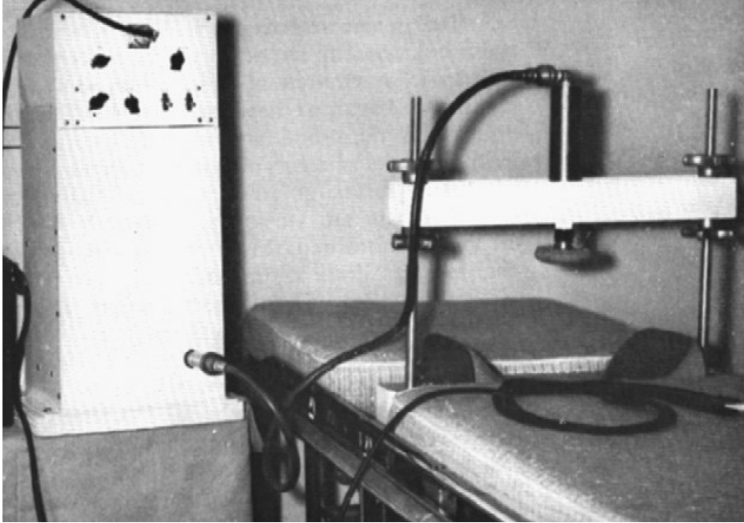
Boumediène Allaou ve arkadaşları yaptıkları çalışmalarında SMDA motorun hızını PSO-PID ile kontrol etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları, tasarladıkları FUZZY-PSO denetleyiciden elde ettikleri sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. PSO-PID denetleyicinin sistemin dinamik performansını artırma konusunda FUZZY-PSO denetleyiciye göre daha iyi olduğunu göstermişlerdir (Allaoua & ark., 2009). Zee-Lee Gaing yaptığı çalışmada, PSO algoritmasını bir AVR sistemine ait PID denetleyicinin parametrelerinin belirlenmesi için kullanmıştır. Ayrıca PSO algoritmasının genetik algoritmalarına

göre daha hızlı tepki verdiğini göstermiş, algoritmanın daha basit ve anlaşılır kolay olduğunu ortaya koymuştur (Gaing, 2004). P. Nelendran ve G. Poobalan, yaptıkları çalışmada PSO algoritmasını UFOPDT (Unstable First-Order Plus Dead Time Processes) işlemlerinde PI veya PID denetleyicilerinin parametrelerinin belirlenmesinde kullanmışlardır. Parametre belirleme ifadeleri, PSO algoritmasını kullanarak ve ITAE (Integral Time Absolute Error)'nin minimize etmesini esas alarak elde edilmiştir. Burada PSO tabanlı parametre belirleme işlemi ve diğer ayarlama yöntemleri karşılaştırılmıştır. PSO tabanlı parametre belirleme işleminin diğerlerine göre daha etkin olduğu ispat edilmiştir (Pillay 2011). M. B. Sharifian ve arkadaşları PSO algoritmasını PMLSM'nin (Permanent Magnet Linear Synchronous Motor) PID ile hız kontrolünü yapmışlardır. Bu çalışmada PSO algoritmasının doğrusal olmayan problemlerin çözümündeki etkisi dikkate alınmıştır (Sharifian & ark., 2010). S.M. Kumar ve arkadaşları, PID parametrelerini Ziegler-Nichols gibi klasik yöntemler ile ve PSO ile ayarlayıp, PSO'nun parametre belirleme işleminde daha iyi olduğunu ispat etmişlerdir (Kumar & ark., 2010). Akihiro Oi ve arkadaşları, PSO algoritmasını bir PID denetleyicinin parametrelerini belirlemek amacı ile bir basit sisteme uygulayıp, en iyi birim basamak cevabı bulmaya çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmada PSO yönteminin daha etkili olduğu ispat edilmişlerdir (Oi & ark., 2008). H.K. Verma ve C.J. Miss yaptıkları çalışmada, PD-PSO (Performance Dependant PSO) yöntemini bir doğru akım motorun hız kontrolünü yapmak için kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada PSO'nun daha iyi performans gösterdiğini ortaya koymuşlardır (Verma & ark., 2011). C. Ou ve W. Lin yaptıkları çalışmada, PID kontrolörün parametrelerini belirleme işlemini PSO ve GA yöntemlerini kullanarak yapmışlar ve bu iki yöntemi karşılaştırmışlardır. PSO yönteminin, GA yöntemine göre geç yakınsama sorunu olmadığı ve daha kaliteli ve etkin bir yöntem olduğunu göstermişlerdir. PSO yönteminin PID denetleyici

parametre belirleme işlemini daha hızlı ve daha kolay yaptığını ortaya koymuşlardır (Ou & ark., 2006).

### **KPR Sistemlerinin Tarihçesi**

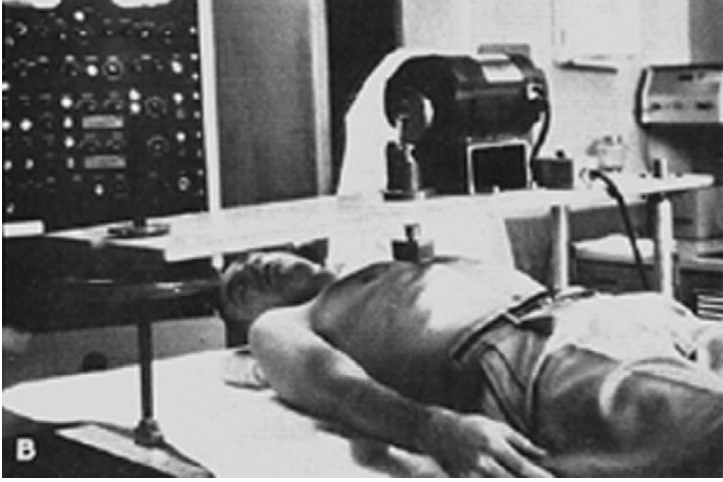
1960'lı yıllarda kapalı kalp masaj aletinin ilk versiyonları tasarlanmaya başlamıştır. Bu yıllardan sonra bu tür sistemlere ait yapılar kronolojik olarak açıklanacaktır. 1961 yılında Harkins ve Bromson kalp masajı üzerine bir sistem tasarlamışlardır. Sistem şekil 1.1'de görüldüğü gibi basınçlı gaz ile çalışmakta ve hasta sedyesine monte edilen türde tasarlanmıştır. Kompresyon pistonu yaylı bir mekanizmaya sahip ve maksimum 27-34 kg ağırlık uygulamaya özelliğine sahipti (Harkins & ark.,1961).



*Şekil 1.1. Harkins ve Bomson KPR sistemi*

Dotter ve arkadaşları ise hastanın üst kısmına gelen bir zemin üzerine yerleştirilmiş pistonu kompresyon noktasına gelecek şekilde ayarlanmış kompresyon aleti geliştirdiler. Şekil 1.2'de Dotter'a ait KPR sistemi görülmektedir. Bu sistem elektrik motorunun sürdüğü, dakikada 60 kompresyon yapan bir mekanizmaya sahipti. Bu sistemi ilk olarak 75 yaşında kalp krizi geçiren bir hasta üzerinde denediler.

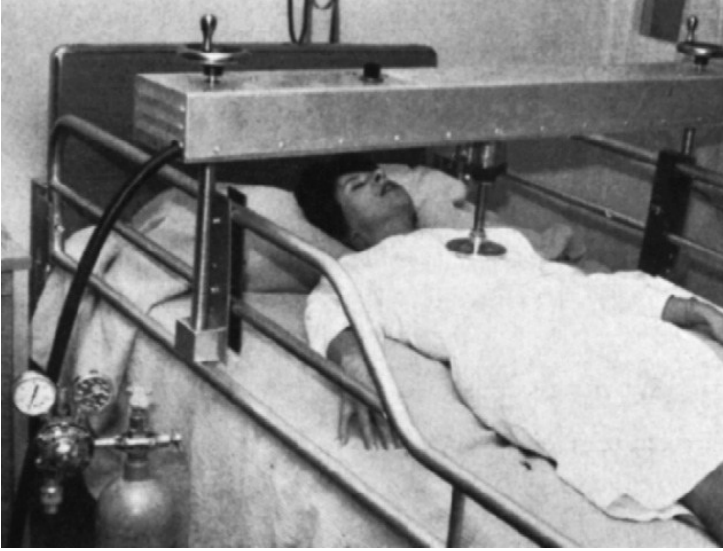
Fakat sisteme rağmen hastayı kurtaramadılar. Hastaya yapılan otopside sistemin hastada pek çok kaburga kırığına sebep olduğu anlaşıldı. Bu ürünün kullanımına ilk denemede son verildi (Dotter & ark., 1961).



*Şekil 1.2. Dotter KPR sistemi*

Nachlas ve Sieband 1962 de taşınabilir kompresyon amaçlı pnömatik bir sistem tasarladılar. Sistemleri hafif ve taşınabilir olduğundan ticari bir kimlik kazanma şansını yakalamıştı. Köpek denekler üzerinde yapılan çalışmalar neticesinde insan deneylerine geçiş yaptılar. Sistem 3 hasta üzerinde denendi. Fakat denemeler 3 hastanın ölümü ile sonuçlanmıştır. Şekil 1.3'te Nachles ve Siedband kompresyon sistemi görülmektedir (Nachlas & ark.,1962).





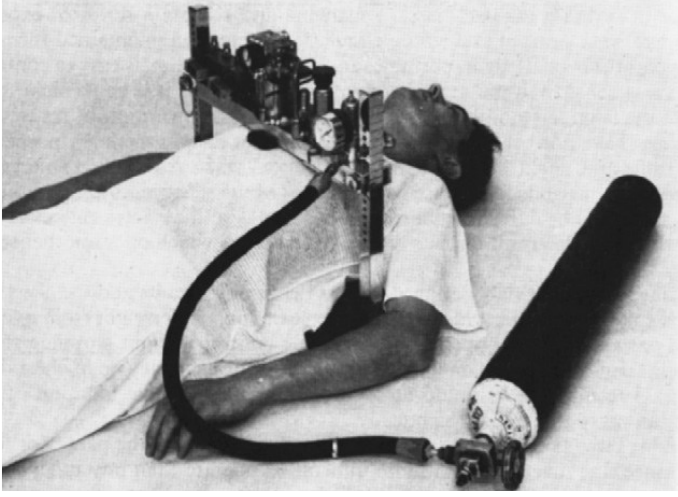
*Şekil 1.3. Nachles ve Siedband KPR sistemi*

Micheal ve arkadaşları tasarlamış oldukları tamamen mekanik olan KPR sistemini tanıttılar. Sistem manuel KPR'yi kolaylaştırmak ve daha az güç harcayarak daha verimli KPR yapılmasını sağlamak için tasarlanmıştı. Cihaz tamamen insan gücüne dayalı ve bir manivela koluna sahipti. Bu kolun aşağı ve yukarı hareketi ile kompresyon gerçekleştirilebiliyordu. Sistem 18 hasta üzerinde denendi. Sistem patentlenmesi yapıldıktan sonra ticarileşti (Michael & ark., 1962). Tocker ve arkadaşları geliştirdikleri cihaza "Rodriguez Tocker Otomatik KPR Makinası" ismini verdiler. Sistemleri diğerlerinden ayırt edici özelliklere sahipti. Şekil 1.4'te Tocker'a ait sistem görülmektedir. Örneğin kompresyon esnasında kalp tekrar attığında yada fibrilasyona girdiğinde cihaz uyarı sesi vermekteydi. Bu özellik cihazın ECG cihazıyla paralel kullanılması sayesinde gerçekleşmiştir (Tocker & ark., 1962).



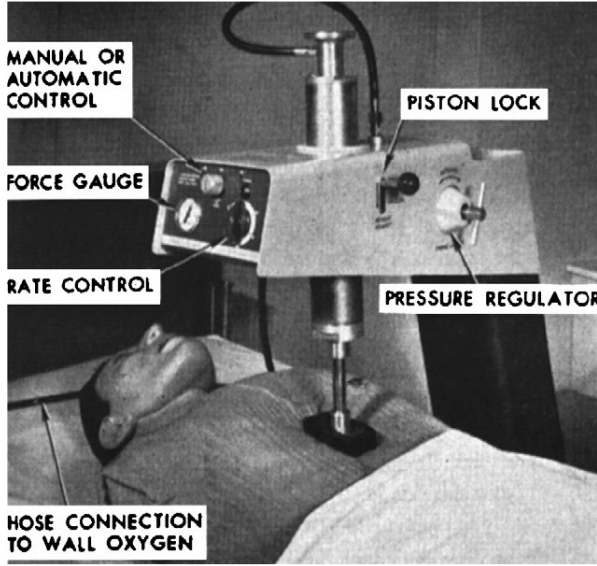
*Şekil 1.4. Rodriguez Tocker Otomatik KPR Makinası*

Birch ve arkadaşları değişken kuvvetlerin kompresyon esnasında göğüse etkileri üzerinde çalıştılar. Bunun için bir alet tasarlayıp etkilerini hayvanlar üzerinde test ettiler. Sistemlerini Butterworth-LSI Harici Kardiyak Kompresor olarak isimlendirdiler. Kompresyon süresi, kuvveti ve sıklığının etkilerini araştırdılar. Cihazın bu yöndeki eksikliklerini ve faydalarını ortaya koydular (Birch & ark.,1962). Safar ve arkadaşları 1963 yılında "Back-Rand External Kardiyak Kompresyon Makinası" isminde bir sistemi tanıttılar. Sistem 32 kg ağırlığında ve batarya ile çalışan yapıya sahipti. Taşınabilir olmasından dolayı ambulanslarda kullanılabileceği öngörülmüştü (Safar & ark.,1963). Bailey ve arkadaşları 1964'de taşınabilir tek kişi tarafından kullanılabilecek türde pnömomatik bir sistem tanıttılar. Hayvan deneylerinden sonra insan deneyleri de yapılarak güzel sonuçlar elde edilerek sistemleri için patent aldılar. Sistemleri bir firma tarafından da üretilmiştir. Şekil 1.5'te Bailey sistemi görülmektedir (Bailey & ark.,1964).



*Şekil 1.5. Bailey KPR sistemi*

Nachlas ve Siedband 1965 yılında yeni bir sistem geliştirdiler. Sistemleri tamamen pnömatik olarak çalışmakta ve ambulans içi uygulamalar için üretilmişti. Cihaz üzerinde kontrol paneli yer almakta idi. Kullanıcı bu kontrol panel sayesinde otomatik yada manuel uygulamaya geçiş yapabilmekte idi. Hastaya uygulanan kompresyon kuvveti bir analog gösterge sayesinde izleme imkanı vardı. Cihazlarının önemli özelliği, uygulanan kuvvet ile kompresyon derinliğinin tutarlılığıydı. Söz konusu sistem şekil 1.6'da görülmektedir (Nachlas & ark.,1965).



*Şekil 1.6. Nachlas and Sieband KPR sistemi*

Pearson ve arkadaşları 1966'da "Cardio- Massager, Cardio-Puser, Iron Heart, Baxter H-L-R" sistemleri üzerine araştırma yaptılar. Bu sistemlerin ortak yönleri oksijen basıncı ile çalışmalarıydı. Bu sistemlerin kurulumu uzun süre alması ve etkili çalışamaları bir dezavantajdı. Hastanın taşınması esnasında faydalı olabileceği tartışılrsa da ilgili otoriteler ilk müdahalenin cihazla değil el ile yapılması gerektiğini savunuyorlardı (Pearson & ark., 1966). 1973 yılında 4 adet KPR sistemi tartışılmaya başlandı. Bowen Pusator ve Rentsch Press cihazları tamamen insan gücüyle çalışan bir yapıya sahipti. Manivela kolu sayesinde kompresyon yapabilmekteydiler. Life Aid 1004 modeli ve Tranevol HLR50-90 modeli pnömatik olarak çalışmaktaydılar (Kassil & ark.,1973). 1980'lerde Tumper cihazı tekrar yenilenerek 1005 model adı altında tekrar piyasaya sürülmüştür. 80'lerin ortalarında KPR amaçlı yeni

bir cihaz tasarlandı. Cihaz bir bant yardımıyla toraks çevresini sarmakta ve süreli olarak bandı sıkıp bırakarak KPR uygulamaktaydı (Halperin & ark.,1986). Daha sonraki versiyonu günümüzde de kullanılan Auto-Pulse cihazıdır. 1990'lı yıllara gelindiğinde ACD-CPR cihazı geliştirildi. Tamamen mekanik olan bu cihazın manuel KPR ye faydalı olduğu yapılan çalışmalarda ortaya konulmuştur (Cohen & ark., 1992). 2000'li yıllarda ve günümüzde halen kullanılan 3 adet ürün bulunmaktadır. Bunlardan ilki, AAT GB Almanya firması, ikincisi Jolife AB firması İsveç ve üçüncü ise Zoll JAPON firmasıdır (Animax,2013; Lucas, 2013; Zoll, 2013).ATT GB firmasının ürünü olan Animax cihazı yarı manüel bir cihazdır, kullanıcının bir kol vasıtasıyla mekanik olarak göğüs masajı yapmasına olanak sağlamaktadır. Bu kol vasıtasıyla hastaya 30:2 oranıyla resüsitasyon uygulanmaktadır Jolife AB firmasının 2009 yılında Lucas 2 ismiyle ürettiği cihazı bulunmaktadır. Lucas 2 cihazının Animax'a göre üstünlüğü tam otomatik çalışmasıdır. Lucas 2 cihazı sadece kalp masajı yapabilmektedir. Japon Zoll firmasına ait olan AutoPulse cihazı ise vücudu saran bir kemer sayesinde kalp masajı yapmaktadır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 1.7. (a) AutoPulse , (b) Lucas 2 ve (c) Animax KPR Cihazı

Günümüzde kullanılan KPR cihazlarında sürücü motor olarak DA motorları tercih edilmektedir. Bu nedenle bu çalışmada da kompresyon için sürekli mıknatıslı DA motoru kullanılmıştır. Literatür çalışmalarından da görüldüğü gibi DA motorlarının denetiminde genellikle PI ve PID denetleyiciler tercih edilmektedir. Bu çalışmada da PI denetleyici PSO algoritması ile optimize edilerek kullanılmıştır. Ayrıca BM denetleyici de sistemin kontrolünde kullanılmıştır. Bundan sonraki kısımda sistemde kullanılan DA motor türü ve denetleyicilerin genel yapıları açıklanmıştır.

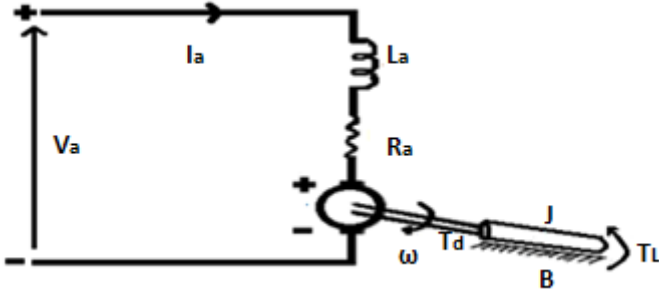
### **Sürekli Mıknatıslı Doğru Akım Motorları**

Doğru akım (DA) motorları, günümüz endüstrisinin olmazsa olmazları arasında yer alır. Yüksek performansları, geniş hız ayarlama aralıkları ve hassas konumlandırma yetenekleri sayesinde elektrikli ev aletlerinden karmaşık endüstriyel sistemlere kadar pek çok alanda kullanılırlar. Özellikle otomasyon ve robotik sistemlerde DA motorlarının sunduğu esneklik ve kontrol edilebilirlik, üretim süreçlerinin verimliliğini önemli ölçüde artırır. Bu motorların elektrikli trenler, vinçler, asansörler, yazıcılar ve elektrikli taşıtlarda da yaygın olarak kullanılması, endüstriyel uygulamadaki önemlerini bir kez daha ortaya koyar. (Çolak & ark., 2011; Vadi & ark.,2011). Doğru akım (DA) motorları, endüstriyel uygulamalarda sıklıkla tercih edilen elektrik makineleri arasında önemli bir yere sahiptir. Yüksek tork üretme kapasiteleri, uyartım akımına ihtiyaç duymamaları, etkin soğutma sistemleriyle donatılabilmeleri ve güvenilir çalışma ortamlarında yüksek performans sergilemeleri gibi üstün özellikleri, bu motorları sanayinin vazgeçilmez bir parçası haline getirmiştir. Bu sayede DA motorları, geniş bir güç aralığında ve çeşitli çalışma koşullarında güvenilir bir şekilde kullanılabilirler. Özellikle hassas kontrol gerektiren uygulamalarda DA motorlarının sunduğu avantajlar, onları rakiplerinden ayıran önemli bir faktör olmuştur (Sönmez, 2007; Kuo, 1991). Doğru akım motorlarının kontrolü basittir ve geniş çalışma aralığında güvenilirdir. Genellikle doğrusal sistemler olarak modellenirler ve doğrusal kontrol yaklaşımları gerçekleştirilir. Bu çalışmada mekanik gücü temin

edecek, kolay kontrol imkânı sağlayan redüktörlü sabit mıknatıslı doğru akım motorunun (SMDA) elektriksel ve mekaniksel dinamik denklemleri çıkartılmış, transfer fonksiyonları elde edilmiştir.

## DA Motorunun Elektriksel ve Mekaniksel Denklemlerinin Çıkartılması

Elektrik motorları, elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürerek, bir sistemin konum veya hız gibi çıktı parametrelerini kontrol etmek amacıyla kullanılan elektromekanik aktüatörlerdir (Yazıcı,2008; Kahveci, 2014). Özellikle kontrol sistemlerinde sıklıkla tercih edilen doğru akım (DA) motorlarının, sistemin dinamik davranışını analiz etmek ve kontrol algoritmaları geliştirmek için detaylı matematiksel modellemesi büyük önem taşımaktadır. Sabit mıknatıslı doğru akım (SMDA) motorunun endüvi devresi, endüvi direnci ( $R_a$ ), endüvi endüktansı ( $L_a$ ) ve rotorun dönmesiyle endüvide indüklenen zıt elektromotor kuvveti ( $e_a$ ) ile modellenerek elektriksel olarak ifade edilir. SMDA motorunun eşdeğer devre diyagramı Şekil 1.8'de gösterilmiştir (Gödekoğlu,2007; Fandaklı,2014).



Şekil 1.8. SMDA motorunun eşdeğer devresi

SMDA sabit genlikte bir alan oluşturur. Endüvi devresinden akan  $i_a(t)$  akımı,  $B$  manyetik alan büyüklüğüne ve  $l$  iletkenin uzunluğuna bağlı olan bir kuvvet oluşturur.

$$F = B.l.i_a(t) \quad (1.1)$$

$$e = B.l.v \quad (1.2)$$

Bir iletken manyetik alana, doğru açılarla hareket ettiğinde, iletken uçlarında  $v$  iletkenin hızına bağlı olan  $e$  gerilimi üretilir. Endüvi akımı, manyetik alanda döndüğü zaman, oluşan gerilim hızla orantılıdır (Chang & ark.,2011). Endüvi gerilimi  $e_a(t)$  aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\begin{aligned} e_a(t) &= K_e \cdot \frac{d\theta_m}{dt} \\ &= K_e \cdot \omega_m(t) \end{aligned} \quad (1.3)$$

Şekil 1.8'de görüldüğü gibi endüvi uçlarına uygulanan  $V_a$  gerilimi ile SMDA motoru kontrol edilir. Doğrusal analizde, motorun hava aralığı akısı, doyuma ulaşmadığı varsayılan alan akımı ile motorun oluşturduğu moment hava aralığı akısı ve endüvi akımıyla orantılıdır.

$$\emptyset = K_f \dot{I}_f \quad (1.4)$$

$$T_m = K_m \emptyset \dot{I}_a(t) \quad (1.5)$$

$\emptyset$  akısı sabit olduğundan elektriksel yana ilişkin mil momenti denklem (1.4)'teki gibi yazılabilir. Yapılan hesaplamalara göre  $K_m$  değerinin  $K_e$  değerine eşit olduğu bulunur. Motorun endüvi devresine Kirchoff gerilim yasası uygulandığında (1.6) eşitliği elde edilir ve (1.6) eşitliğindeki gibi yeniden düzenlenir.

$$v_a(t) = R_a.i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} + e_a(t) \quad (1.6)$$

$$\frac{di_a(t)}{dt} = \frac{1}{L_a}v_a(t) - \frac{R_a}{L_a}i_a(t) - \frac{1}{L_a}e_a(t) \quad (1.7)$$



Newton yasası kullanılarak elde edilen DA motorun mekaniksel yana ait denklemi, (1.8)'de verilmiştir ve (1.9)'daki gibi yeniden düzenlenir.

$$T_m(t) = J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_m \omega_m + T_L(t) \quad (1.8)$$

$$\frac{d\omega_m(t)}{dt} = \frac{1}{J_m} T_m(t) - \frac{B_m}{J_m} \omega_m(t) - \frac{1}{J_m} T_L(t) \quad (1.9)$$

Eşitlik (1.3), (1.5) denkleminde yerine konulursa denklem (1.8), (1.3) eşitliği (1.7) denkleminde yerine konulursa denklem (1.9) elde edilir.

$$\frac{di_a(t)}{dt} = \frac{1}{L_a} v_a(t) - \frac{R_a}{L_a} i_a(t) - \frac{1}{L_a} K_e \omega_m(t) \quad (1.10)$$

$$\frac{d\omega_m(t)}{dt} = \frac{1}{J_m} K_t i_a(t) - \frac{B_m}{J_m} \omega_m(t) - \frac{1}{J_m} T_L(t) \quad (1.11)$$

$$\frac{d\theta_m(t)}{dt} = \omega_m(t) \quad (1.12)$$

Sistemin durum uzay modelini çıkarmak için öncelikle durum değişkenleri belirlenmelidir. Durum değişkenleri  $i_a(t)$ ,  $\omega_m(t)$  ve  $\theta_m(t)$  olarak yazılabilir. Durum denklemleri matris şeklinde düzenlenirse (1.13) eşitliği elde edilir.

$$\begin{bmatrix} \frac{di_a(t)}{dt} \\ \frac{d\omega_m(t)}{dt} \\ \frac{d\theta_m(t)}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R_a}{L_a} & -\frac{K_e}{L_a} & 0 \\ \frac{K_t}{J_m} & -\frac{B_m}{J_m} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a(t) \\ \omega_m(t) \\ \theta_m(t) \end{bmatrix} \quad (1.13)$$

$$+ \begin{bmatrix} \frac{1}{L_a} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} V_a(t) - \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_m} \\ 0 \end{bmatrix} T_L(t)$$

SMDA motorunun durum denklemlerinden transfer fonksiyonu elde edilir. Başlangıç şartları ve  $T_L(t)$  sıfır kabul edilerek (1.8) ve (1.9) denklemlerinin Laplace dönüşümü alındığında denklem (1.12), (1.13), (1.14) ve (1.15) eşitlikleri elde edilir.

$$sI_a(s) = \frac{1}{L_a} V_a(s) - \frac{R_a}{L_a} I_a(s) - \frac{1}{L_a} K_e s \theta_m(s) \quad (1.14)$$

$$V_a(s) = (sL_a + R_a)I_a(s) + K_e s \theta_m(s) \quad (1.15)$$

$$s^2 \theta_m(s) = \frac{K_t}{J_m} I_a(s) - \frac{B_m}{J_m} s \theta_m(s) \quad (1.16)$$

$$I_a(s) = \frac{J_m s^2 + B_m s}{K_t} \theta_m(s) \quad (1.17)$$

(1.17) eşitliği (1.15) eşitliğinde yerine konulursa ifade (1.18) elde edilir.

$$V_a(s) = \frac{L_a J_m s^3 + (B_m L_a + R_a J_m) s^2 + (K_t K_e + R_a B_m) s}{K_t} \theta_m(s) \quad (1.18)$$

Sürekli mıknatıslı DA motorunun açısal konumuna karşılık giriş gerilimine göre transfer fonksiyonu (1.19) eşitliğindeki gibi

yazılabilir. Açısal hızına karşılık giriş gerilimine göre transfer fonksiyonu (1.20) eşitliğindeki gibi yazılabilir.

$$\frac{\theta_m(s)}{V_a(s)} = \frac{K_t}{L_a J_m s^3 + (B_m L_a + R_a J_m) s^2 + (K_t K_e + R_a B_m) s} \quad (1.19)$$

$$\frac{\omega_m(s)}{V_a(s)} = \frac{K_t}{L_a J_m s^2 + (B_m L_a + R_a J_m) s + (K_t K_e + R_a B_m)} \quad (1.20)$$

Bir sistemin transfer fonksiyonu sistemin açık veya kapalı çevrim kontrolü için temel teşkil eder. Sistemin benzetimi transfer fonksiyonuna göre yapılır.

### **Kontrol Sistemleri Tasarımı ve Türleri**

Teknolojinin gelişmesiyle kontrol sistemlerindeki gelişmeler de günden güne artmaktadır. Kontrol sistemlerine, ürünlerin kalitesini kontrol etmede, güç sistemlerinde kimyasal uygulamaların denetiminde, tıpta, uzay teknolojilerinde, nanoteknoloji de kısacası endüstrinin her alanında ihtiyaç duyulmaktadır. Sistemlerin amacına uygun çalışması için öncelikle iyi tetkik edilmesi, modellenmesi ve kontrol edilmesi gerekir (Hwang & ark., 1994). Kontrol sistemi tasarımı, kontrol edilecek sistemin özelliklerine ve gereksinimlerine bağlıdır. Kontrol sistemindeki yapılar karmaşık gereksinimler için çözüm üretirler. Sistemin matematiksel modelini çıkarmak gerekir. Kontrol sisteminin başarılı olması için, sistemin dinamik özelliklerinin iyi belirlenmesi gerekmektedir (Ahmed & ark., 2013). Bir sistemin tasarımında ilk adım sistemin çıktılarının ne olması gerektiğinin belirlenmesidir. Örneğin bu çalışmadaki amaçlardan biri kompresyon frekansının dakikada 100'ü sağlamasıdır. İkinci adım bu amacı gerçekleştirmek için ihtiyaç duyulan değişkenlerin tanımlanmasıdır. Bu çalışmada KPR için gerekli olan sürekli mıknaatıslı DA motorunun hızı kontrol edilmek istenmiştir. Üçüncü adım değişkenlerin özelliklerinin belirlenmesidir. Bu aşamalardan

sonra sistem için gerekli olan performansı sağlayacak parametreler ayarlanır. Sistem için sürücü ve algılayıcı tasarımı yapılır. Son olarak sistem için denetleyici tasarlanarak ilave edilir. Hedeflenen çıktıyı elde etmek için denetleyicinin parametreleri ayarlanarak kontrol yerine getirilir (Ogata,2009). Dinamik sistemlerin kontrolü örneğin araçlarda olduğu gibi, insan tarafından gerçekleştiriliyorsa bu manuel denetimdir. Örneğin, araç hız denetimini insandan bağımsız algılayıcıya göre yaparsa bu otomatik denetimdir. Sistemin girişine göre çıkışının belirlenmesinde çıkış sinyali ölçülüyorsa bu açık çevrimdir. Çıkış sinyali ölçülerek girişe göre çıkış belirleniyorsa kapalı çevrim veya geri beslemeli sistem olarak adlandırılır. Modern kontrol metotları diferansiyel denklemlere dayalıdır (Bishop & ark., 2010). Açık çevrimin maliyeti kapalı çevrime göre daha azdır. Bu bir avantaj olarak görülse de çevresel gürültülerden çok etkilendiği için pek tercih edilmezler (Franklin & ark.,2002). Kapalı çevrim denetleyici ya da geri beslemeli kontrol, hedeflenen sonuçla gerçek sonuç arasındaki hatayı ölçmeye dayalıdır. Sistemin çıkışı alınır ve denetleyici girişine iletilir. Kapalı çevrim ifadesi geri besleme yoluyla oluşan çevrime denilmektedir. Sistem çıkışı bir algılayıcı ile ölçülür. Bu ölçüm verisi karşılaştırmacıya gönderilir ve referansla karşılaştırılır. Bu karşılaştırma sonucunda giriş ile çıkış arasında fark varsa denetim işareti sistemi sürmeye devam eder. Eğer fark yoksa denetim işareti sifıra yaklaşır ve sistemin çıkışının hedeflenen değere ulaştığı anlaşılır (Bateson,1996). Kapalı çevrim sistemleri uygulamada daha fazla tercih edilirler. Uygulama maliyetleri yüksek olmasına rağmen gürültü ve çevresel faktörlerden çok fazla etkilenmezler. Geçici tepki ve sürekli durum hatası denetleyicinin ayarlanmasıyla kontrol edilebilirler.

## Kararlılık Analizi

Zamanla değişen yani doğrusal olmayan sistemlerin kararlılık analizleri son derece karmaşık ve zordur. Zamanla değişmeyen doğrusal sistemlerin kararlılık analizini gerçekleştirmek nispeten daha kolaydır. Doğrusal sistemlerde transfer fonksiyonunun payda polinomunun bütün kökleri negatif gerçekte kısıma sahip olmalıdır. Paydanın bütün kökleri sol yarı düzlemde yer almalıdır. Diğer durumda sistem kararsızdır. Zamanla değişmeyen sistemlerde karakteristik denklem genel olarak (1.21) denklemi ile ifade edilebilir.

$$s^n + a_1s^{n-1} + a_2s^{n-2} + \dots + a_n = 0 \quad (1.21)$$

Eşitlik (1.22) ise transfer fonksiyonunun genel ifadesini vermektedir.

$$T(s) = \frac{b_0s^m + b_1s^{m-1} + \dots + b_m}{s^n + a_1s^{n-1} + \dots + a_n} = \frac{K \prod_{i=1}^m (s - z_i)}{\prod_{i=1}^n (s - p_i)} \quad (1.22)$$

Karakteristik denklemin çözümü için kısmi kesir açılımı kullanılarak (1.23) eşitliği yazılabilir.

$$y(t) = \sum_{i=1}^n K_i e^{p_i t} \quad (1.23)$$

Sistemin kararlılığı için t sonsuza gittikçe (1.23) eşitliğindeki tüm terimlerin sıfıra gitmesi gerekmektedir. Sistemin bütün kökleri sol yarı düzlemde olduğunda bu sağlanır (Yikan,2005).

Zaman tepkisi kontrol sistemlerinde iki kısma ayrılır:

- Geçici tepke
- Sürekli durum tepkisi

Sistem tepkesinin bir parçası da geçici tepke  $c_t(t)$ 'dir. Bu tepke belirli bir süre sonra sönümlenir ya da sıfıra doğru azalır. Geçici tepke etkisi sona erdikten sonra, geriye kararlı durum tepkesi kalır  $c_{ss}(t)$ . Sistem tepkesi,  $c(t)$  denklem (1.24)'teki gibi ifade edilebilir.

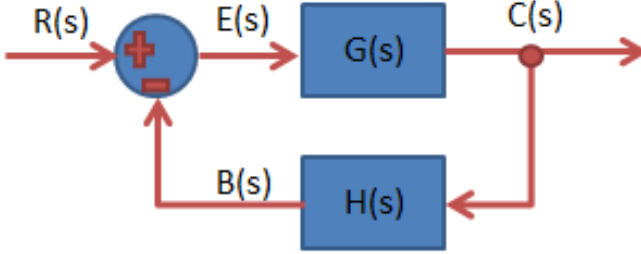
$$c(t) = c_t(t) + c_{ss}(t) \quad (1.24)$$

Sistem kararlılığı bir sistemin performansına ilişkin en önemli faktördür. Geribeslemeli bir kontrol sisteminin kararlı olabilmesi için, karakteristik denkleminin bütün köklerinin sol yarı düzlemde bulunması gerekir. Sistemin kararsız olması için karakteristik denklemin en az bir kökü sağ yarı düzlemde olmalı veya  $j\omega$  ekseninde katlı kökü bulunmalıdır.

### **Mutlak Kararlılık, Bağlı Kararlılık ve Sürekli Durum Hatası**

Bir kontrol sisteminin tasarımı sürecinde, sistem bileşenlerinin dinamik davranışlarının doğru bir şekilde modellenmesi ve tahmin edilmesi büyük önem taşımaktadır. Kontrol sistemlerinin en temel özelliklerinden biri olan kararlılık, sistemin başlangıç koşullarından bağımsız olarak denge durumuna ulaşma yeteneğini ifade eder. Doğrusal ve zamanla değişmeyen bir sistemde, çıkış sinyali başlangıç koşullarının etkisiyle bir süreliğine değişse bile, yeterli süre geçtiğinde sistemin denge durumuna gelmesi beklenir. Eğer sistemin çıkışı sonsuza kadar salınım gösteriyorsa, bu durum sistemin kritik kararlı olduğu anlamına gelir ve istenmeyen bir durumdur. Bir kontrol sisteminin performansını değerlendirmede kullanılan önemli parametrelerden biri de sürekli durum hatası ve bağlı kararlılıktır. Sürekli durum hatası, bir sistemin belirli bir giriş sinyaline uzun süre maruz bırakıldığında, çıktı sinyali ile istenen referans sinyal arasındaki sapma olarak tanımlanır. Doğrusal zamanla değişmeyen sistemlerde, sürekli durum hatası sistemin tipine ve uygulanan giriş sinyalinin türüne bağlı olarak değişir.

Başka bir deyişle, bir sistem kararlı duruma ulaştığında bile, çıkış sinyali istenen değere tam olarak eşit olmayabilir. Bu durum, sistemde bir kararlı durum hatasının varlığını gösterir. Kararlı durum hatası, kontrol sisteminin doğruluğunu ve performansını doğrudan etkileyen önemli bir faktördür (Dumanay, 2009). Şekil 1.9’ da verilen blok diyagramda kapalı çevrim sistem görülmektedir.



Şekil 1.9. Kapalı çevrim sistem blok diyagram

$$E(s) = R(s) - B(s) \quad (1.25)$$

Eşitlik (1.25) ve (1.26)’da hatanın s-domeninde kapalı çevrim sistem parametrelerine bağlı ifadeleri yer almaktadır.

$$E(s) = \frac{R(s)}{1 + G(s)H(s)} \quad (1.26)$$

## Routh – Hurwitz Kararlılık Kriteri

Kontrol sistemlerinin analizi ve tasarımı sürecinde, sistemlerin kararlılık özelliği en kritik parametrelerden biridir. Tarihsel olarak, dinamik sistemlerin kararlılık kavramı ilk olarak Vhnegradsky ve Maxwell tarafından ortaya atılmış ve daha sonra E.J. Routh ve A. Hurwitz tarafından doğrusal sistemlerin kararlılık analizi için kapsamlı çalışmalar yapılmıştır. Bu cebirsel yöntem, doğrusal, zamanla değişmeyen ve sabit katsayılı karakteristik denklemlere sahip

sistemlerin mutlak kararlılık özelliğini değerlendirmek için kullanılır. Karakteristik denklem (1.27)'de verilmiştir.

$$\Delta(s) = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0 = 0 \quad (1.27)$$

Bir sistemin kararlılık analizi, karakteristik denkleminin köklerinin s-düzlemindeki konumunun belirlenmesiyle gerçekleştirilir. Kararlı bir sistemin karakteristik denkleminin tüm kökleri, s-düzleminin sol yarısında yer almalıdır. Doğrusal sistemlerin kararlılık incelemesinde en yaygın kullanılan yöntemlerden biri olan Routh-Hurwitz kararlılık kriteri, karakteristik denklemin katsayılarının belirli bir düzende sıralanmasıyla elde edilen bir tabloya dayanır ve sistemin kararlı olup olmadığını kesin olarak belirlemek için yeterli ve gerekli bir koşul sunar. 4. Dereceden bir sistemin karakteristik denklemi (1.28)'de verilmiştir.

$$a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 = 0 \quad (1.28)$$

*Tablo 1.1. 4. Mertebeden bir sistemin Routh düzeni*

$s^4$	$a_4$	$a_2$	$a_0$
$s^3$	$a_3$	$a_1$	0
$s^2$	$b_1 = -\frac{\begin{vmatrix} a_4 & a_2 \\ a_3 & a_1 \end{vmatrix}}{a_3} =$ 0	$b_2 = -\frac{\begin{vmatrix} a_4 & a_0 \\ a_3 & 0 \end{vmatrix}}{a_3} =$ 0	$b_3 = -\frac{\begin{vmatrix} a_4 & 0 \\ a_3 & 0 \end{vmatrix}}{a_3} =$ 0
$s^1$	$c_1 = -\frac{\begin{vmatrix} a_3 & a_1 \\ b_1 & b_2 \end{vmatrix}}{b_1} = 0$	$c_2 = -\frac{\begin{vmatrix} a_3 & 0 \\ b_1 & 0 \end{vmatrix}}{b_1} =$ 0	$c_3 = -\frac{\begin{vmatrix} a_3 & 0 \\ b_1 & 0 \end{vmatrix}}{b_1} =$ 0
$s^0$	$d_1 = -\frac{\begin{vmatrix} b_1 & b_2 \\ c_1 & 0 \end{vmatrix}}{c_1} =$ 0	$d_2 = -\frac{\begin{vmatrix} b_1 & 0 \\ c_1 & 0 \end{vmatrix}}{c_1} =$ 0	$d_3 = -\frac{\begin{vmatrix} b_1 & 0 \\ c_1 & 0 \end{vmatrix}}{c_1} =$ 0

Routh-Hurwitz tablosunun ilk sütununda gözlemlenen işaret değişimlerinin sayısı, karakteristik denklemin köklerinin s-



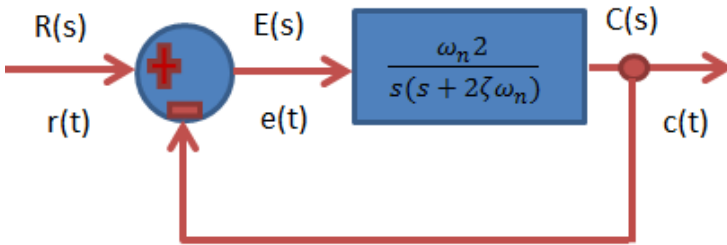
düzleminin sağ yarısında yer alması durumunda sistemin kararsız olduğunu gösterir. Eğer tabloda herhangi bir işaret değişimi meydana gelmezse, tüm köklerin s-düzleminin sol yarısında yer aldığı ve dolayısıyla sistemin kararlı olduğu sonucuna varılır.

## Geçici Tepke Parametreleri

Bir dinamik sistemin davranışının tam olarak anlaşılması için kararlılık analizine ek olarak, geçici durum tepki parametrelerinin de incelenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu parametreler, sistemin bir giriş sinyaline verdiği tepkinin zamanla nasıl değiştiğini nitelendirerek, sistemin hız, sönümlenme ve kararlılık gibi özelliklerini ortaya koyar.

- Gecikme süresi ( $t_d$ )
- Yükselme süresi ( $t_r$ )
- Tepe süresi ( $t_p$ )
- Maksimum aşma miktarı ( $M_p\%$ )
- Yerleşme süresi ( $t_s$ )

Yukarıda sıralanan parametrelerin açıklamalarından önce 2. dereceden bir sistemin sönümsüz doğal frekansı ( $\omega_n$ ) ve sönüm oranı ( $\zeta$ ) ifade edilecektir.



Şekil 1.10. İkinci dereceden bir sistemin blok diyagramı

Şekil 1.10'daki ikinci dereceden bir sistemin kapalı çevrim transfer fonksiyonu (1.29) denkleminde verilmiştir.

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{\omega_n^2}{(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (1.29)$$

Bu sistemin girişine  $R(s) = s^{-1}$  uygulanırsa sistem çıkışında  $C(s)$  (1.30) eşitliğindeki gibi ifade edilir.

$$C(s) = \frac{\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (1.30)$$

$C(s)$  fonksiyonunun ters Laplace dönüşümü alındığında çıkış tepkisi  $c(t)$  (1.31) eşitliğindeki gibi ifade edilir. Karakteristik denklemin kökleri (1.32) eşitliğinde ifade edilmiştir.

$$c(t) = 1 - \frac{e^{-\zeta\omega_n t}}{1 - \zeta^2} \sin(\omega_n(\sqrt{1 - \zeta^2}t + \cos^{-1}\zeta)) \quad t \geq 0 \quad (1.31)$$

$$s_1, s_2 = -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} = -\alpha \pm j\omega \quad (1.32)$$

Sönüm sabiti  $\alpha = \zeta\omega_n$  dir. Sönüm oranı  $\zeta = \alpha/\omega_n$  dir. Sönümsüz doğal frekans ise  $\omega_n$  olarak ifade edilmektedir. Sönümsüz doğal frekans sabit tutularak sönüm oranına bağlı sistem hakkında aşağıdaki ifadeler kullanılabilir.

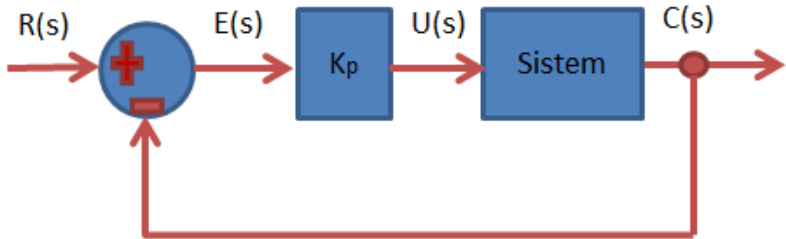
- $0 < \zeta < 1$  ise eksik sönümlü
- $\zeta = 1$  ise kritik sönümlü

- $\zeta > 1$  ise aşırı sönümlü
- $\zeta = 0$  ise sönüm süz
- $\zeta < 0$  ise negatif sönümlü

Sistemin çıkışı  $c(t)$  ise, gecikme süresini, başlangıç değerinden kararlı durum değerinin yarısına ulaşma zamanını, yükselme süresi kararlı durum değerinin %10'undan %90'nına varma süresini, tepe değeri ise tepe değeri  $c_{max}$ 'a varma zamanını ve yerleşme süresi de kararlı durum değerine %2 veya %5 toleransla ulaşma zamanını ifade ederken yüzde aşma da ilk aşma yaptığı kısımda kararlı durum değerinden ne kadar aşma yaptığını yüzde olarak vermektedir.

### Oransal Denetleyici

Sistemlerin kontrol edilmesindeki temel hedef çalışma performanslarının iyileştirilmesidir. Pek çok sistemin öncelikli hedefi belirli bir düzeyde kazanç sağlamaktır. Bundan dolayı sistemler için oransal kazanç önem ifade etmektedir. Şekil 1.11'de verilen blok diyagramda sistemi denetleyen kontrolcünün transfer fonksiyonu sadece  $K_p$  den oluşmaktadır. Kontrolcü girişi ve çıkışı arasındaki ilişki (1.33)'te verilmiştir. Laplace domeninde yeniden ifade edilirse, (1.34) bağıntısı elde edilir.



Şekil 1.11. Oransal denetleyici blok diyagram

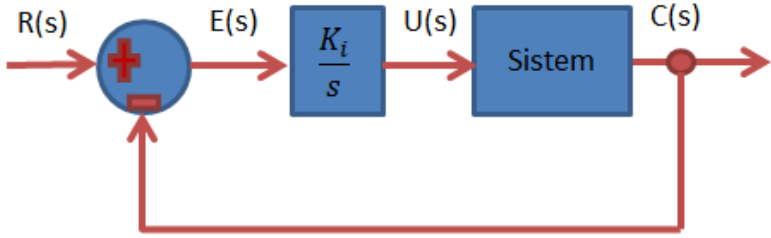
$$u(t) = K_p e(t) \quad (1.33)$$

$$U(s) = K_p E(s) \quad (1.34)$$

Sistemde uygulanan kontrol sinyali, hata sinyali ile doğrusal bir ilişki içerisindedir. Başlangıçta büyük olan hata, kontrol sinyalinin de büyük olmasına neden olarak sistem çıkışının istenen değere hızla yaklaşmasını sağlar. Ancak, sistemin kararlılığına bağlı olarak, çıkış sinyali istenen değeri aşabilir veya istenen değere tam olarak ulaşamayabilir. Bu durum, kararlı durum hatası olarak adlandırılır. Oransal kazanç ( $K_p$ ) değerinin artırılması, kararlı durum hatasını azaltmada etkili bir yöntem olsa da, sistemin aşımı ve yükselme zamanı gibi diğer performans parametrelerini de etkiler.  $K_p$  değerinin artırılması, sistemin referans değere daha hızlı yanıt vermesini sağlarken, aynı zamanda aşım miktarını da artırarak sistemin kararlılığını olumsuz yönde etkileyebilir (Dumanay, 2009).

### **İntegral Denetleyici**

İntegral denetleyiciler, genellikle sistemlerin dinamik performansını iyileştirmek amacıyla oransal denetleyicilerle birlikte kullanılır. Oransal denetleyicilerin karakteristik olarak ortaya çıkardığı kararlı durum hatalarını ortadan kaldırmak, integral eyleminin temel amacıdır. Şekil 1.12'de sunulan blok diyagram, bir integral denetleyicinin sisteme nasıl dahil edildiğini göstermektedir. Denetleyici çıkışı ile giriş arasındaki ilişkiyi ifade eden denklem 1.35'in Laplace dönüşümü, sistemin mertebesini bir artırarak sistem dinamiklerini etkiler. Bu bağlamda, integral kazancı ( $K_i$ ) değerinin aşırı artırılması, sistemin kararlılık sınırını aşmasına ve dolayısıyla aşımın artmasına neden olarak istenmeyen sonuçlar doğurabilir (Savaşçihabeş, 2008).



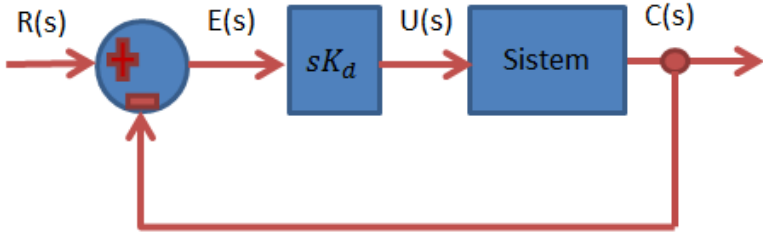
Şekil 1.12. İntegral denetleyici blok diyagram

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (1.35)$$

$$U(s) = \frac{K_i}{s} E(s) \quad (1.36)$$

### Türevsel Denetleyici

Sistemlerde gözlemlenen geçici durum tepkileri sırasında ortaya çıkan aşım gibi istenmeyen durumları azaltmak amacıyla türevsel denetleyiciler kullanılmaktadır. Türevsel eylem, sistemin gelecekteki davranışı hakkında bir tahmin sunarak kontrol sinyalini önceden ayarlayarak aşımı azaltmayı hedefler. Bu nedenle türevsel denetleyiciler genellikle diğer denetleyici türleriyle birlikte kullanılır. Şekil 1.13'te sunulan blok diyagramda türevsel denetleyicinin sistemdeki yeri gösterilmektedir. Türevsel denetleyici, hata sinyalinin zamana göre değişim hızına orantılı bir kontrol sinyali üreterek sistemin dinamik davranışını etkiler.



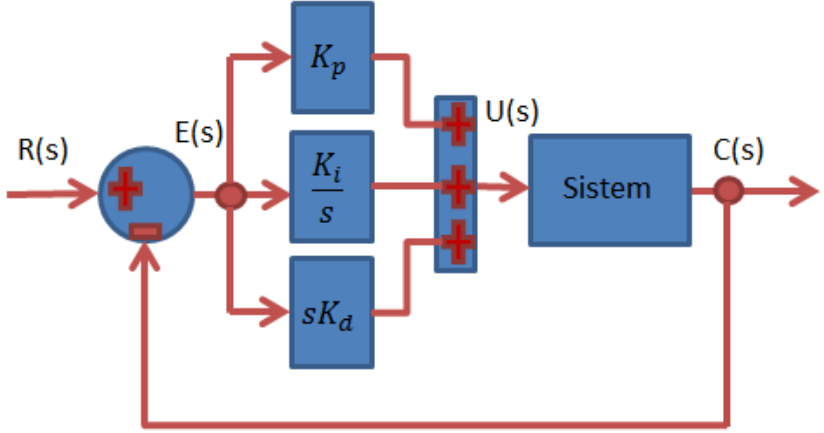
Şekil 1.13. Türevsel denetleyici blok diyagram

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1.37)$$

$$U(s) = sK_d E(s) \quad (1.38)$$

## PID Denetleyici

PID kontrol algoritması, endüstriyel süreç kontrolü ve otomasyon sistemlerinde en yaygın kullanılan geri besleme kontrol yöntemlerinden biridir. Basit yapısı, ayarlana bilirlilik kolaylığı ve geniş uygulama alanı sayesinde kontrol mühendisliğinin temel araçlarından biri olarak kabul edilir. Motor sürücüler, otomotiv sistemleri ve uçuş kontrolü gibi birçok mühendislik disiplinde PID kontrolörlerine sıklıkla başvurulur. Şekil 1.14'te gösterildiği gibi, PID kontrolörü, oransal, integral ve türevsel eylemlerin bir kombinasyonu olarak çalışır (Astrom,1995). Bu üç eylemin uygun oranlarda bir araya getirilmesiyle, sistemin istenen performansa ulaşması sağlanır.



Şekil 1.14. PID denetleyici ile geri beslemeli sistemin blok diyagramı

PID kontrolörü, endüstriyel süreçlerin otomasyonunda yaygın olarak kullanılan, basit yapısı ve etkinliği sayesinde tercih edilen bir kontrol algoritmasıdır. Yapılan araştırmalar, endüstriyel süreçlerin yaklaşık %95'inde PID kontrolörlerinin kullanıldığını göstermektedir. Sistemin detaylı bir matematiksel modeli gerektirmemesi, PID kontrolörünü mühendislik uygulamalarında cazip hale getiren önemli bir özelliktir. Oransal (P) terimi, sistemin geçici tepkisini hızlandırırken, integral (I) terimi kararlı durum hatasını ortadan kaldırır. Türevsel (D) terimi ise sistemin aşımını azaltarak daha sönümlü bir tepki elde edilmesini sağlar. Bu üç temel eylemin bir araya gelmesiyle oluşturulan PID kontrolörü, kontrol mühendisliğinin temel yapı taşlarından biridir (Xue & ark.,2007). Denklem (1.39)'da verilen PID kontrolörünün transfer fonksiyonu, (1.40) eşitliği şeklinde yeniden düzenlenerek daha açıklayıcı bir formda ifade edilebilir.

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (1.39)$$

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left[ 1 + \frac{1}{T_i s} + T_D s \right] \quad (1.40)$$

$T_i$  , integral zaman sabiti ve  $T_D$  türev sabiti olarak isimlendirilir. PID denetleyici, uygun şekilde ayarlandığında, kontrol edilen sistemde kararlı durum hatasını minimize eder, aşımı azaltır ve sistemin tepki süresini iyileştirir. Bu sayede, sistemin istenen çıkışa daha hızlı ve daha doğru bir şekilde ulaşması sağlanır.

### **Bulanık Mantık Denetleyiciler**

Bulanık mantık denetleyicileri (BMD), geleneksel kontrol sistemlerinden farklı olarak, kontrol edilecek sürecin kesin matematiksel bir modele dayanma gereksinimi duymazlar. Aksine, insanın belirsiz ve karmaşık durumları değerlendirme yeteneğine benzer şekilde, sözel kurallar ve bulanık kümeler kullanılarak tasarlanırlar. Bu sayede, karmaşık ve doğrusal olmayan sistemlerin kontrolünde daha esnek ve etkin bir çözüm sunarlar. Bulanık küme teorisi, bulanık mantık denetleyicilerinin temelini oluşturur ve belirsizliğin matematiksel bir çerçevede ifade edilmesini sağlar. Bu çalışmada, bulanık küme teorisine genel bir bakış sunulduktan sonra, bulanık mantık denetleyicilerinin yapısal bileşenleri detaylı bir şekilde incelenecektir.

### **Bulanıklık Kavramı**

Bulanık mantık kuramı, L.A. Zadeh tarafından 1965 yılında, belirsizliğin ve kesin olmayan bilginin matematiksel olarak modellenmesi amacıyla geliştirilmiş bir hesaplama yöntemidir (Zadeh,1965). Klasik ikili mantığın aksine, bulanık mantık, olayların ve kavramların belirsiz derecelerde doğru olabileceği prensibine dayanır. Klasik mantıkta kullanılan 'doğru' veya 'yanlış' gibi kesin değerler yerine, bulanık mantıkta 'biraz', 'çok', 'az' gibi dilsel değişkenler ve üyelik dereceleri kullanılarak belirsizlik ifade edilir. Bu sayede, insan düşüncesine daha yakın bir yaklaşım sergileyerek,



doğal dildeki belirsiz ifadelerin matematiksel olarak modellenmesine olanak tanır. Bulanık mantık kuramında, bir değişkenin bir kümeyle ait olma derecesi, üyelik derecesi adı verilen bir sayısal değer ile ifade edilir. Bu sayısal değer, 0 ile 1 arasında değişen bir değer olup, değişkenin ilgili kümeyle ne kadar benzediğini gösterir. Klasik kümelerde bir eleman ya bir kümeyle aittir ya da ait değildir (üyelik derecesi 1 veya 0), oysa bulanık kümelerde bir eleman birden fazla kümeyle belirli bir dereceyle ait olabilir. Örneğin, bir odanın sıcaklığı gibi sürekli bir değişken, 'soğuk', 'ılık' ve 'sıcak' gibi bulanık kümelere farklı üyelik dereceleriyle atanabilir. Bu sayede, kesin sınırlara sahip olmayan ve belirsizliğin olduğu durumlarda daha gerçekçi bir modelleme yapılabilmektedir. Bulanık kümeler teorisinin temel amacı, bu belirsizliği matematiksel olarak ifade etmek ve işlemlerini tanımlamaktır.

## **Bulanık Kümeler**

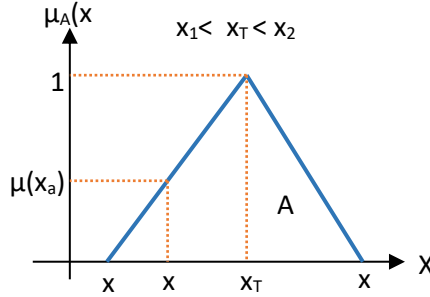
Bulanık küme teorisi, klasik küme teorisinin belirsiz ve kesin olmayan kavramları modellemedeki yetersizliğini aşmak amacıyla geliştirilmiştir. Klasik kümelerde bir elemanın bir kümeyle aitliği kesin olarak belirlenirken, bulanık kümelerde bu aitlik derecesi, 0 ile 1 arasında değişen bir üyelik değeri ( $\mu$ ) ile ifade edilir. Bu sayede, bir elemanın bir kümeyle ne dereceye kadar ait olduğu daha incelikli bir şekilde modellenebilir. Üyelik değeri 1, elemanın tamamen kümeyle ait olduğunu, 0 ise hiç ait olmadığını gösterir. Aynı eleman, farklı bulanık kümelere farklı üyelik değerleriyle atanarak, belirsizlik ve karmaşıklık içeren gerçek dünya problemlerinin daha iyi modellenmesi sağlanır. Bu esneklik, bulanık küme teorisini birçok bilimsel alanda ve mühendislik uygulamalarında önemli bir araç haline getirmiştir (Altaş, 2008).

$$A = \{(x, \mu_A(x)), x \in X\} \quad (1.41)$$

$$A = \sum_{x_i \in X} \frac{\mu_A(X_i)}{X_i} \quad (1.42)$$

$$A = \int \frac{\mu_A(x)}{x} \quad (1.43)$$

Üyelik fonksiyonları, bir elemanın bir bulanık kümeye ait olma derecesini, o elemanın evrensel kümedeki değerine göre belirleyen fonksiyonlardır. Literatürde, üyelik fonksiyonları olarak sıklıkla üçgen, yamuk, Gauss, çan, Cauchy, sigmoid ve sinüzoidal gibi farklı fonksiyon tipleri kullanılmaktadır. Bu fonksiyonların seçiminde, modellenen sistemin özellikleri ve istenen hassasiyet gibi faktörler etkili olur. Şekil 1.15'te örnek olarak verilen üçgen üyelik fonksiyonu, basit yapısı nedeniyle sıklıkla tercih edilen bir üyelik fonksiyonu türüdür.



Şekil 1.15. Üçgen üyelik fonksiyonu

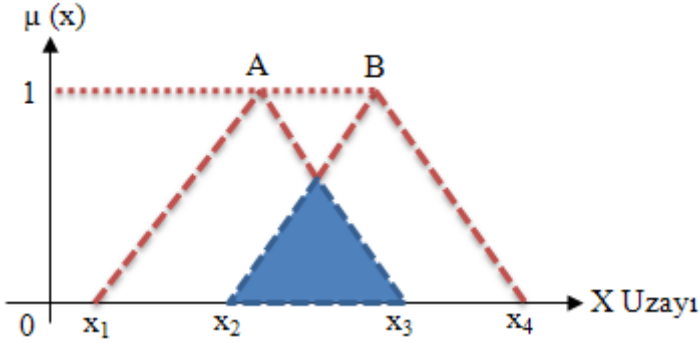
X kesin uzayında,  $x_a$  gibi bir kesin değer için bulanık A kümesinde  $\mu_A(x_a)$  üyelik derecesine sahip olduğu Şekil 1.15'ten anlaşılmaktadır. Üçgen üyelik fonksiyonunda üyelik derecesi aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$A = \begin{cases} 0 & , & x < x_1 \\ \frac{x - x_1}{x_T - x_1} & , & x_1 \leq x \leq x_T \\ \frac{x_2 - x}{x_2 - x_T} & , & x_T \leq x \leq x_2 \\ 0 & , & x > x_2 \end{cases} \quad (1.44)$$

## Bulanık Küme İşlemleri

Bulanık mantık sistemlerinin temel yapı taşlarından biri, kesin olmayan değerler üzerinde tanımlanan bulanık kümeler ve bu kümelerin üyelik dereceleridir. Bulanık kümeler üzerinde, klasik kümelerde olduğu gibi birleşim, kesişim ve tümlenme gibi işlemler gerçekleştirilebilir. Ancak, bulanık kümelerin belirsizliğe dayalı yapısı nedeniyle, bu işlemlerin sonuçları klasik kümelerdekinden farklılık gösterir. Bulanık küme işlemlerinin matematiksel temelleri, bulanık küme teorisinin önemli bir konusudur. Bulanık küme teorisinde, farklı araştırmacılar tarafından geliştirilmiş çeşitli üyelik fonksiyonları ve işlemler bulunmaktadır. Bu çalışmada, bulanık kümelerin temelini oluşturan ve L.A. Zadeh tarafından ortaya atılan üyelik fonksiyonları ve işlemler üzerinde durulacaktır. Zadeh'in önerdiği bu yöntemler, bulanık kümeler üzerindeki temel işlemleri tanımlayarak alanın gelişimine önemli katkılar sağlamıştır. Bulanık kümelerde kesişim işlemi, klasik kümelerde olduğu gibi ' $\cap$ ' sembolü ile gösterilir. L.A. Zadeh'in önerdiği kesişim işlemine göre, bir evrensel kümedeki herhangi bir eleman  $x$ 'in, A ve B bulanık kümelerinin kesişimi olan  $A \cap B$  kümesindeki üyelik derecesi,  $x$ 'in A kümesindeki üyelik derecesi ( $\mu_A(x)$ ) ile B kümesindeki üyelik derecesi ( $\mu_B(x)$ ) arasında daha küçük olan değer olarak tanımlanır. Bu durum, (1.45) eşitliği ile matematiksel olarak ifade edilir. Şekil 1.16, bu durumu görsel olarak açıklamaktadır.

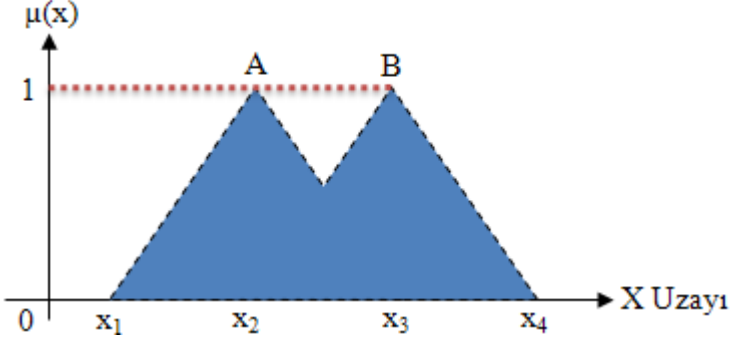
$$\mu_{A \cap B}(x) = \min[\mu_A(x), \mu_B(x)] \quad (1.45)$$



Şekil 1.16. A ve B bulanık kümelerinin kesişimi

Bir evrensel kümedeki herhangi bir eleman  $x$ 'in, A ve B bulanık kümelerinin birleşimi olan  $A \cup B$  kümesindeki üyelik derecesi,  $x$ 'in A kümesindeki üyelik derecesi ( $\mu_A(x)$ ) ile B kümesindeki üyelik derecesi ( $\mu_B(x)$ ) arasında daha büyük olan değer olarak tanımlanır. Bu durum, (1.46) eşitliği ile matematiksel olarak ifade edilir. Yani,  $A \cup B$  kümesinde bir elemanın üyeliği, o elemanın A veya B kümelerinden en az birinde sahip olduğu üyelik derecesine eşittir. Şekil 1.17, bu durumu görsel olarak açıklamaktadır.

$$\mu_{A \cup B}(x) = \max[\mu_A(x), \mu_B(x)] \quad (1.46)$$



Şekil 1.17. A ve B bulanık kümelerinin birleşimi.

X uzayındaki bulanık A kümesinin değili (1.47) bağıntısı ile tanımlanabilir.

$$\mu_{-A}(x) = 1 - \mu_A(x) \quad (1.47)$$

### Bulanık Mantık Denetleyici Bileşenleri

Bulanık mantık denetleyicileri (BMD) ilk olarak 1974 yılında Mamdani tarafından, Zadeh'in bulanık küme teorisi temel alınarak geliştirilmiştir (Mamdani,1975). Bu öncü çalışma, bulanık mantığın kontrol sistemlerindeki potansiyelini ortaya koymuş ve pek çok farklı alanda BMD uygulamalarının önünü açmıştır (Mamdani,1976). 1985 yılında ise Takagi ve Sugeno, bulanık mantık denetleyicilerine farklı bir yaklaşım sunarak literatüre önemli katkılar sağlamışlardır (Takagi & ark.,1985). Bu çalışmada, bulanık mantık bileşenleri anlatılırken Zadeh'in bulanık küme kavramları temel alınacak ve Mamdani tipi bulanık mantık denetleyicileri üzerinde durulacaktır. BMD'nin genel yapısı Şekil 1.18'de sunulmuştur. Bir BMD, genellikle hata (e) ve hata değişimi (de) olmak üzere iki kesin sayı girişine sahiptir. Bu kesin girişler, bulanıklaştırma işlemi ile bulanık kümelere dönüştürülür. Bulanıklaştırılmış girişler, önceden tanımlanmış bulanık kuralları

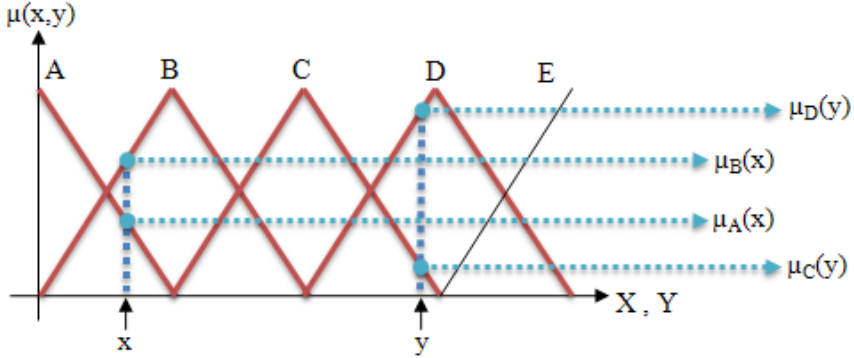
tetikleyerek bir bulanık çıkarım sürecini başlatır. Bu süreç sonucunda elde edilen bulanık çıkışlar, durulaştırma işlemi ile tekrar kesin bir değere dönüştürülerek sisteme uygulanır. BMD'nin performansı, kullanılan üyelik fonksiyonlarının tanım aralıkları, bulanık kuralların sayısı ve karmaşıklığı gibi faktörlere bağlı olarak değişebilir. Farklı uygulamalar için, giriş ve çıkış uzaylarında farklı üyelik fonksiyonları ve kurallar kullanılması gerekebilir.



Şekil 1.18. Bulanık Mantık Denetleyici Genel Yapısı

### Bulanıklaştırıcı

Bir kesin sayının bulanık bir kümeye dönüştürülmesi işlemi olan bulanıklaştırma, kullanılan üyelik fonksiyonlarının türü ve sayısına doğrudan bağlıdır. Örneğin, Şekil 1.19'da görüldüğü gibi, bir denetleyici giriş değişkeni için A, B, C, D ve E gibi farklı etiketlere sahip üçgen üyelik fonksiyonları tanımlanabilir. Bu üyelik fonksiyonları, giriş değişkeninin evrensel küme üzerindeki dağılımını belirler. Denetleyici girişleri, sistemden gelen geri besleme sinyalleri veya dışarıdan verilen komutlar olabilir. Bir giriş değeri ( $x$  veya  $y$ ) için, ilgili üyelik fonksiyonlarındaki üyelik dereceleri ( $\mu(x)$  veya  $\mu(y)$ ), daha önce açıklanan (1.45) numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanır.



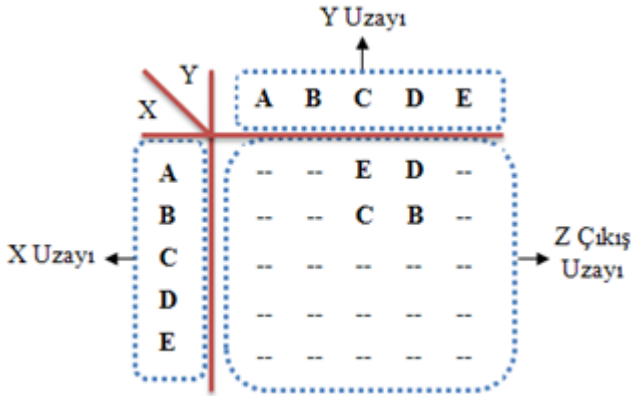
Şekil 1.19. Bulanıklaştırma işlemi

Şekil 1.19'da görüldüğü gibi, kesin giriş değeri  $x$  hem A hem de B bulanık kümelerine ait iken,  $y$  değeri sadece C ve D bulanık kümelerine aittir. Bu durum, kesin girişlerin bulanık kümelere dönüştürülmesi işlemi olan bulanıklaştırmanın temel prensibini göstermektedir. Yani, bir kesin giriş değeri, birden fazla bulanık kümeye belirli derecelerde ait olabilir. Bu üyelik dereceleri, daha önce açıklanan (1.45) numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanır. Böylece, kesin bir sistemden elde edilen kesin girişler, bulanık mantık sisteminin belirsizlikleri daha iyi ifade edebilen bulanık değerlere dönüştürülerek sisteme dahil edilir.

### Kural Tabanı ve Bulanık İşlemci

istemlerinde kullanılan kural tabanı, genellikle alanında uzman kişiler tarafından oluşturulur. Bu uzmanlar, sistemin çıkışını istenen referans değere ulaştırmak için gerekli olan giriş değerlerindeki değişiklikleri deneyim ve bilgi birikimleri doğrultusunda belirlerler. Yani, BMD'lerdeki kurallar, insan uzmanlarının karar verme süreçlerini taklit eder niteliktedir. Bu nedenle, bulanık mantık sistemlerinin 'insan gibi düşünme' yeteneğine sahip olduğu söylenebilir.

(BMD) için kural tabanı oluşturulurken, sistemin tüm olası durumlarını kapsayacak şekilde eksiksiz bir kural seti oluşturulması gerekmektedir. Şekil 1.19'da gösterilen iki girişli bir BMD örneğinde, her bir giriş için beş farklı bulanık küme tanımlandığına göre, toplamda 25 farklı kural oluşturulabilir. Bu kurallar, doğal dilde 'Eğer... ise...' şeklinde ifade edilir. Örneğin, 'Eğer hata çok negatifse ve hata değişimi çok pozitifse, o zaman kontrol çıkışı çok negatif olmalı' gibi bir kural oluşturulabilir. Burada 'z' ile gösterilen çıkış, sistemin istenen davranışını belirlemek üzere uzmanlar tarafından tasarlanır. Oluşturulan tüm bulanık kurallar, genellikle bir kural tablosu şeklinde düzenlenir. Bu tablo sayesinde, sistemin girişlerindeki bulanık küme değerlerine karşılık gelen çıkış bulanık kümesi direkt olarak belirlenebilir. Yani, kural tablosu, sistemin giriş ve çıkışları arasındaki bulanık ilişkiyi açık bir şekilde gösteren bir yapıdır.



Şekil 1.20. Bulanık kural tablosu

Şekil 1.19'deki bulanıklaştırıcı çıkışlarına göre aktif olacak çıkış bulanık kümeleri Şekil 1.20'de görülmektedir. Böylece aktif olacak kurallar aşağıdaki gibi düzenlenebilir.



Kural 1: Eğer  $x=A$  ve  $y=C$  ise  $z=E$  olacaktır.

Kural 2: Eğer  $x=A$  ve  $y=D$  ise  $z=D$  olacaktır.

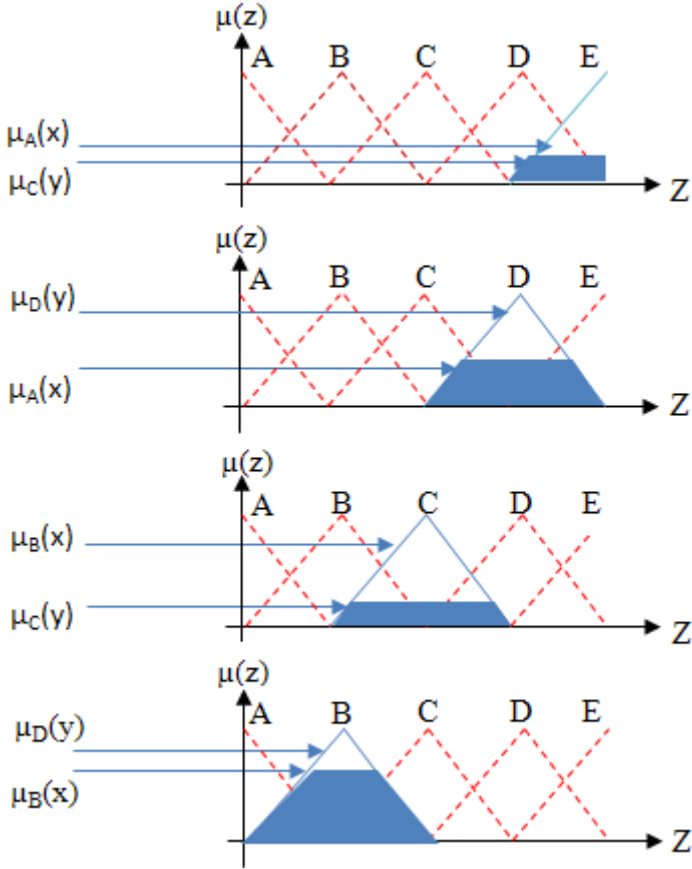
Kural 3: Eğer  $x=B$  ve  $y=C$  ise  $z=C$  olacaktır.

Kural 4: Eğer  $x=B$  ve  $y=D$  ise  $z=B$  olacaktır.

“ve” bağlacı, bulanık kümelerde kesişim işlemini temsil eder. Zadeh modeline göre kesişim işlemi, ilgili kümelerdeki (örneğin Kural 1 için  $A$  ve  $C$  bulanık kümeleri) üyelik derecelerinin en küçüğünün çıkışa aktarılması anlamına gelmektedir. Buna göre aktif kuralların sonucu olacaktır.

$$\begin{aligned}\mu_E(z) &= \min[\mu_A(x), \mu_C(y)] \\ \mu_D(z) &= \min[\mu_A(x), \mu_D(y)] \\ \mu_C(z) &= \min[\mu_B(x), \mu_C(y)] \\ \mu_B(z) &= \min[\mu_B(x), \mu_D(y)]\end{aligned}\tag{1.48}$$

Bulanıklaştırıcı çıkışlarına göre aktif olan kurallar, bulanık kümeler üzerinde şekil 1.21’deki gibi işletilir.



Şekil 1.21. Aktif kuralların işlenmesi

## Durulaştırıcı

Bulanık mantık sistemlerinde, her bir aktif kuraldan elde edilen bulanık çıkışlar, durulaştırma adı verilen bir süreçle tek bir kesin sayıya dönüştürülür. Bu dönüşüm için alanların merkezi (centroid), maksimumların ortalaması, Sugeno, Tsukamoto, iki bölge, maksimumların en küçüğü ve maksimumların en büyüğü gibi çeşitli durulaştırma yöntemleri bulunmaktadır (Takagi & ark.,1985). Bu yöntemlerden en yaygın kullanılanlarından biri olan alanların

merkezi yöntemi, (1.50) numaralı eşitlik ile matematiksel olarak ifade edilir.

$$Z = \frac{\sum_{k=A}^E \mu_k(Z_k) Z_k}{\sum_{k=A}^E \mu_k(Z_k)} \quad (1.49)$$

Sisteminin çıkışı  $Z$  harfi ile, bu çıkıştaki aktif bulanık küme ise  $k$  harfi ile gösterilmektedir.  $\mu_k(z_k)$  ifadesi,  $k$  numaralı aktif kuraldan elde edilen bulanık çıkışın üyelik derecesini,  $Z_k$  ise aynı kuraldaki aktif çıkış bulanık kümesi içinde en büyük üyelik değerine sahip kesin çıkış değerini temsil etmektedir. Başka bir deyişle,  $\mu_k(z_k)$  değeri, sistemin kuralı tarafından belirlenen bulanık çıkışın,  $Z_k$  kesin değerine ne kadar yakın olduğunu gösteren bir ölçüdür.

## Parçacık Sürü Optimizasyonu

Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) algoritması, Kennedy ve Eberhart tarafından 1995 yılında geliştirilen, doğadan ilham alan bir evrimsel hesaplama tekniğidir (Kennedy & ark.,1995). Diğer evrimsel algoritmalar gibi, PSO da popülasyon tabanlı bir arama mekanizmasına dayanır. Bu algoritmada, problem uzayında rastgele başlatılan ve 'parçacık' olarak adlandırılan çözüm adayları, hız bileşenleri sayesinde arama uzayında hareket ederler. Parçacıklar, geçmiş deneyimleri ve sürünün en iyi çözümüne göre hareketlerini güncelleyerek, daha iyi çözümlere doğru evrimleşirler. PSO'nun bu özelliği, algoritmanın karmaşık optimizasyon problemlerinde başarılı bir şekilde kullanılmasını sağlamıştır. PSO üzerine yapılan çalışmalar, Evrimsel Hesaplamalar Kongresi gibi önemli bilimsel platformlarda düzenli olarak sunulmaktadır. Sürü tabanlı optimizasyon algoritmaları, doğada gözlemlenen sosyal böcekler, kuşlar ve balık sürülerinin kolektif davranışlarından ilham alınarak geliştirilmiştir (Parpinalli & ark., 2011). Bu canlıların kendiliğinden

organize olma ve dağıtılmış kontrol mekanizmaları, karmaşık problemlerin çözümünde etkili bir yaklaşım sunmaktadır. Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) gibi algoritmaların popüler olmasının başlıca nedenlerinden biri, az sayıda ayarlanabilir parametreye sahip olmasıdır. PSO'da her bir parçacık, problem uzayında hareket ederken kendi en iyi çözümünü belleğinde tutar ve bu bilgiyi gelecek nesillere aktarır. Bu sayede, PSO diğer evrimsel algoritmalara göre çözüme daha hızlı yakınsa da, özellikle hassas ayar gerektiren bölgelerde yavaşlayabilir (Yost & ark., 1998). PSO algoritması, canlılar arasındaki bilgi paylaşımının evrimsel avantaj sağladığı gözlemine dayanarak geliştirilmiş bir evrimsel hesaplama tekniğidir. Algoritma, problem uzayında hareket eden ve birbirleriyle etkileşimde bulunan 'parçacık' adı verilen çözüm adaylarından oluşur. Her bir parçacık, kendi geçmiş deneyimleri ve sürünün en iyi çözümü hakkında edindiği bilgiye dayanarak hareket eder. Bu sayede, parçacıklar problem uzayında daha iyi çözümlere doğru evrimleşir. PSO'nun önemli bir özelliği, az sayıda parametreye sahip olması ve farklı problemlere kolayca uyarlanabilmesidir. Genetik algoritmalardan farklı olarak, PSO çaprazlama ve mutasyon gibi genetik operatörler yerine, parçacıkların birbirlerini takip ederek öğrenme mekanizmasına dayanır. Bu basit yapısı sayesinde, PSO birçok optimizasyon probleminde başarılı sonuçlar vermektedir. Algoritmanın yapısında yer alan bileşenler, aşağıda açıklanmıştır.

*Parçacık:* PSO algoritmasında, problemin olası çözümlerine karşılık gelen her bir bireye parçacık adı verilir. Bu parçacıklar, çözüm uzayında belirli bir konuma sahiptirler ve bu konumları zaman içerisinde hız değerlerine göre güncellerler. Başka bir deyişle, her parçacık hem bir çözüm noktasını temsil eder hem de bu noktada hareket edebilme kabiliyetine sahiptir.

*Parçacık Pozisyonu:* Her parçacığın D boyutlu çözüm uzayında bulunduğu noktayı belirtir.

*Parçacık Hızı:* Her parçacığın D- boyutlu çözüm uzayında bulunduğu iterasyondaki hızını belirtir. Bir sonraki iterasyona ait hız ve konum güncellemesinde kullanılır.

*Sürü Büyüklüğü:* Sürü büyüklüğü olarak adlandırılan parçacık sayısı, algoritmanın performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Daha büyük bir sürü büyüklüğü, problem uzayında daha fazla nokta incelenmesi anlamına gelir ve bu durum, algoritmanın çözüme daha hızlı yakınsamasını sağlayarak iterasyon sayısını azaltır. Ancak, gerçek zamanlı uygulamalarda hesaplama süresi kritik önem taşıdığından, sürü büyüklüğünün artırılmasıyla birlikte hesaplama yükü de artacaktır. Bu nedenle, sürü büyüklüğünün belirlenmesi, problem karmaşıklığı ve hesaplama kaynakları arasındaki bir denge kurmayı gerektirir.

*Parçacığa Ait En İyi Değer:* Her bir parçacık, kendi deneyimlerini hafızada tutmak amacıyla bireysel bir belleğe sahiptir. Bu bellek, parçacığın geçmişteki en iyi konumunu, yani en iyi çözümünü temsil eden ' $p_{best}$ ' değeri ile temsil edilir. Her iterasyonda, parçacık yeni bir konuma hareket ettiğinde elde ettiği çözümün kalitesi, kendi  $p_{best}$  değeri ile karşılaştırılır. Eğer yeni çözüm daha iyi ise, parçacığın  $p_{best}$  değeri güncellenir. Bu mekanizma sayesinde, parçacıklar, arama uzayında daha iyi çözümlere doğru evrimleşirken, geçmişte elde ettikleri başarılı deneyimleri de hatırlarlar.  $p_{best}$  değeri, parçacık hızının güncellenmesinde önemli bir rol oynar, çünkü parçacıklar hem kendi en iyi çözümlerine hem de sürünün en iyi çözümüne doğru hareket etme eğilimindedirler.

*Global En İyi Değer:* Bireysel parçacıkların yanı sıra, tüm sürünün bir kollektif belleği bulunur. Bu kollektif bellek, sürüdeki tüm parçacıkların geçmiş iterasyonlarda elde ettiği çözümlerden en iyisini saklar. Bu en iyi çözüm, 'küresel en iyi değer' veya kısaca ' $g_{best}$ ' olarak adlandırılır. Her iterasyonda, sürüdeki herhangi bir parçacık  $g_{best}$  değerinden daha iyi bir çözüm bulursa,  $g_{best}$  değeri

güncellenir. Bu mekanizma sayesinde, sürü, iterasyonlar boyunca sürekli olarak daha iyi çözümlere doğru evrimleşir.  $g_{best}$  değeri, parçacıkların hareket yönünü ve hızını etkileyerek, tüm sürünün global optimum çözüme doğru ilerlemesini sağlar.

*Uygunluk Değeri:* D boyutlu bir arama uzayında hareket eden bir parçacığın konumunun, belirli bir problem için tanımlanan uygunluk fonksiyonuna uygulanması sonucu elde edilen değer, o parçacığın o anda değerlendirmeye tabi tutulan çözüme ne kadar yakın olduğunu gösterir. Bu değer, optimizasyon probleminde maksimize edilmesi veya minimize edilmesi hedeflenen amaç fonksiyonunun çıktısıdır.

*Aralık sınırlaması:* Parçacıklar, çözüm uzayında serbestçe hareket ederken, arama uzayının sınırları dışına çıkma eğiliminde olabilirler. Bu durum, algoritmanın performansını olumsuz etkileyebilir ve çözüm bulunamamasına neden olabilir. Bu sorunu önlemek için, parçacıkların hareketleri,  $[x_{min}, x_{max}]$  aralığı ile belirtilen bir arama uzayı içinde sınırlandırılır. Bu sayede, parçacıklar çözüm uzayının uygun bölgelerinde arama yapmaya devam eder ve algoritmanın yakınsama hızı artırılabilir.

$$\min(\max(x_d + v_d, x_{min}), x_{max}) \Rightarrow x_d \quad (1.50)$$

Basit bir sınırlandırma mekanizmasıyla, parçacıklar arama uzayının sınırları içerisinde tutulabilse de, bu yaklaşım bazı sorunlara yol açabilir. Özellikle, sınır değerlerine ulaşan bir parçacığın hız vektörü değişmeden kaldığından, parçacık sürekli olarak sınır ile çarpışma durumuna gelebilir. Bu durum, parçacığın arama uzayında ilerlemesini engelleyen bir 'sınır etkisi' olarak adlandırılır. Sınır etkisinin bir sonucu olarak, parçacıklar sınır bölgelerinde sıkışarak, algoritmanın global optimum çözüme ulaşmasını zorlaştırabilir. Bu sorunu aşmak için, parçacığın hız

vektörünün sınır değerlerinde sıfırlanması gibi çeşitli yöntemler önerilmiştir (Bonabeau,1999).

$$x_d \notin [x_{\min}, x_{\max}] \Rightarrow \begin{cases} v_d \leftarrow 0 \\ x_d < x_{\min} \Rightarrow x_d = x_{\min} \\ x_d > x_{\max} \Rightarrow x_d = x_{\max} \end{cases} \quad (1.51)$$

*Sonlandırma Kriteri:* PSO algoritmasının durmasını sağlayan kriterler, algoritmanın ne zaman tamamlandığını belirleyen koşullardır. En yaygın kullanılan yöntem, belirli bir iterasyon sayısına ulaşılmasıdır. Yani, algoritma önceden belirlenmiş bir döngü sayısı kadar çalıştırılır ve bu sayıya ulaşıldığında durdurulur. Algoritma çalışırken, her iterasyonda parçacıkların konumları güncellenir ve en iyi çözüme ulaşılammışsa yeni bir iterasyona geçilir. Belirlenen iterasyon sayısına ulaşıldığında ise algoritma durur ve o ana kadarki en iyi çözüme sahip olan parçacığın konumu, algoritmanın sonucu olarak kabul edilir.

## **PSO'nun Genel Mekanizması**

PSO algoritması, yapay hayat ve sürü teorisi prensiplerinden esinlenerek geliştirilmiş, popülasyon tabanlı bir meta sezgisel optimizasyon algoritmasıdır (Garnier,2007). PSO, diğer evrimsel algoritmalar gibi başlangıçta rastgele oluşturulan bir popülasyon (sürü) üzerinde çalışır ve popülasyon üyeleri (parçacıklar) arasındaki etkileşimler yoluyla çözüm uzayında ilerler. Ancak PSO, diğer evrimsel algoritmalarından farklı olarak, her parçacığın kendi geçmiş en iyi deneyimlerini ( $p_{\text{best}}$ ) belleğinde tutarak ve bu deneyimlerden öğrenerek evrimleştiği bir yapıya sahiptir. Bu özellik, PSO'ya diğer evrimsel algoritmalara göre daha hızlı bir başlangıç sağlarken, hassas ayarlama aşamasında daha yavaş yakınsama göstermesine neden olabilir (Ghoshal, 2004). Sürü teorisinden ilham alan PSO'da, parçacıklar (bireyler) yaşamlarını sürdürebilmek için ortak hareket ederler (Zhou & ark.,2006; Shi & ark.,1998). Bu ortak hareket, parçacıkların hem kendi en iyi deneyimlerine ( $p_{\text{best}}$ ) hem de sürünün

en iyi deneyimine ( $g_{best}$ ) doğru hareket etmesiyle gerçekleşir. PSO algoritmasında, tüm parçacıklar algoritma boyunca hayatta kalır ve sonuç bulunana kadar arama sürecine katılır (Pornsing, 2014). Her parçacık, D-boyutlu bir arama uzayında hareket ederken hem kendi geçmiş deneyimlerini hem de sürünün diğer üyelerinin deneyimlerini kullanarak hızını ve konumunu dinamik olarak günceller. Bu sayede, parçacıklar çözüm uzayında daha iyi çözümlere doğru ilerlerler. PSO algoritması, yapay hayat ve sürü teorisinden ilham alarak geliştirilmiş, popülasyon tabanlı bir optimizasyon algoritmasıdır. Diğer evrimsel algoritmalara göre daha hızlı bir başlangıç sağlasa da hassas ayarlama aşamasında daha yavaş yakınsayabilir. PSO'da parçacıklar, kendi deneyimlerini ve sürünün deneyimlerini kullanarak çözüm uzayında hareket ederler ve bu sayede optimum çözüme ulaşmaya çalışırlar.

PSO algoritmasının temel yapısı üç adımdan oluşmaktadır.

- 1: Parçacıkların konumlarının ve hızlarının oluşturulması
- 2: Parçacıkların hızlarının güncellenmesi
- 3: Parçacıkların konumlarının güncellenmesi

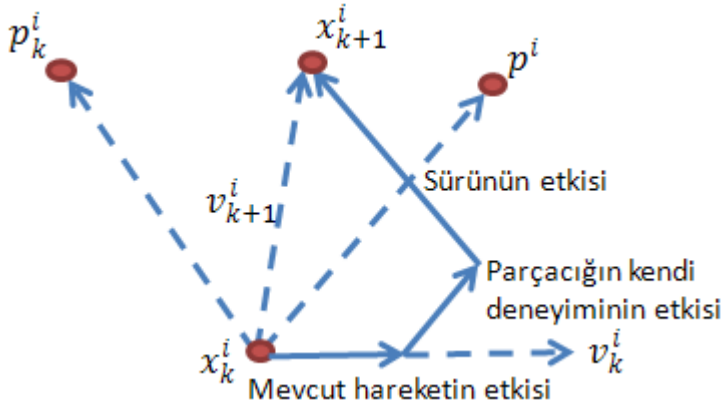
Çözüm uzayındaki her bir nokta bir parçacık olarak temsil edilir. Bu parçacıklar, iterasyon adı verilen adımlarda hızlarını ve konumlarını güncelleyerek çözüm uzayında hareket ederler. Parçacıkların hareketi, üç temel faktörden etkilenir:

- *Mevcut hareketin etkisi:* Parçacığın önceki hızının bir kısmı, parçacığın mevcut hareketine etki eder. Bu, parçacığın ataletini temsil eder.
- *Parçacığın kendi deneyiminin etkisi:* Parçacık, geçmişte ulaştığı en iyi konuma ( $p_{best}$ ) doğru hareket etme eğilimindedir. Bu, parçacığın kendi deneyimlerinden öğrenme yeteneğini gösterir.



- *Sürünün etkisine bağlı olarak:* Parçacık, sürünün tüm parçacıklarının ulaştığı en iyi konuma ( $g_{best}$ ) doğru da hareket etme eğilimindedir. Bu, parçacıkların birbirleriyle bilgi paylaşarak daha iyi çözümlere ulaşma çabasını ifade eder.

Şekil 1.22'de görselleştirildiği üzere, PSO algoritmasında bir parçacığın yeni konumu, bu üç faktörün birleşimi sonucu belirlenir. Parçacığın yeni hızı, önceki hızı,  $p_{best}$  ile mevcut konumu arasındaki fark ve  $g_{best}$  ile mevcut konumu arasındaki farkın bir lineer kombinasyonu olarak hesaplanır. Yeni hız, parçacığın yeni konumunu belirlemek için kullanılır.



Şekil 1.22. PSO' da konum güncelleme süreci

D-boyutlu problem uzayında  $i$ . parçacık  $x_i = [x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD}]$  şeklinde gösterilir. Parçacıkların konum bilgileri güncellenirken her bir parçacığın o ana kadar elde ettiği en iyi konum ( $p_{best}$ ) ve tüm parçacıkların en iyi konum bilgisi ( $g_{best}$ ) kullanılarak güncelleme yapılır. Örneğin D adet parametreden oluşan n adet parçacık olduğu durumda popülasyon, parçacık matrisi

$$X = \begin{bmatrix} X_{11} & X_{12} & \cdots & X_{1D} \\ X_{21} & X_{22} & \cdots & X_{2D} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ X_{n1} & X_{n2} & \cdots & X_{nD} \end{bmatrix}_{n \times D} \quad (1.52)$$

şeklinde yazılabilir.  $i$ 'inci parçacığın en iyi uygunluk değerine karşılık gelen konumu  $p_{best_i} = [p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{iD}]$  olarak ifade edilir.  $g_{best}$  değeri ise tüm parçacıklar için ortak değer olup  $g_{best} = [p_1, p_2, \dots, p_D]$  şeklinde gösterilir.  $i$ 'inci parçacığın her boyuttaki konum değiştirmesi yani hızı ise  $v_i = [v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD}]$  olarak ifade edilir. Bir parçacığın hız ve konum vektörü daha önceki iterasyonlarda elde ettiği tecrübeden ( $p_{best}$ ), sürünün genel tecrübesinden ( $g_{best}$ ) faydalanılarak (1.53) ve (1.54) eşitlikleri ile hesaplanır (Ghoshal, 2004).

$$v_{id} = w * v_{id} + c_1 * r_1 * (p_{best_{id}} - x_{id}) + c_2 * r_2 * (g_{best_d} - x_{id}), \quad 1 \leq d \leq D \quad (1.53)$$

$$x_{id} = x_{id} + v_{id}, \quad 1 \leq d \leq D \quad (1.54)$$

(1.53) eşitliğinde yer alan  $w$  atalet ağırlık katsayısıdır ve orijinal PSO algoritmasında yer almamaktadır. Parçacıkların hız ve konumlarını güncellerken kullanılan hızlandırma katsayıları ( $c_1$  ve  $c_2$ ) ve rastgele sayılar ( $r_1$  ve  $r_2$ ), algoritmanın keşif ve sömürme yeteneklerini dengelemede kritik bir rol oynar. Eberhart ve Shi tarafından 1998 yılında algoritmaya eklenen bu parametreler, parçacıkların kendi en iyi deneyimlerine ( $p_{best}$ ) ve sürünün en iyi deneyimine ( $g_{best}$ ) ne kadar ağırlık vereceğini belirler.  $C_1$  ve  $c_2$

katsayıları, parçacıkların sırasıyla kendi deneyimlerine ve sürünün deneyimlerine göre hareket etme hızlarını belirlerken,  $r_1$  ve  $r_2$  ise bu hareketlere rastgelelik katarak parçacıkların çözüm uzayında daha geniş bir alanı keşfetmesini sağlar. Bu parametrelerin uygun şekilde ayarlanması, algoritmanın yakınsama hızını, çözüm kalitesini ve global optimum çözümlere ulaşma olasılığını etkiler. Çok yüksek  $c_1$  ve  $c_2$  değerleri, erken yakınsamaya ve yerel optimuma sıkışmaya neden olabilirken, çok düşük değerler ise algoritmanın yavaş yakınsamasına yol açabilir. Bu nedenle, farklı problemler için farklı parametre ayarları kullanılması gerekebilir ve genellikle deneysel olarak belirlenir (Çakır, 2015). PSO algoritmasının işlem adımları aşağıda verilmiştir.

Adım 1: Problem uzayı tanımlanır ve tap ağırlıklarının alacağı maksimum ve minimum değerler belirlenir.

Adım 2: Parçacıklar problem uzayında rastgele olarak konumlandırılır.

Adım 3: Parçacıkların mevcut konumlarının problem uzayı içerisinde olup olmadığı kontrol edilir, değilse problem uzayı içerisinde olacak şekilde konumları ayarlanır.

Adım 4: Parçacıkların uygunluk değerleri hesaplanır.

Adım 5: Her parçacık için uygunluk değeri önceki en iyi değeri  $p_{best}$  ile karşılaştırılır. Eğer uygunluk değeri daha iyi ise  $p_{best}$  değeri güncellenir ve mevcut konumu  $p_{best}$  konumu olarak atanır.

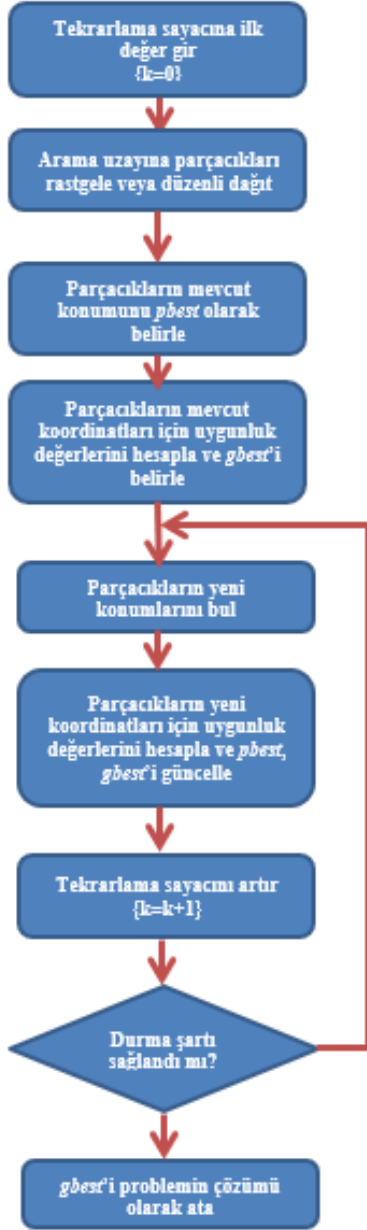
Adım 6: Parçacıkların  $p_{best}$  değerlerinden en iyi olanı (global minimum) belirlenir.

Adım 7: Eğer global minimum değeri  $g_{best}$  değerinden daha iyi ise  $g_{best}$  değeri güncellenir ve mevcut konumu  $g_{best}$  konumu olarak atanır.

Adım 8: Parçacıkların hızları (1.53)'e göre güncellenir.

Adım 9: Parçacıkların konumları (1.54)'e göre güncellenir.

Adım 10: Belirlenen hata kriterine ulaşıncaya kadar Adım 3 ile Adım 9 arasındaki işlemler tekrarlanır.



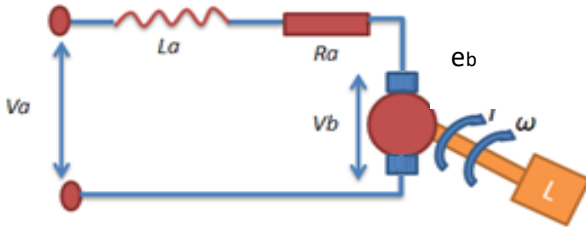
Şekil 1.23. PSO algoritmasının işaret akış şeması

## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde ilk olarak sistemde kullanılan SMDA motorunun parametrelerinin belirlenmesi ve transfer fonksiyonunun elde edilmesi açıklanmıştır. El ile yapılan KPR'nin zorluğunu ortaya koymak için tasarlanan LabVIEW tabanlı performans yazılımı açıklanmıştır. Sonraki kısımlarda sırasıyla sistem için tasarlanan özel sürücü devresinin yapısı, bulanık mantık tabanlı kompresyon derinlik kestirimi, kompresyon amaçlı scotch-yoke mekanizması ve kullanılan PSO-PI ve BM denetleyicilerin benzetim ve deneysel başarımlarını sonuçları verilmiş ve elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

### KPR Sistemine Ait Redüktörlü SMDA Motoru

Kompresyonu gerçekleştirmek için kullanılacak motor redüktörlü SMDA motoru seçilmiştir (Mugul, 2013). Bu motorlar yüksek hız ve yüksek moment ihtiyacını karşılayabildiklerinden dolayı pratikte tercih edilmektedirler. Sistem için 1:25 redüktörlü çıkış gücü 150 W olan sürekli mıknatıslı doğru akım motoru tercih edilmiştir. Şekil 2.1' de SMDA motorunun eş değer devresi görülmektedir.



Şekil 2.1. SMDA motorunun eş değer devresi

$$V_a = i_a R_a + L \frac{di_a}{dt} + e_b \quad (2.1)$$

$$e_b = K_b \omega \quad (2.2)$$

$$T_e = J \frac{d\omega}{dt} + B\omega + T_L = K_b i_a \quad (2.3)$$

## **SMDA Motorunun Parametrelerinin Belirlenmesi**

Doğru akım (DA) makinelerinin elektriksel ve mekanik parametrelerinin ( $R_a$ ,  $L_a$ ,  $K_b$ ,  $B$ ,  $J$ ) doğru bir şekilde belirlenmesi, bu makinelerin modellenmesi ve kontrolü için büyük önem taşır. Bu adımları beş ayrı kategoriye ayırabiliriz.

### **Endüvi Direnci $R_a$ 'nın Belirlenmesi**

Kilitli rotor deneyinde DA motorunun rotoru mekanik olarak sabitlenerek hareketsiz hale getirilir. Bu durumda, rotorun açısal hızı sıfıra eşit olduğu için, Denklem (2.1) ile ifade edilen zıt elektromotor kuvveti de sıfır olur. Makineye uygulanan gerilim artırılarak, endüvi akımı nominal değerine ulaştırılır. Sürekli durum koşullarında, endüktansın etkisinin ihmal edilebilmesi nedeniyle, uygulanan gerilim ile endüvi akımı arasındaki ilişki Denklem (2.4) ile ifade edilir. Bu denklem, endüvi direncinin doğrudan hesaplanmasına olanak tanır (Fandaklı, 2014).

$$V = i_a R_a \quad (2.4)$$

Akım bir ampermetre ile ölçülerek gerilimin akıma oranıyla endüvi direnci hesaplanır.

## Endüvi Endüktansı $L_a$ 'nın Belirlenmesi

Kilitli rotor deneyi sırasında DA motorunun rotoru sabitlenerek hareketsiz hale getirilir ve makineye küçük genlikli alternatif akım (AA) gerilimi uygulanır. Bu sayede, makinedeki endüvi sargısından geçen akım ölçülerek, endüvi empedansı ( $Z_a$ ) hesaplanır. Endüvi empedansı, uygulanan gerilimin endüvi akımına oranı olarak tanımlanır ve Denklem (2.6) ile ifade edilir. Bu empedans, hem endüvi direncini ( $R_a$ ) hem de endüvi endüktansının ( $L_a$ ) frekansla ilgili olan kısmını içerir. Daha sonra, Denklem (2.7) kullanılarak, ölçülen endüvi empedansı ve bilinen endüvi direnci değerinden yararlanarak endüvi endüktansı hesaplanır. Bu denklem, endüvi empedansının karmaşık sayı olarak ifade edildiği ve gerçek ve sanal kısımlarının ayrılarak endüvi direnci ve endüktansının bulunmasına olanak sağladığı bir ifadedir (Kahveci, 2013).

$$Z_a = R_a + jX_L \quad (2.5)$$

$$Z_a = \sqrt{R_a^2 + X_L^2} \quad (2.6)$$

$$L_a = \frac{X_L}{2\pi f} \quad (2.7)$$

## Geri EMF Sabiti $K_b$ 'nin Belirlenmesi

DA motoru, sabit bir doğru gerilim kaynağına bağlanarak çalıştırılır. Motor, yükün etkisi altında kararlı durum devir sayısına ulaşana kadar çalıştırılır. Bu durumda, endüktansın gerilim ve akım arasındaki faz kayması etkisi ihmal edilebilir. Kararlı durumda, motorun açışal hızı ve endüvi akımı ölçülerek deneysel veriler elde edilir. Denklem (2.1) ve (2.2) kullanılarak  $K_b$  hesaplanır.



## Viskoz Sürtünme Sabiti B'nin Belirlenmesi

DA motoruna DA gerilim uygulanır ve motorun sürekli durum hızına ulaşması sağlanır. Sürekli durumda veya sabit hızda denklem (2.3) aşağıdaki denklem (2.8)'deki gibi ifade edilebilir.

$$T_e = B\omega \quad (2.8)$$

Motorun hızı ve akımı ölçülerek moment,  $T_e$  denklem (2.3)'teki ifadeye göre hesaplanır. Denklem (2.8)'e göre de ifadeler yerine yazıldığında viskoz sürtünme sabiti  $B$  belirlenmiş olur.

## Atalet Momenti J'nin Belirlenmesi

Hız sensörü ile alınan hız değişimi osiloskopta çizdirilir. Motora DA gerilim uygulanır ve motorun hızının sürekli duruma ulaşması sağlanır. Osiloskop ekranında hızın işaret şekli incelenerek zaman sabiti belirlenir. Atalet momenti  $J$  denklem (2.9)'a göre belirlenir.

$$\text{Zaman Sabiti} = J/B \quad (2.9)$$

Tablo 1. Kullanılan SMDA motoruna ait parametreler

Ra (Ohm)	La (mH)	Kb (V/rad/sn)	B (N.m.s)	J (kg.m <sup>2</sup> )
0,530	0,2685	0,0648	0,000151	0,000755

## SMDA Motorun Transfer Fonksiyonunun Belirlenmesi

DA motorunun parametreleri belirlendikten sonra s- domeninde açısal hızın gerilime göre transfer fonksiyonu  $\omega(s)/V(s)$  olarak ifade edilebilir. Konumun gerilime göre transfer fonksiyonu ise  $\theta(s)/V(s)$  olarak ifade edilir. Sistem için kullanılan DA motoru hız denetimi için 2. dereceden transfer fonksiyonuna

sahiptir. Sistemimize ait sırasıyla hıza ve konuma bağlı transfer fonksiyonunun matematiksel ifadesi denklem (2.11)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\omega(s)}{V(s)} = \frac{K_b}{s^2 J L_a + s(BL_a + J R_a) + (B R_a + K_b^2)} \quad (2.10)$$

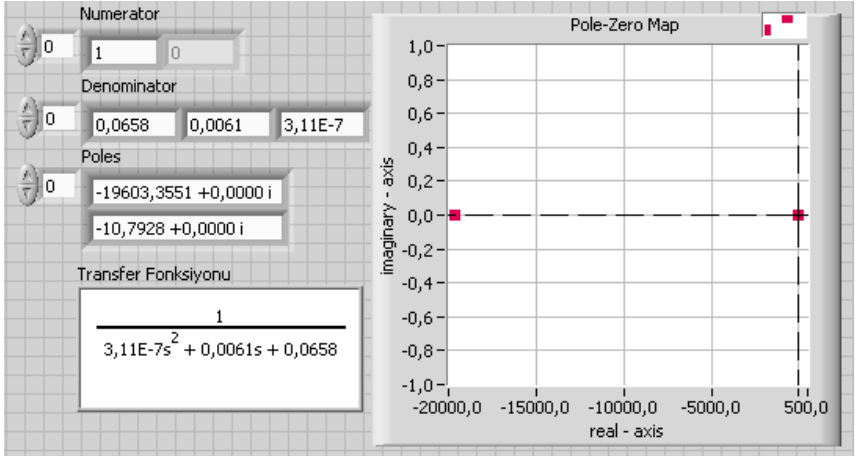
$$\frac{\theta(s)}{V(s)} = \frac{K_b}{s[s^2 J L_a + s(BL_a + J R_a) + (B R_a + K_b^2)]}$$

$$\frac{\omega(s)}{V(s)} = \frac{1}{s^2(3,11 \times 10^{-7}) + s(0,0061) + (0,0658)} \quad (2.11)$$

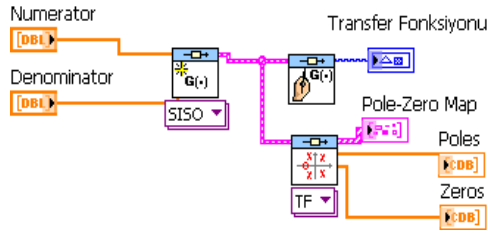
$$\frac{\theta(s)}{V(s)} = \frac{1}{s^3(3,11 \times 10^{-7}) + s^2(0,0061) + s(0,0658)}$$

## Sistemin Kararlılık Analizi

Kontrol sistemlerinin kararlılığı, sistemin dış etkilere verdiği tepkinin zamanla azalarak bir denge noktasına ulaşması anlamına gelir. Bir sistemin kararlı olup olmadığını belirlemek için karakteristik denkleminin köklerinin konumu incelenir. Karakteristik denklem, sistemin transfer fonksiyonunun paydasına eşit olan bir polinomdur. Routh-Hurwitz kriteri ise bu denklemin köklerinin konumunu belirlemek için kullanılan etkili bir yöntemdir. Bu kriterde, denklemin katsayılarından oluşturulan bir tablo yardımıyla köklerin sağ yarı düzlemde olup olmadığı kontrol edilir. Eğer sağ yarı düzlemde kök varsa sistem kararsız, tüm kökler sol yarı düzlemde ise sistem kararlıdır. Bu sayede, bir kontrol sisteminin tasarımı ve analizi sırasında, sistemin istenilen performansı gösterip göstermeyeceği önceden tahmin edilebilir ve gerekli düzenlemeler yapılabilir. Sistemimize ait karakteristik denklem sıfıra eşitlendiğinde köklerin sol yarı düzlemde ve sistemin kararlı olduğu şekil 2.2' de kutup-sıfır haritası üzerinde gösterilmiştir.



(a)



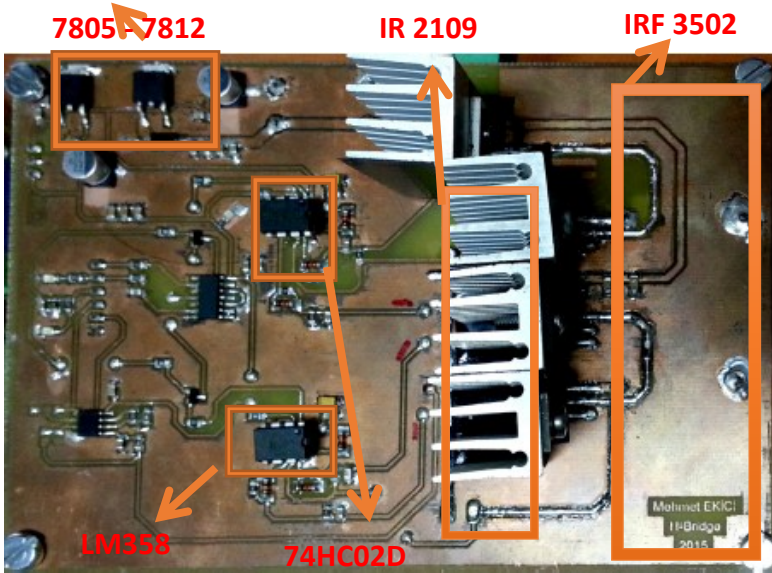
(b)

Şekil 2.2. Sistemin kararlılık analizine ait (a) Ön diyagram, (b) Blok diyagram

## SMDA Motorunun Sürücü Devresi

Sisteme ait SMDA motorunu sürmek için özel H köprü sürücü devresi tasarlanmıştır. H köprü üzerinden motorun dinamik frenlemesi yapılabilmektedir. Sürücü kartı 4 adet IRF3520 mosfet içermektedir. Mosfet sürücü olarak iki adet IR2109 kullanılmıştır. Lojik entegre olarak 74HC02 tercih edilmiştir. Sürücünün giriş gerilimi 0V-27 V arasında değişebilmektedir. Devrede bir adet 7805

ve bir adet 7812 sabit gerilim regülatörü bulunmaktadır. Encoder beslemesi yine aynı kart üzerinden yapılmaktadır. Kart üzerindeki LM358 entegresi yardımıyla köprü kol akım okuma işlemi yapılabilmektedir. 3.3 V veya 5V DC gerilimle sürülebildiğinden mikro kontrol uygulamaları için harici devre gereksinimi duymadan doğrudan bağlanabilme özelliğine sahiptir. Şekil 2.3'te sistem için tasarlanan H köprü motor sürücü devresi görülmektedir (H-Bridge, 2013).

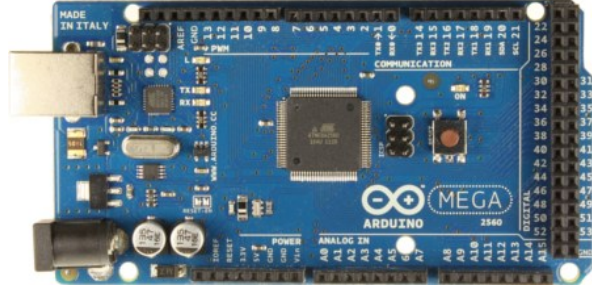


Şekil 2.3. SMDA motoruna ait H Köprü sürücü devresi

### DAQ Amaçlı Kullanılan Kontrol Kartı

DAQ kartı olarak üzerinde ATMEL Atmega 2560 çekirdekli kart kullanılmıştır. SMDA motoru için sürücü devre, enkoder ve yük hücreleri, kontrol kartı üzerinden bilgisayar ile online haberleşebilmektedir. Kontrol kartı ile ilgili teknik bilgiler Tablo 2'de verilmiştir. Atmega 2560 tabanlı bir Arduino kartıdır. 54 dijital I/O pini vardır. Bunların 14 tanesi PWM çıkışı olarak kullanılabilir.

16 analog girişi, 4 UART (serial port), 16 MHz kristal osilatörü, USB bağlantısı, adaptör girişi, ICSP çıkışı ve bir reset butonu vardır. Arduino Duemilanove ve Diecimila için tasarlanmış tüm eklentilere (shield) uyumludur. Arduino Mega 2560, Arduino Mega'nın yerini alan gelişmiş bir versiyonudur (Arduino, 2014).

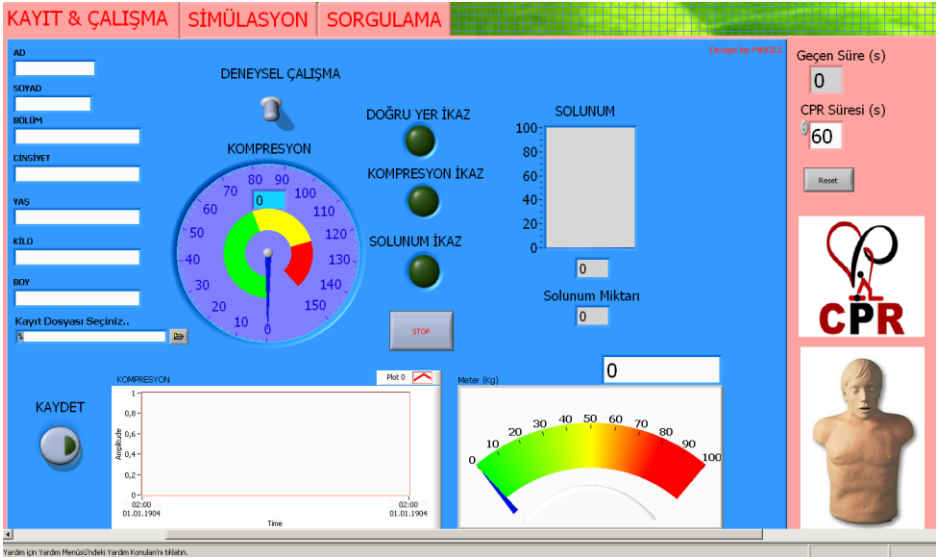


şekil 2.4. DAQ amaçlı kullanılan kontrol kartı

## KPR Uygulayıcılarının Performanslarının Ölçülmesi

KPR uygulamasının zorluklarını ortaya koymak için LabVIEW tabanlı performans yazılımı geliştirilmiştir. Yapılan çalışmada Simulaids firmasının Brad™ elektronik KPR mankeni seçilmiştir (Simulaids, 2014). KPR eğitim mankenleri yarım boy veya tam boy insan bedeni boyutlarında üretilmektedir. İlk yardım eğitim materyali olarak KPR eğitimi veren kurum ve kuruluşlarda kullanılmaktadır. Gerçek yetişkin, çocuk ve bebek boyutlarında üretilen türleri mevcuttur. Deneyslerde kullanılan ekonomik KPR mankeni yumuşak, gerçekçi poliüretan köpük üzerine geçirilmiş vinil plastikten oluşmaktadır. Uzun gerçekçi gövde ve karın yapısına sahiptir. Solunum uygulamalarında hareketli baş ve gerçeğe yakın akciğer canlandırmasına sahiptir. Sternum ve göğüs kafesi anatomik olarak yetişkin insan vücudu ile uyumludur. KPR mankeni uygulamada dikkat edilen, doğru el ikazı, doğru ventilasyon ve doğru kompresyon derinliğini belirten algılayıcıları

bulundurmaktadır. Bu algılayıcılar vasıtası ile doğru KPR uygulaması yapıp yapılmadığı uygulayıcıya bildirilmektedir. Yapılan çalışmada algılayıcılardan gelen veriler kontrol kartı üzerinden online bilgisayara aktarılarak, kullanıcının fiziksel parametrelerine bağlı KPR performansı belirlenmektedir. Performans yazılımı, Kayıt-Çalışma, Simülasyon ve Sorgulama olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Kayıt-Çalışma sekmesinden KPR uygulayıcısının adı, soyadı, bölümü, cinsiyeti, yaşı, kilosu ve boyu kayıt altına alınmaktadır. Ara yüz üzerinde kompresyon ve solunum miktarını anlık gösterebilen indikatörler kullanılmıştır. Uygulayıcıya belirli bir KPR uygulama süresi tanınmakta, bu süre içerisindeki performansı online olarak izlenebilmekte ve kayıt altına alınmaktadır. Şekil 2.5’de arayüz görülmektedir.



Şekil 2.5. KPR performans yazılımı KAYIT-ÇALIŞMA arayüzü

Simülasyon sekmesinde ise uygulayıcılara programın çalışmasının bir benzetimi sunulmaktadır. İdeal 30:2 kompresyon ventilasyon parametrelerinin değişimi 60 saniye boyunca nasıl olması gerektiği görsel olarak belirtilmektedir. Bu arayüzde deneysel çalışmaya geçmeden önce uygulayıcıya 60 saniye boyunca en az kaç adet kompresyon ve solunum yapması gerektiği gösterilmektedir. Yine bu arayüzde görsel olarak kompresyon miktarı ve solunum miktarı izlenebilmektedir. KPR uygulaması aslında zamana karşı yapılan bir yarıştır. Uygulayıcıların belirli bir süre aralığında maksimum performansı göstermesi beklenmektedir. Bundan dolayı da KPR zahmetli ve güç gerektiren bir uygulamadır. Tüm KPR uygulayıcılarının performans değerleri uygulayıcı kişinin fiziksel parametrelerine bağlı olarak kayıt altına alınmaktadır. Bu sayede uygulayıcıların fiziksel özelliklerine göre performansları karşılaştırmalı bir şekilde yazılım sayesinde ortaya konulmaktadır.

KAYIT & ÇALIŞMA		SİMÜLASYON		SORGULAMA								
Aranacak kişi..		BUL		PERFORMANS LİSTESİ								
BUL		TARİH/SAAT	AD	SOYAD	CİNSİYET	YAS	KİLO(kg)	BOY(cm)	BÖLÜM	KOMPRESYON	SOLUNUM	SÜRE(s) *
Kayıt NO	0	16.05.2014 13:30:26	H	K	E	31	85	175	EEE	78	0	60
Tarih/Saat	0	17.05.2014 16:24:14	A	Y	E	33	78	170	EEE	80	0	60
Soyad	0	18.05.2014 11:14:37	C	Ş	E	34	87	178	EEE	87	0	60
Ad	0	18.05.2014 15:48:04	E	T	E	34	83	173	EEE	91	0	60
Bölüm	0	19.05.2014 13:55:15	O	Ç	E	35	75	169	EEE	79	0	60
cpr	0	20.05.2014 16:15:32	Z	H	K	32	68	165	EEE	72	0	60
Solunum	0	20.05.2014 16:30:20	S	H	K	32	55	165	EEE	54	0	60
Sorgulama Dosyası Seçiniz..	0	21.05.2014 13:14:38	S	K	K	32	70	164	EEE	57	0	60
		22.05.2014 17:17:45	Y	B	K	30	56	160	EEE	51	0	60
		23.05.2014 16:15:32	S	E	K	34	75	168	EEE	75	0	60
			S	F	K	30	60	163	EEE	53	0	60

Şekil 2.6. KPR Performans Yazılımı Kayıt Sorgulama Ekranı

KPR performans yazılımı kayıt sorgulama ekran görüntüsü şekil 2.6'da görülmektedir. KPR uygulayıcısının isim, soy isim, cinsiyet, yaş, kilo ve boy gibi fiziksel özellikleri bu ara yüzden görülebilmektedir. Uygulayıcının zamana göre KPR performansı liste olarak bu ara yüzden de takip edilebilmektedir. Ayrıca uygulayıcıların performanslarının bu arayüzden kolayca bulunabilmesi için bir arama motoru gerçekleştirilmiştir.

*Tablo 3. KPR uygulayıcılarının performans tablosu*

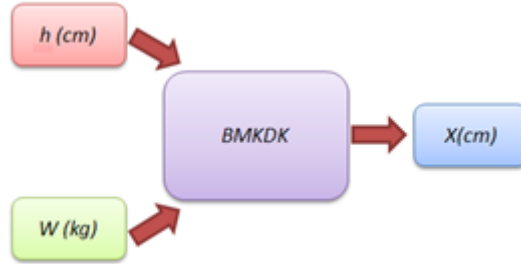
<b>Cinsiyet</b>	<b>Yaş</b>	<b>Kilo</b>	<b>Boy</b>	<b>Kompresyon</b>	<b>Süre</b>
E	31	85	175	78	60
E	33	78	170	80	60
E	34	87	178	87	60
E	34	83	173	91	60
E	35	75	169	79	60
E	32	68	165	72	60
K	32	55	165	54	60
K	32	70	164	57	60
K	30	56	160	51	60
K	33	75	168	75	60
K	30	60	163	53	60

Tablo 3'te 11 katılımcı ile gerçekleştirilen KPR performans uygulama sonuçları gösterilmektedir. Uygulayıcıların 60 sn süresince kompresyon yetenekleri incelenmiştir. Erkek uygulayıcıların bayan uygulayıcılara göre performanslarının daha yüksek olduğu görülmektedir. Uygulayıcıların fiziksel özellikleri performanslarını etkilemektedir. Kalp masajı dakikada en az 100 defa yapılmalıdır. Bu çalışmada 60 sn süresince en fazla 91 adet kompresyon gerçekleştirilebilmiştir.



## Bulanık Mantık Tabanlı Kompresyon Derinlik Kestirimi

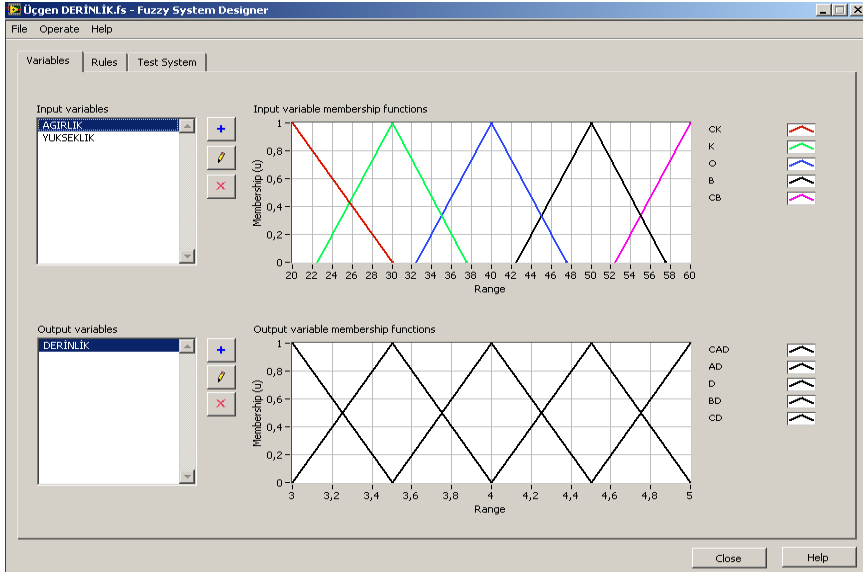
KPR uygulamasındaki en önemli problemlerden birisi de kompresyon esnasında kompresyon derinliğinin kaç cm olması gerektiğine karar vermektir. Hastanın fiziksel yapısı burada çok önem arz etmektedir. Kalp durması her yaştan insanda görülebilen acil müdahale gerektiren bir durumdur. KPR uygulama yönetmeliğinde kompresyon derinliğinin hastanın göğüs kalınlığının 1/3'ü olması yönündedir (Altaş, 2008). Fakat literatürde yapılan deneysel çalışmalarda standart uygulamaların yetersiz kompresyon derinliği nedeniyle hastada ciddi yaralanmalara, kaburga kırıkları vb. sonuçlara neden olduğu gözlenmiştir (Mamdani, 1976). Yapılan çalışmada ortaya çıkan otomatik KPR sisteminin kompresyon derinlik kestirimini bulanık mantık tabanlı olarak yapabilmesi özelliği literatüre yeni bir katkı sağlamaktadır. Bulanık mantık denetleyici karar verme mekanizması insan karar verme mekanizmasına çok benzediği için araştırmacılar tarafından son yıllarda çok tercih edilen bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır (Takagi & ark.,1985). Karar verme yapısının giriş değişkenleri hastanın göğüs kesit yüksekliği ( $h$ [cm]) ve sırt ağırlık ( $w$ [kg]) parametreleri olarak belirlenmiştir. Şekil 2.7'de bulanık mantık tabanlı kompresyon derinlik kestirimi blok şeması görülmektedir.



Şekil 2.7. BMKDK sistemi blok şeması

## Kompresyon Derinlik Kestirimi İçin Üyelik Fonksiyonları

Kompresyon derinlik kestirimi için genel kullanımı basit ve yaygın olan üçgen tipi üyelik fonksiyonu tercih edilmiştir. LabVIEW yazılımının geniş bir kütüphane alt yapısına sahip olmasından dolayı kontrol mühendisleri tarafından son zamanlarda kullanımı tercih edilmektedir (LabVIEW, 2014). LabVIEW yazılımı kontrol ve simülasyon kütüphanesi altında “Fuzzy System Designer” arayüzüne sahiptir. Sistem giriş ve çıkış değişkenlerine ait üyelik fonksiyonlarının tipi ve fonksiyonları bu arayüz ile kolayca oluşturulabilmektedir.



Şekil 2.8. Giriş ve çıkış değişkenlerine ait üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi

Şekil 2.8'deki gibi giriş ve çıkış değişkenlerine ait üyelik fonksiyonlarının sınırları kolayca belirlenebilmektedir.

Ağırlık üyelik fonksiyonu için;

CK= Çok küçük;

K= Küçük;

O= Orta;

B= Büyük;

CB= Çok Büyük; ifadeleri tercih edilmiştir.

Göğüs yükseklik üyelik fonksiyonu için;

CA= Çok Az;

A= Az;

O= Orta;

Y= Yüksek;

CY= Çok Yüksek; ifadeleri tercih edilmiştir.

Kompresyon Derinliği üyelik fonksiyonu için;

CAD= Çok az derin;

AD= Az derin;

D= Derin;

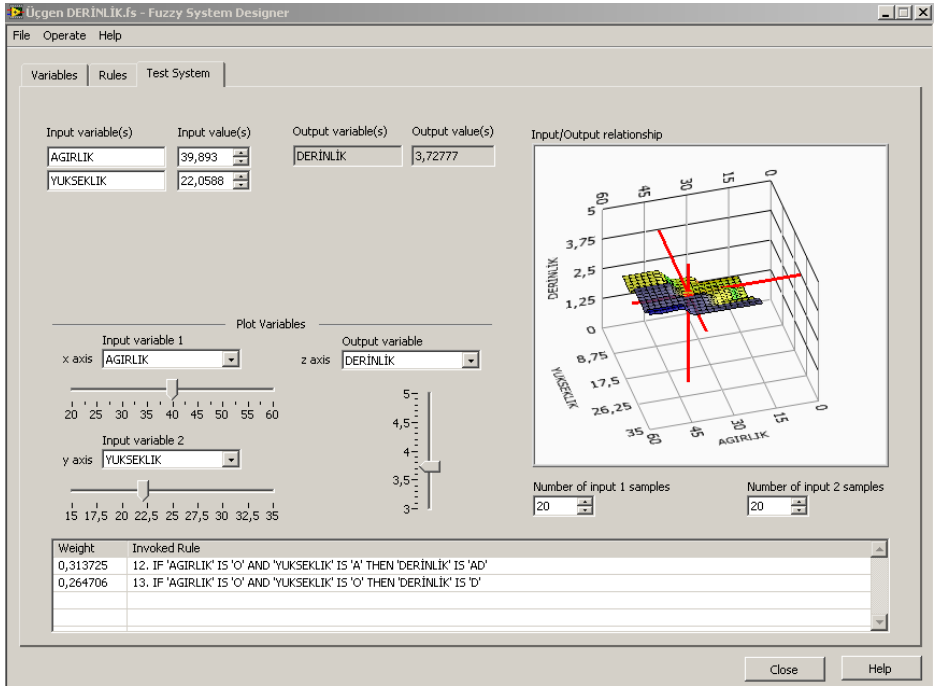
BD= Biraz Derin;

CD= Çok Derin; ifadeleri tercih edilmiştir.

Karar verme mekanizması için 5x5'lik 25 kurallı kural tablosu oluşturulmuştur.

Tablo 4. 5x5'lik kural tablosu

		Göğüs Yüksekliği (cm)				
		CA	A	O	Y	CY
Göğüs Ağırlığı (kg)	CK	CAD	AD	AD	D	BD
	K	CAD	AD	D	D	BD
	O	AD	AD	D	BD	BD
	B	D	D	BD	BD	CD
	CB	D	D	BD	BD	CD

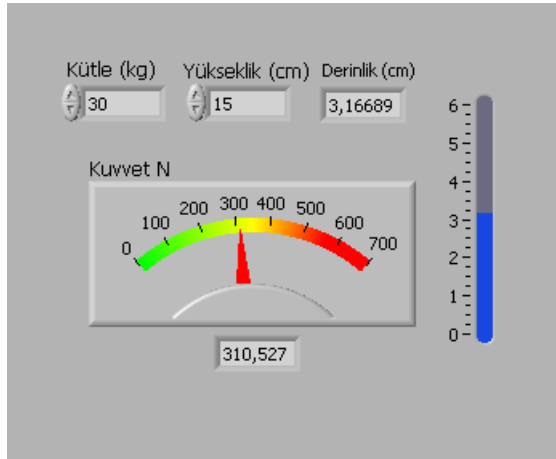


Şekil 2.9. Giriş değişkenlerine göre elde edilen çıkış değişkeni için test arayüzü

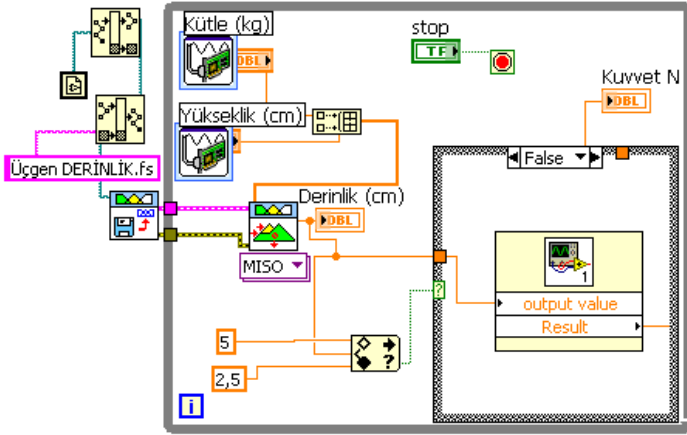
Sistem test arayüzü Şekil 2.9’ da görülmektedir. Ağırlık ve yükseklik değişkenlerinin sayısal değerlerine karşılık derinlik bilgisi test edilebilmektedir. Aynı zamanda 3 boyutlu grafik sayesinde giriş çıkış ilişkisi izlenebilmektedir. Arayüzün altında girişlere karşı icra edilen kurallar yer almaktadır. Bu arayüz sayesinde tasarlanan BMKDK testi kolayca yapılabilmektedir.

### **Kompresyon Derinlik Kestirimi ve Uygulanması Gereken Kuvvet Hesabı**

Derinlik kestirimi için LabVIEW tabanlı bir yazılım hazırlanmıştır. Derinliğe bağlı olarak uygulanması gereken kuvvet, bu arayüz sayesinde kolayca hesaplanabilmektedir. Ağırlık ve yükseklik bilgileri sensörlerle okunabilmekte ve BM tabanlı derinlik kestirimi yapılabilmektedir.



*Şekil 2.10. Kompresyon derinlik kestirimi için hazırlanan ön diyagram*



Şekil 2.11. Kompresyon derinlik kestirimi için hazırlanan blok diyagram

Kompresyon derinlik kestirimi için hazırlanan LabVIEW tabanlı yazılımın ön paneli Şekil 2.10’de ve blok diyagramı Şekil 2.11’de görülmektedir. Göğüsün ağırlık ve yükseklik bilgileri sayısal olarak alınmakta ve derinlik kestirimi yapılmaktadır. Gruben ve arkadaşları, insan göğüs yapısının matematiksel modeli üzerine yaptıkları deneysel çalışmada göğse uygulanan kuvvet ile kompresyon derinliğinin ilişkisini ortaya koymuşlardır (Gruben & ark.,1999).

$$F = 29.4x + 22.3x^2 - 1.35x^3 + 0.325x^4 + (0.710 + 0.887x) \frac{dx}{dt} \quad (2.12)$$

F: Kuvvet (N); x: derinlik (cm) ;  $\frac{dx}{dt}$ : hız (cm/s). Denklem (2.12) iki parçaya ayrılarak denklem (2.13)’deki gibi ifade edilecek olur ise;

$$F = F_e + F_d \quad (2.13)$$

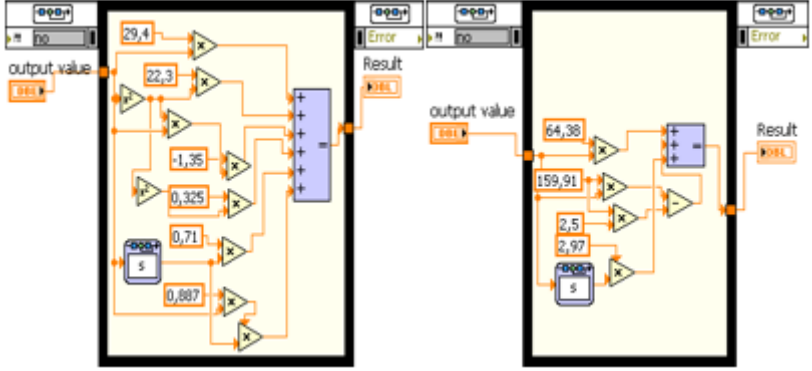
$$F_e = 29.4x + 22.3x^2 - 1.35x^3 + 0.325x^4 \quad (2.14)$$

$$F_d = (0.710 + 0.887x) \frac{dx}{dt} \quad (2.15)$$

Denklem (2.13) elastik kuvvet ve sönümleme kuvvetinin toplamına eşittir. Elastik kuvvet büyüklüğü  $F_e$  denklem (2.14) ile ifade edilebilir. Sönümleme kuvveti  $F_d$  ise denklem (2.15) ile ifade edilir. Yapılan deneysel çalışmalarda  $0 \leq x \leq 2.5$  aralığı ile  $2.5 \leq x \leq 5$  aralığındaki kompresyon derinlik-kuvvet ilişkisi farkı denklem (2.16)'daki gibi ifade edilir (Gruben & ark.,1999).

$$F^* = \begin{cases} 64.38x + 2.97x^2 & 0 \leq x \leq 2.5 \\ 64.38x + 154.91(x - 2.5) + 2.97 \frac{dx}{dt} & 2.5 \leq x \leq 5 \end{cases} \quad (2.16)$$

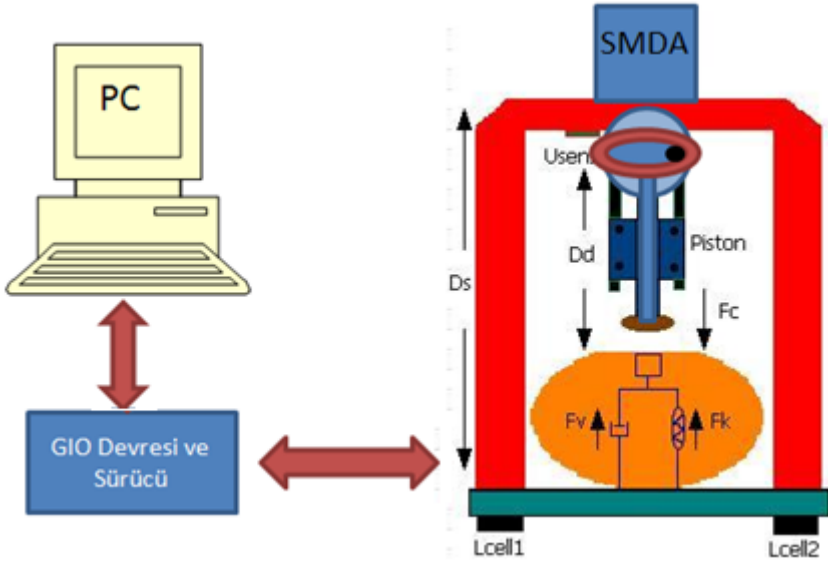
Kompresyon derinliğine bağlı olarak uygulanması gereken kuvvet denklem (2.16) eşitliğine göre hesaplanmaktadır. Şekil 2.12'de kompresyon derinliğine bağlı olarak uygulanacak kuvvet ölçümü için hazırlanan blok diyagramlar görülmektedir. Şekil 2.13'te hasta göğüs yüksekliği ve göğüs ağırlığı ölçüm sisteminin yapısı gösterilmektedir.



(a)  $0 < x < 2,5$

(b)  $2,5 < x < 5$

Şekil 2.12. Kompresyon derinliğine bağlı uygulanacak kuvvet ölçümü



Şekil 2.13. Hastanın göğüs yüksekliği ve ağırlığının ölçümü



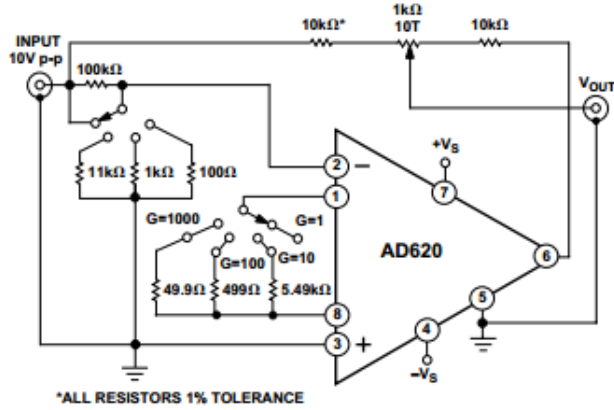
Tasarlanan KPR sisteminde insan göğüs yüksekliğini ve ağırlığını ölçmek için ultrasonik sensör ve yük hücreleri kullanılmıştır. Denklem (2.17)'ye göre göğüs yüksekliği belirlenebilmektedir.  $G_d$  göğüs yüksekliğini,  $D_s$  sensör yüksekliğini ve  $D_d$  sensörün göğüse olan uzaklığını ifade etmektedir. Sensör belirli bir yükseklikte konumlandırıldığından dolayı göğüs yüksekliği fark denklemi ile hesaplanabilmektedir.

$$G_d = D_s - D_d \quad (2.17)$$

Hazırlanan deneysel düzenekte dört adet (Lc1, Lc2, Lc3 ve Lc4) yük hücresi bulunmaktadır. Her bir yük hücresi kapasitesi 150 kg aralığın da 100 gr hassasiyetle ölçüm yapabilmektedir. Bu yük hücrelerinden gelen veriler denklem (2.18)'deki ifadeye göre ağırlık bilgisine dönüştürülmektedir. Denklemde yer alan  $b$  katsayısı kazanç sabitidir. Yük hücreleri sırtın altına gelen taşıyıcı yüzeyin altında, köşelere gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Hem tasarım hem de hassasiyet için dört adet yük hücresi kullanılmıştır. Yük hücresi devresi 5 VDC gerilimle beslenmiştir. Kazanç devresi için AD620 entegresi kullanılmıştır. Bu entegre düşük maliyet ve yüksek doğruluk özelliğinden dolayı genellikle benzer uygulamalar için tercih edilmektedir. İster simetrik kaynak kullanılsın isterse simetrik olmayan kaynak kullanılsın, kararlı bir çıkış üretebilmektedir.

$$m = bx \left( \frac{Lc1 + Lc2 + Lc3 + Lc4}{4} \right) \quad (2.18)$$

Şekil 2.14'te AD620 entegresinin uygulama devresi görülmektedir. Denklem (2.19)'da AD620 entegresinin kazanç ifadesi yer almaktadır.



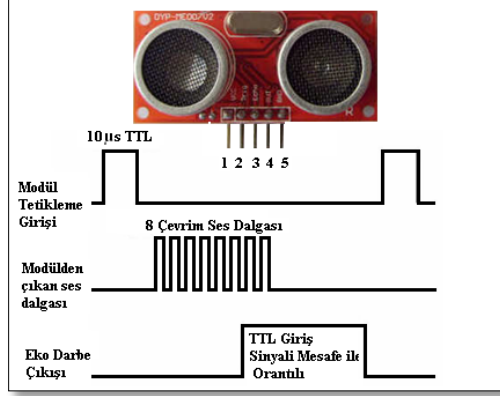
Şekil 2.14. AD620 için uygulama devresi

$$G = \frac{49.4 \text{ k}\Omega}{R_G} + 1 \quad (2.19)$$

Göğüs yüksekliğinin ölçümü için kullanılan ultrasonik algılayıcı DYP-ME007 modelidir. Bu algılayıcı 40 kHz lik ultrasonik darbeler üretebilmektedir. Çalışma mantığı, göndermiş olduğu ultrasonik darbelerin nesnelere yansıyan bileşenlerini değerlendirmeye dayanmaktadır.

$$\text{mesafe (m)} = \text{yüksek seviye zamanı (sn)} \times (340(\text{m/sn})/2) \quad (2.20)$$

300 cm ile 3 cm arasındaki mesafeleri 3 mm hassasiyetle ölçebilmektedir. Besleme gerilimi olarak 5 VDC gerilim kullanılmaktadır. Beş adet pini vardır. 1: VCC; 2: trig(T); 3: echo(R); 4: OUT; 5: GND. Şekil 2.15'te kullanılan sensörün görünümü ve zamanlama işaretleri yer almaktadır.



Şekil 2.15. Kullanılan ultrasonik algılayıcı görünüm ve zamanlama işaretleri

Tablo 5. Göğüs ağırlığı (kg) ve yüksekliğe (cm) bağlı olarak kestirilen kompresyon derinliği (cm) ve kuvveti (N)

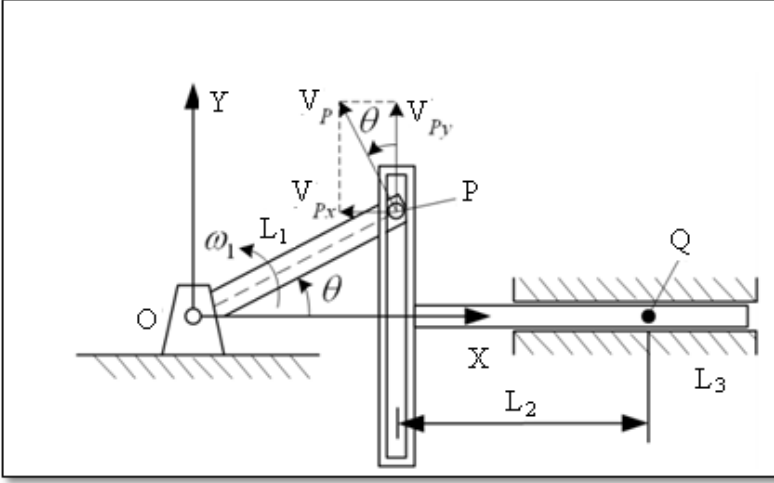
S.No	Göğüs Ağırlığı (kg)	Yükseklik (cm)	Kestirilen Kompresyon Derinliği (cm)	Kompresyon İçin Gereken Kuvvet (N)
1	22	16	3,18	313,64
2	25	20	3,50	385,27
3	29	24	3,92	481,59
4	34	27	4,18	538,90
5	40	30	4,49	609,49
6	45	32	4,52	615,08
7	50	33	4,80	678,07
8	57	34	4,81	680,05
9	60	35	4,83	684,33

Tablo 5'te ölçülen göğüs ağırlığı ve yüksekliğine bağlı olarak kompresyon derinliği ve bu derinliğe ulaşmak için gereken kuvvet değerleri 9 farklı durum için verilmiştir. Benzetim çalışmalarında, kompresyon için sistemin karşılaştığı yük momenti *TL* bu ölçümlere göre belirlenmiştir.

### **Kompresyon Sisteminde Kullanılan Scotch-Yoke Mekanizması**

Clausen tarafından 1945 yılında patentlenen Scotch-Yoke mekanizması, dönüşsel hareketi doğrusal harekete dönüştürmek için kullanılan bir mekanik sistemdir (Clausen,1945). Bu mekanizma, temel olarak bir disk ve bu diske bağlı bir T biçimindeki bir elemandan oluşur. T elemanının bir ucu, disk üzerindeki dairesel bir oluk içinde hareket ederken, diğer ucu ise doğrusal bir hareket gerçekleştirir.

Mekanizmanın çalışma prensibi şu şekildedir: Disk döndürüldüğünde, T elemanının oluk içindeki hareketi nedeniyle, elemanın serbest ucu diskin merkezine göre yatay veya dikey doğrultuda ileri geri hareket eder. Bu hareketin gerçekleşebilmesi için, oluktaki boşluğun genişliği, diskin merkezi ile T elemanını diske bağlayan pim veya civata arasındaki mesafeden en azından eşit olmalıdır.



Şekil 2.16. Genel Scotch-Yoke mekanizmasının şematik çizimi

Scotch-Yoke mekanizması dairesel harekete karşı lineer bir hareket üretmektedir. Scotch-Yoke performansı krank sistemine benzemektedir, fakat lineer çıkış hareketi tam bir sinüse benzemektedir. Şekil 2.16'de görüldüğü gibi,  $P$  pini, oluklu  $L_2$  uzunluğundaki  $T$  yapısına merkeze  $L_1$  uzaklıkta bağlıdır.

$$x_p = L_1 \cos\theta \quad (2.21)$$

$$y_p = L_1 \sin\theta \quad (2.22)$$

$x_p$  ve  $y_p$ ,  $P$  noktasının sırasıyla  $X$  ve  $Y$  koordinatlarının ifadesidir. Hız vektörü  $V_p$   $L_1$ 'e dik ve denklem (2.20)'nin zamana göre türevinden elde edilir. Türev sonucuna göre denklem (2.21) elde edilir.  $V_p$  vektörü iki bileşenden oluşmaktadır.  $V_{px}$ ,  $x$  yönündeki vektör bileşenidir.  $V_{py}$  ise  $y$  yönündeki vektör bileşenidir.  $L_1$ 'in açısal hızı ise  $\omega_1$ (rad/sn).

$$V_{px} = -\omega_1 L_1 \sin\theta \quad (2.23)$$

$$V_{py} = \omega_1 L_1 \cos\theta \quad (2.24)$$

$Q$  noktasının  $Y$  koordinat bileşeni denklem (2.23) ile belirlenmektedir. Eğer  $\theta$  açısı  $0^\circ$  ile  $180^\circ$  arasında değişir ise  $Q$  'nun pozisyonu  $L_2+L_1$  ile  $L_2-L_1$  arasında değişecektir.

$$x_Q = L_1 \cos\theta + L_2 \quad (2.24)$$

Dikkat edilecek olursa mekanizmanın hareketi tam bir sinüs dalga işaretine denk gelmektedir.

Sistem için kullanılan scotch-yoke modelinde  $L_1$  uzunluğu maksimum kompresyon derinliği 5 cm olacak şekilde ayarlanmıştır. Diskin çapı 11 cm ve  $360^\circ$  dönmesiyle piston 5 cm aşağı ve 5 cm yukarı olmak üzere  $y$  eksenini boyunca toplamda 10 cm hareket etmektedir.



*Şekil 2.17. Kompresyon için Scotch-Yoke mekanizması*

### **Benzetim Çalışmaları İçin Yük Momentinin Belirlenmesi**

Gerçek değerlere yakın bir benzetim tasarımı için KPR sisteminin ilk olarak uygulanacak derinlik bilgisinin belirlenmesi gerekmektedir. BMKDK mekanizması ile derinlik belirlendikten sonra ikinci aşamaya geçilir. İkinci aşama olarak, birinci aşamada belirlenen kompresyon derinliğine ulaşmak için gereken kuvvet hesaplanmalıdır. Gerçek hasta uygulamaları üzerinde yapılan çalışmalara bağlı olarak Gruben ve arkadaşları kompresyon derinliği ve kuvvet ilişkisini matematiksel olarak ifade etmişlerdir (Gruben & ark.,1999). İkinci aşamada belirlenen Kompresyon kuvveti için KPR

sisteminde kullanılan DA motorunun bu kuvveti karşılayacak yapıda olması gerekmektedir. DA motoru Scotch-Yoke mekanizmasını sürmekte ve dairesel hareket doğrusal harekete çevrilmektedir. Mekanizmaya bağlı olan piston gereken kuvveti karşılamalıdır. Şekil 2.17’de ifade edildiği gibi redüktör çıkış merkezi ile piston merkezi arasında  $r = 3$  cm,  $r = 4$  cm,  $r = 5$  cm lik bir mesafe yer alabilmektedir. Denklem (2.25)’te ifade edildiği gibi sistem yük momenti hesaplanmaktadır.

$$T_L = F \cdot r \quad (2.25)$$

Dolayısıyla DA motorunun karşılaşacağı yük momenti aşağıdaki Tablo 6’da verilmektedir.

*Tablo 6. Kompresyon için gereken kuvvet ve yük momenti*

S.No	Kompresyon Derinliği (cm)	Kompresyon İçin Gereken Kuvvet (N)	Yük Momenti (TL) (Nm)
1	3	323,3	9,7
2	3,5	385,2	13,48
3	3,9	444,8	17,35
4	4	468,7	18,75
5	4,4	608,8	26,79
6	4,5	614,4	27,65
7	4,8	636,25	30,54
8	5	640	32

Örneğin 5 cm’lik kompresyon için hastaya ortalama 640 N’luk bir kuvvet uygulanması gerekmektedir. Buda yaklaşık 64 kg bir ağırlığa tekabül etmektedir.



## Konum ve Hız Denetimi İçin Kullanılan Encoder Türü

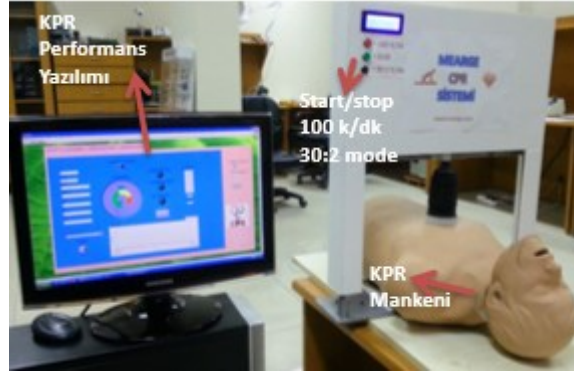
Oluşturulan düzenekte kompresyon derinliğini ve kompresyon frekansını ölçmek için rotary enkoder tercih edilmiştir. Model olarak EN5008.MIN05.1024L02A seçilmiştir. Şaft dönüşünü elektronik darbelere dönüştüren enkoderler, dönmekte olan bir şaftın konumunu elektronik olarak gözlemlemek için kullanılır. Makine konumu ve hızını belirlemek için sensörün çıkış vuruşları bir kontrol birimi tarafından sayılır ve değerlendirilir. Bu da, harekete kontrol etmede yüksek doğruluk ve esneklik sağlamaktadır. Optik sensörlerle ilgili yüksek mekanik ve elektronik çalışma hızları, sistemin hızını ve doğruluğunu artırır, döngü zamanlarını azaltır ve üretim ortamındaki toplam etkinliğini yükseltmektedir. Çeşitli boyut ve modeldeki enkoderler, nesnelerin daha hassas kontrolü için, çalışma konumunun ve dönen şaftın, vb. yüksek kalite ve doğrulukta ölçülmesine olanak tanımaktadır.

*Tablo 7. Kullanılan artımlı enkoder özellikleri*

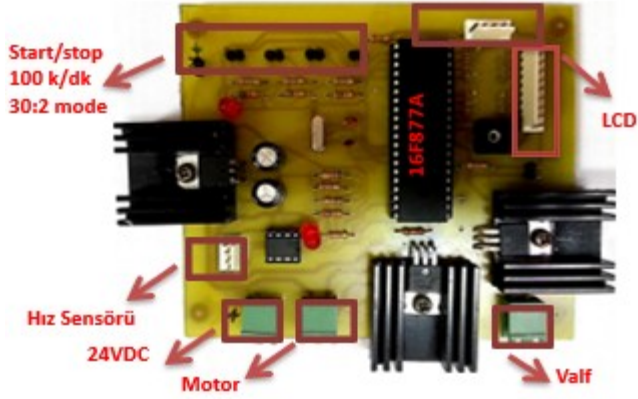
Gövde çapı	50 mm
Mil Çapı	8 mm
Model	Artımlı
Besleme Voltajı	5-30VDC
Yük Akımı	30 mA
Darbe Sayısı	1024 Pulse/Tur
Çıkış Tipi	P5...30VDC

## Tasarlanan KPR Sistemi Genel Yapısı

KPR sistemine ait genel yapı Şekil 2.18’de görülmektedir. Sistem bilgisayar destekli ya da mikro denetleyici kontrollü çalışabilmektedir. Sistemin hız ve konum denetimi için hazırlanan yazılım atmega 2560 kartı vasıtası ile sistemi online denetleyebilmektedir. Harici çalışma için kullanılan kontrol kartı için 16F877 PIC mikrodenetleyici kullanılmıştır. Harici kontrol yazılımı sadece hız denetimi yapmakta, sistemin sadece sürekli çalışma ve 30:2 çalışma fonksiyonunu yerine getirmektedir. 30:2 çalışma 30 kompresyondan sonra sistemin 2 adet solunum uygulanması için beklemesi anlamına gelmektedir. KPR performans yazılımı ile de sistemin performansı takip edilebilmektedir. Harici kontrol kartına oksijen valfi de bağlanabilmekte ve ihtiyaç halinde hastaya oksijen tüpünden hava verilebilmektedir. Sistem üzerinde yer alan LCD ile çalışma modu ve kompresyon sayısı takip edilebilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 2.18 (a) KPR sistemi ve performans yazılımı, (b) PC'den bağımsız çalışma kontrol kartı

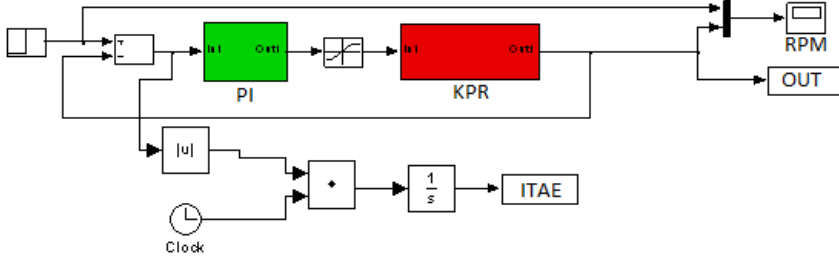
Tasarlanan KPR sistemi PC'den bağımsız çalışabilmektedir. Şekil 2.18 (b)'de sistemin dakikada 100 kompresyon yapabilmesi ya da 30:2 çalışması için tasarlanan kontrol kartı görülmektedir.

### Sistem Hız Denetimi İçin Benzetim Çalışması

KPR için kompresyon uygulaması dakikada en az 100 sefer yapılmalıdır. KPR sisteminin pistonu, Scotch-Yoke mekanizmasındaki dairenin merkezinden 5cm'lik mesafeye yerleştirildiğinde dairenin bir tur dönmesine karşılık aşağı ve yukarı yönlü 5cm hareket etmektedir. Bu yöntemle kompresyon derinliği manuel olarak ayarlanarak gerekli olan kompresyon derinliğini sağlamaktadır. Kompresyon frekansını denetlemek için sistemde yer alan SMDA motorun hız denetimi yapılmalıdır. Hız denetimi için PSO-PI ve BM denetleyiciler tasarlanmıştır. Sistemin öncelikle benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiş ve daha sonra deneysel çalışmalara geçilmiştir. Yapılan benzetim çalışmalarında, hangi denetleyicinin sistem için uygun olduğu belirlenmeye çalışılmıştır.

## Hız Denetimi İçin PSO-PI Denetleyici Tasarımı

PSO-PI denetleyici tasarımı PI yapısı şekil 2.19'daki gibi hazırlanmıştır. PI parametrelerinin PSO ile optimizasyonu Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Parametreleri belirlemek için 10 x 10'luk iterasyon kullanılmıştır. Oransal kontrol  $K_p$  katsayısı ve integral kontrol  $K_i$  katsayısı PSO'nun maliyet fonksiyonu ITAE, IAE ve ISE'ye göre ayrı ayrı belirlenerek Tablo 8'deki gibi belirlenmiştir.

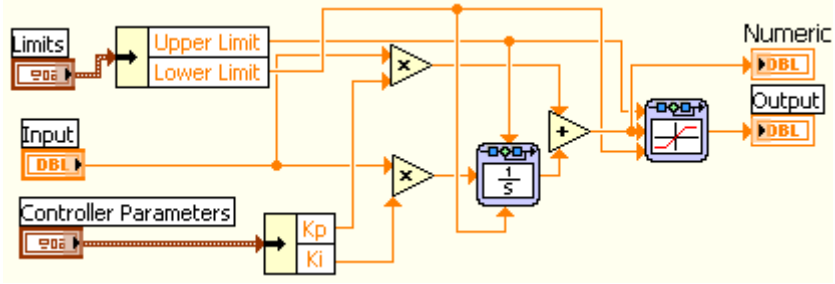


Şekil 2.19. Sistemin PI parametrelerinin PSO ile optimizasyonu için simulink modeli

Tablo 8. Hız denetimi için maliyet fonksiyonlarına göre  $K_p$ ,  $K_i$  parametreleri

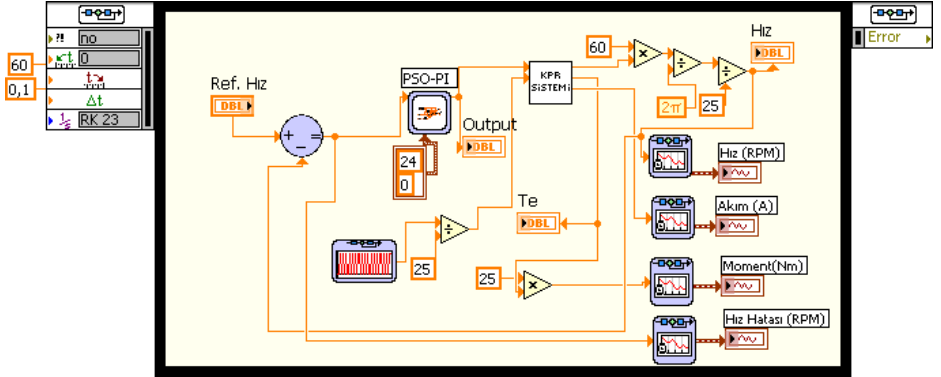
Maliyet Fonk.	KD=3cm, TL=9,7Nm		KD=4cm, TL=18,75Nm		KD=5cm, TL=32Nm	
	$K_p$	$K_i$	$K_p$	$K_i$	$K_p$	$K_i$
ITAE	10,1354	12,4523	11,2757	14,4362	20,5132	25,3213
IAE	8,3852	11,7812	9,5643	13,4556	15,3245	16,4912
ISE	6,10211	4,80248	8,1278	6,4512	13,3154	10,9645

Kullanılan PSO yöntemiyle en iyi parametreler belirlenmeye çalışılmıştır. Tablo 8’de maliyet fonksiyonu ITAE, IAE ve ISE’ye göre belirlenen  $K_p$  ve  $K_i$  parametreleri görülmektedir. Şekil 2.20’de benzetim ve deneysel çalışmada kullanılmak üzere tasarlanan PI yapısı yer almaktadır.



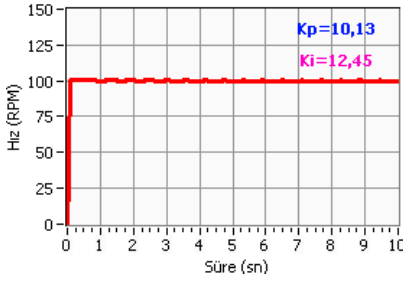
Şekil 2.20. PI denetleyici yapısına ait blok diyagramı

Benzetim çalışmalarında referansa göre aşma, oturma ve sürekli durum hatasına göre sonuçlar değerlendirilmiştir. İnsan göğüs yapısı boy, kilo vb. özelliklerden dolayı farklılık arz etmektedir. Bundan dolayı kompresyon derinliği insandan insana değişiklik göstermektedir. Farklı vücut yapılarından dolayı kompresyon işlevinde KPR sisteminin üretmiş olduğu kuvvete karşı farklı yük momenti söz konusudur. Sistemin gerçeğe yakın benzetimi için farklı yükler açısından da performansı yapılan çalışmada ele alınmıştır.

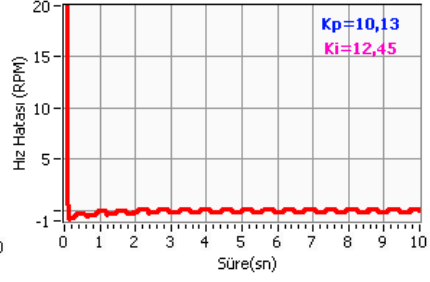


Şekil 2.21. PSO-PI hız denetleyici kapalı çevrim blok diyagramı

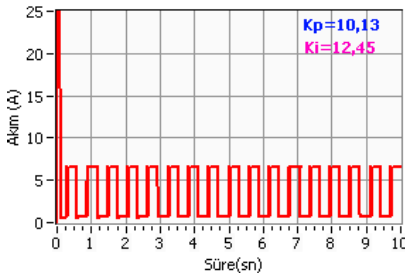
Şekil 2.21’de PSO-PI denetleyici kapalı çevrim denetim sistemi blok diyagramı görülmektedir. Sistemde sürücü olarak kullanılan SMDA motoru  $i:25$  dönüşüm oranına sahip redüktöre bağlıdır. Scotch-Yoke mekanizmasına doğrudan bağlı olan redüktörden dolayı okunan hız gerçek hızın  $1/25$  katıdır. Sistem yük momenti olarak dakikada yaklaşık 100 kompresyonu sağlayabilmek için 1.7 Hz’lik kara dalga üretilmiştir. Kare dalga genliği yük momenti  $T_L$ ’ye göre ayarlanabilmektedir. Üretilen moment ise motorun momentinin yaklaşık 25 katıdır. Yapılan benzetim çalışmasında 10 sn süresince 17 kompresyon sağlanmaktadır. Buda bir dakikada yaklaşık 102 kompresyona tekabül etmektedir.  $KD = 3$  cm ve  $T_L = 9,7$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı hız, hız hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.22’deki gibi izlenmiştir. Sistemin ürettiği kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 323 N dur.



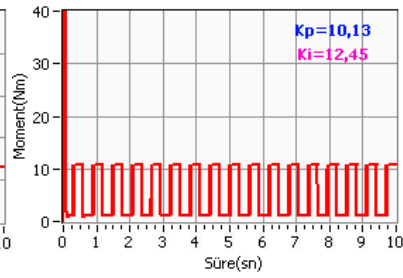
(a)



(b)



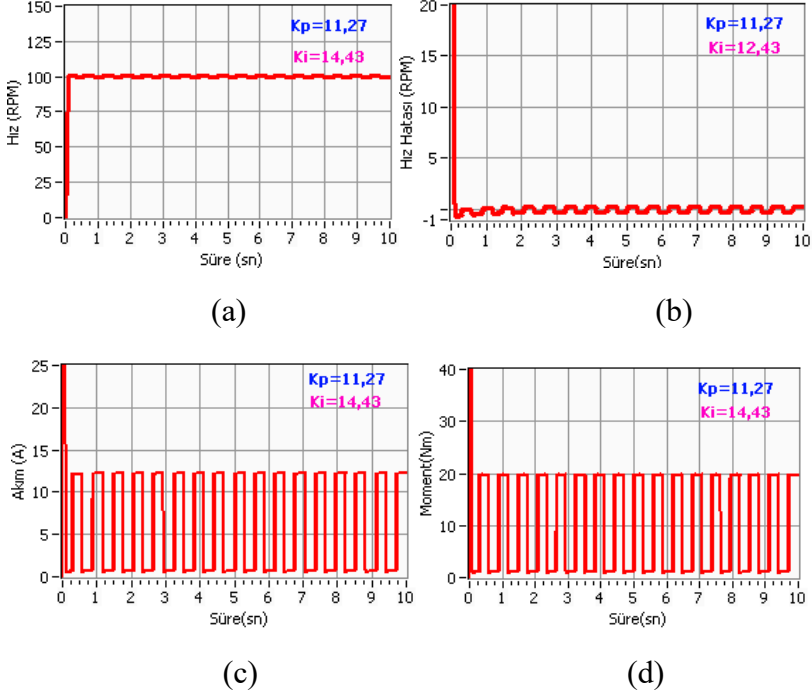
(c)



(d)

Şekil 2.22.  $KD=3$  cm ve  $TL=9,7$  Nm iken sistemin tepkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

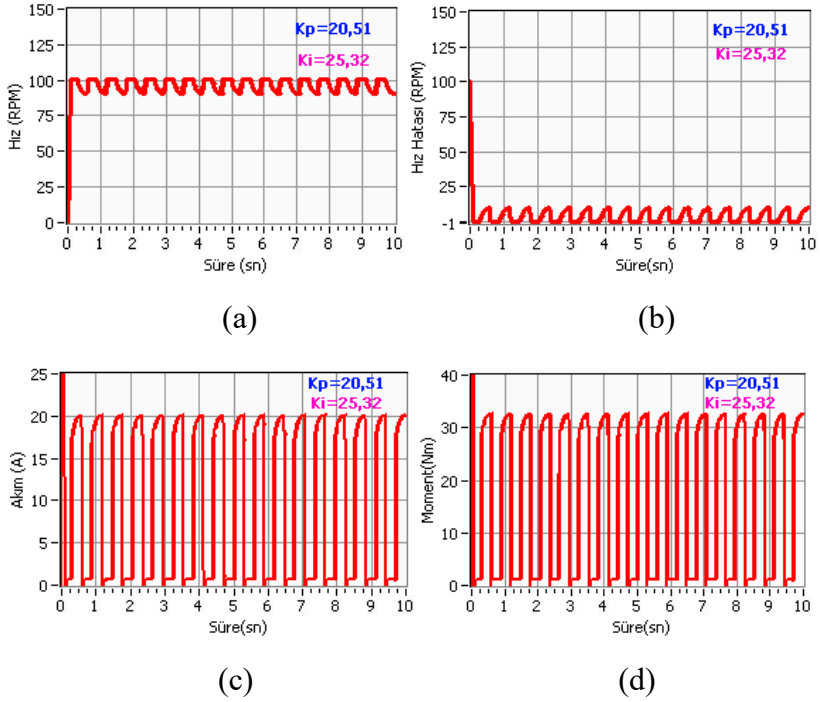
Sistem 100 rpm hızı yaklaşık olarak 9,7 Nm yük momenti için 0,2 saniyede yakalamaktadır. Aşmanında %3'ün altında olduğu gözlenmektedir. Üretilen moment yaklaşık 10 Nm ve akım 6,5 A olarak görülmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 32 kg kadardır.  $KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm olarak belirlendiğinde motorun hızı, hız hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.23'deki gibi izlenmiştir. Sistemin üretmiş olduğu kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 468,75 N dur.



Şekil 2.23.  $KD=4$  cm ve  $T_L=18,75$  Nm iken sistemin tepkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

Sistem 100 rpm hızı yaklaşık olarak 18,75 Nm yük momenti için 0,2 saniyede yakalamaktadır. Aşmanında % 3 nin altında olduğu gözlenmektedir. Üretilen moment yaklaşık 20 Nm ve akım 13 A olarak görülmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 46,8 kg civarındadır.  $KD =5$  cm ve  $TL=32$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı hız, hız hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.24'deki gibi izlenmiştir. Sistemin üretmiş olduğu kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 640 N dur.





Şekil 2.24.  $KD=5$  cm ve  $TL=32$  Nm iken sistemin tepkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

Sistem 100 rpm hızı yaklaşık olarak 18,75 Nm yük momenti için 0,2 saniyede yakalamaktadır. Fakat 32 Nm lik yük altında hızı anlık olarak 90 rpm'e düştüğü Şekil 2.24'den görülmektedir. Negatif hata gözlenmemektedir ama pozitif hata 10 rpm kadar gerçekleşmektedir. Üretilen moment yaklaşık 33 Nm ve akım 20 A olarak görülmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 64 kg civarındadır.

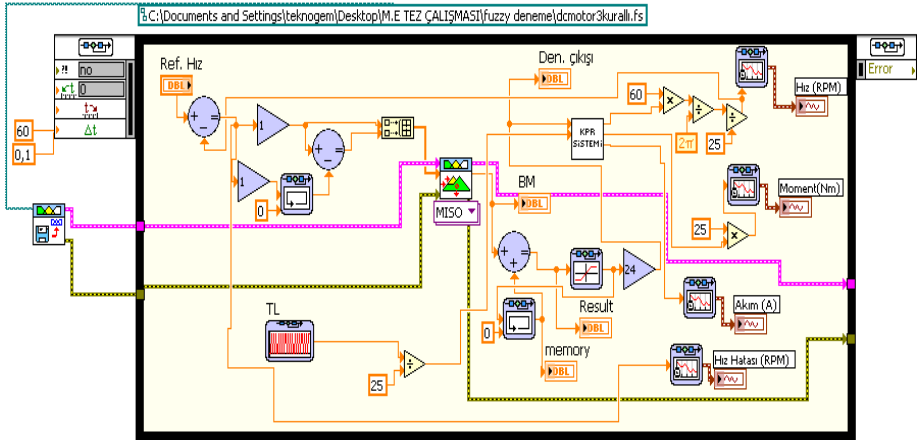
## Hız Denetimi İçin BM Denetleyici Tasarımı

Sistem ile ilgili benzetim çalışmaları için BMD tasarlanmıştır. BMD tabanlı sistemin kapalı-çevrim hız denetimi için 3x3'lük kural tablosu oluşturulmuştur. BMD için ayrıca 5x5'lik kural tablosu da tasarlanmıştır. Fakat sonuçlar yaklaşık aynı olduğundan işlem kolaylığı açısından 9 kurallı yapı tercih edilmiştir.

Tablo 9. 3x3'lük kural tablosu

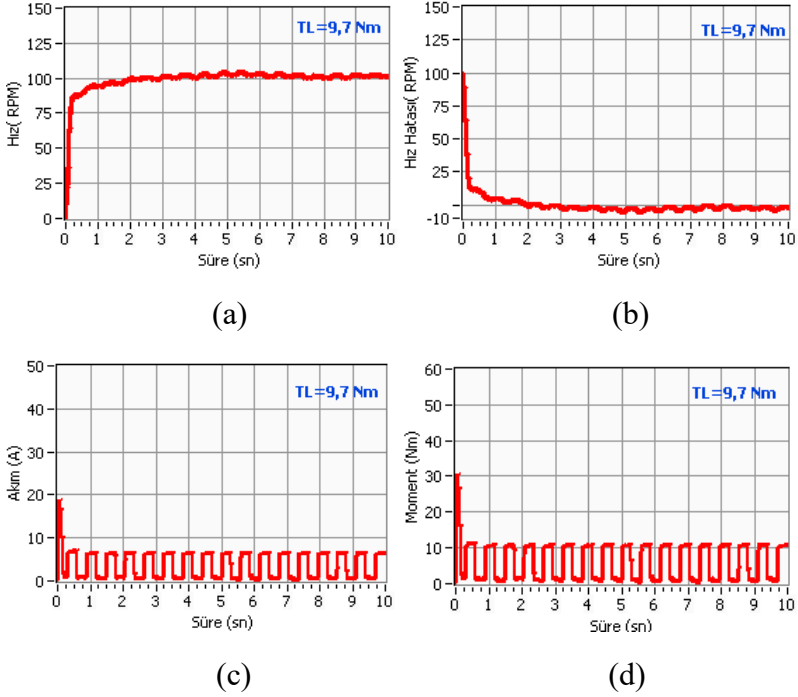
		Hatadaki değişim		
		e	N	S
Hata	N	N	N	S
	S	N	S	P
	P	S	P	P

KPR sistemi dakikada en az 100 kompresyonu sağlaması gerekmektedir. Sistemin kapalı çevrim blok diyagramı Şekil 2.25'de gösterilmektedir. Kompresyon derinliği bir önceki PI denetleyici de olduğu gibi sırasıyla 3, 4 ve 5 cm olarak belirlenmiştir. Sistemin 9,7 Nm, 18,75 Nm ve 32 Nm için yapılan benzetimlere göre sonuçları sırasıyla Şekil 2.26, Şekil 2.27, Şekil 2.28'deki gibi gözlenmiştir.



Şekil 2.25. BM tabanlı hız kapalı çevrim denetim blok diyagramı

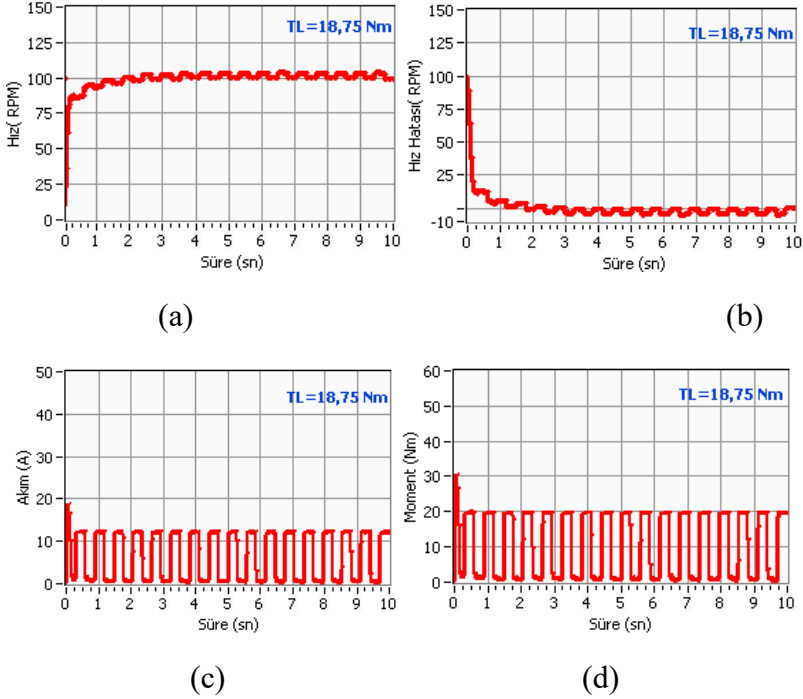
KD=3 cm ve TL=9,7 Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı hız, hız hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.26'daki gibi izlenmiştir. Sistemin ürettiği kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 323 N dur.



Şekil 2.26.  $KD=3$  cm ve  $TL=9,7$  Nm iken sistemin tepkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

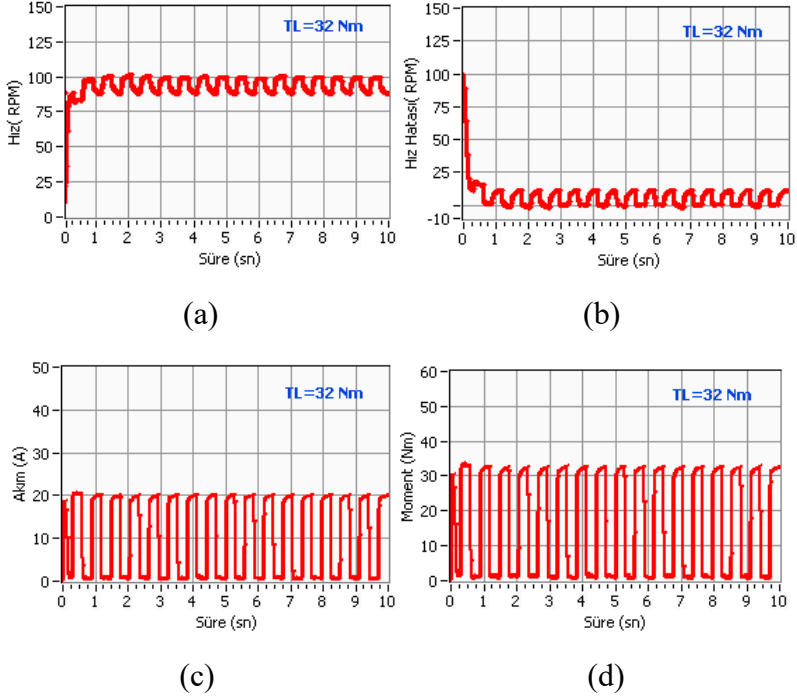
Sistem 100 rpm hızı yaklaşık olarak 9,7 Nm yük momentini için 2 saniyede yakalamaktadır. Aşmanın da % 5'in altında olduğu gözlenmektedir. Üretilen moment yaklaşık 11 Nm ve akım 7 A olarak görülmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 32 kg kadardır.  $KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı hız, hız hatası, akım ve üretilen

moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.27'deki gibi izlenmiştir. Sistemin ürettiği olduğu kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 468,75 N dur.



Şekil 2.27.  $KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm iken sistemin tepkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

Sistem 100 rpm hızı yaklaşık olarak 18,75 Nm yük momenti için 2 saniyede yakalamaktadır. Hatanın (+5, -5) rpm, aşmanın da % 5 nin altında olduğu gözlenmektedir. Üretilen moment yaklaşık 20 Nm ve akım 13 A olarak görülmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 46,8 kg civarındadır.  $KD=5$  cm ve  $TL=32$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı hız, hız hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.28'deki gibi izlenmiştir. Sistemin ürettiği olduğu kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 640 N dur.



Şekil 2.28. KD=5 cm ve TL=32 Nm iken sistemin tepkisi (a) Hız, (b) Hız hatası,(c) Akım, (d) Üretilen Moment

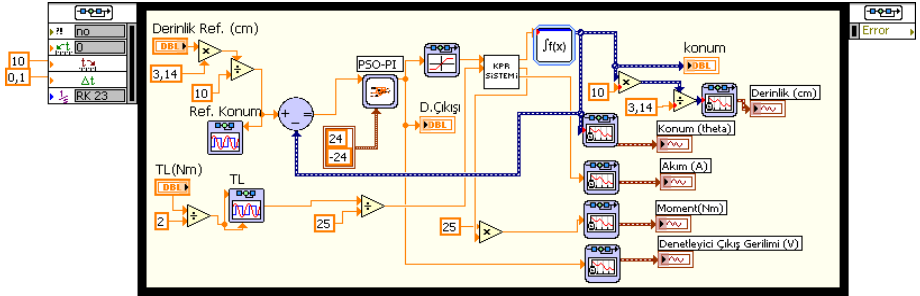
Sistem 100 rpm hızı yaklaşık olarak 18,75 Nm yük momenti için 2 saniyede yakalamaktadır. Fakat, 32 Nm lik yük altında hızı anlık olarak 86 rpm'e düştüğü Şekil 2.28'den görülmektedir. Negatif hata gözlenmemektedir ama pozitif hata 14 rpm kadar gerçekleşmektedir. Üretilen moment yaklaşık 33 Nm ve akım 20 A olarak görülmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 64 kg civarındadır.

## Sistem Konum Denetimi İçin Benzetim Çalışması

Kompresyon denetimi için yapılan diğer bir kontrol yöntemi ise konum denetimidir. Kompresyon pistonu doğrudan Scotch-Yoke mekanizmasına bağlıdır. Mekanizmada yer alan diskin konumu denetlendiğinde kompresyon derinliği de 0-10 cm arasında uygulanabilmektedir. Daha önceki bölümde ele aldığımız ve algılayıcılardan gelen bilgilere göre derinlik kestirimi ile sistemin çalışması otomatik olarak sağlanabilmektedir. Kompresyon frekansı en az 100 olacak şekilde konum denetim benzetimleri için de PSO-PI ve BM denetleyiciler tasarlanmıştır. Benzetim sonuçlarına göre sistem konum denetimi için en iyi yöntem belirlenmiştir.

### Konum Denetimi İçin PSO-PI Denetleyici Tasarımı

Şekil 2.29'da PSO-PI denetleyici kapalı çevrim konum denetim sistemi blok diyagramı görülmektedir. Sistemde sürücü olarak kullanılan SMDA makinası i:25 dönüşüm oranına sahip redaktöre bağlıdır. Scotch-Yoke mekanizmasına doğrudan bağlı olan redüktör den dolayı okunan konum bilgisi gerçek konumun 1/25 katıdır. Üretilen moment ise makinanın momentinin yaklaşık 25 katıdır.

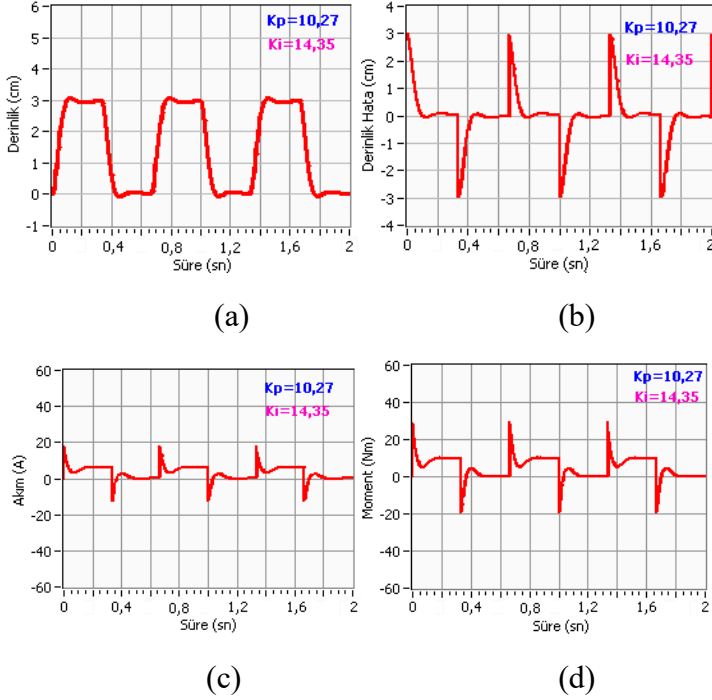


Şekil 2.29. Kapalı çevrim PSO-PI tabanlı konum denetleyici blok diyagramı

KD=3 cm ve TL=9,7 Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı, konum hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.30'daki gibi izlenmiştir. Kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 323 N dur.

*Tablo 10. Konum denetimi için maliyet fonksiyonlarına göre  $K_p$ ,  $K_i$  parametreleri*

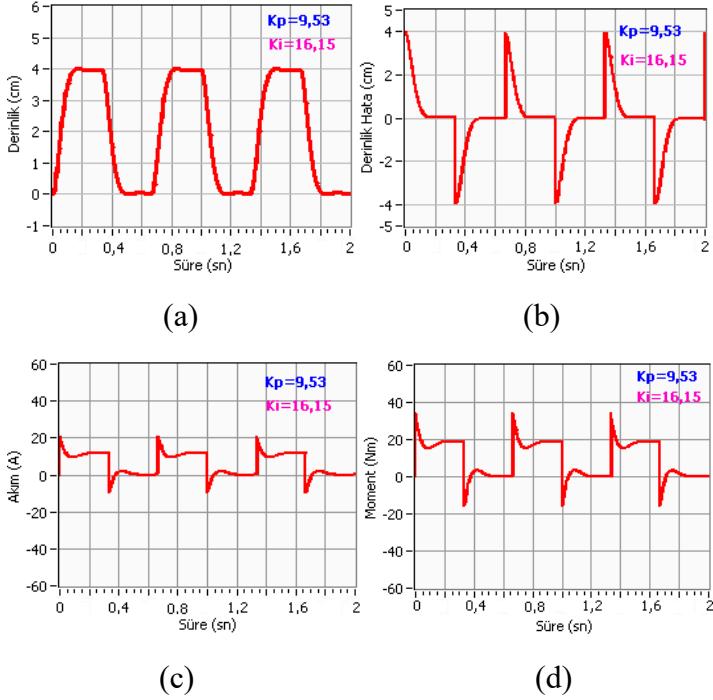
	KD=3cm, TL=9,7Nm		KD=4cm, TL=18,75Nm		KD=5cm, TL=32Nm	
<b>Maliyet Fonk.</b>	<b><math>K_p</math></b>	<b><math>K_i</math></b>	<b><math>K_p</math></b>	<b><math>K_i</math></b>	<b><math>K_p</math></b>	<b><math>K_i</math></b>
<b>ITAE</b>	<b>10,2736</b>	<b>14,3523</b>	<b>9,5305</b>	<b>16,1521</b>	<b>9,1649</b>	<b>20,3259</b>
<b>IAE</b>	7,5259	12,1256	9,4987	14,3575	10,7845	17,3295
<b>ISE</b>	6,9021	5,8123	8,3256	6,7836	13,5623	10,6457



Şekil 2.30.  $KD=3$  cm ve  $TL=9,7$  Nm için Sistem konum tepesi (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

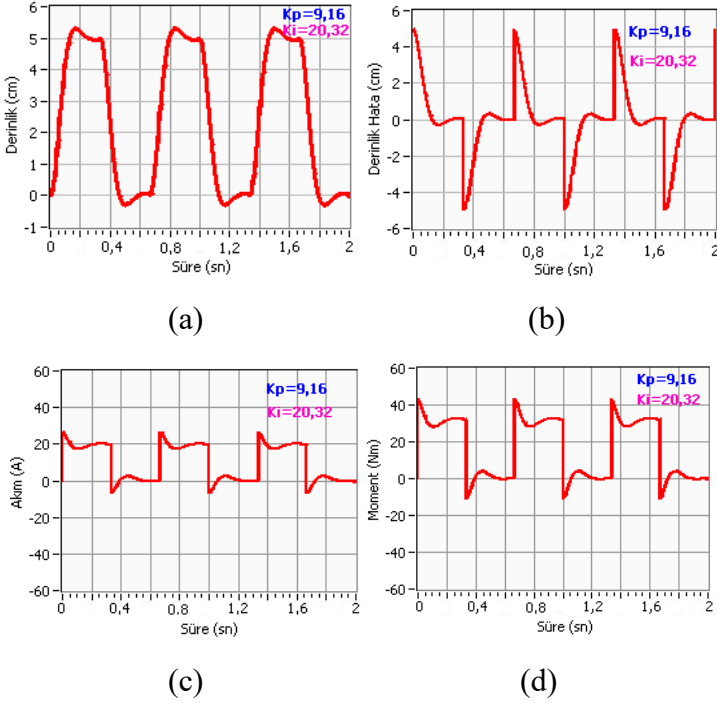
Referansa göre aşma %5'in altındadır. Derinlik hatası 0,15 cm olarak görülmektedir. Üretilen moment yaklaşık 10 Nm ve akım değeri yaklaşık olarak 7 A olarak izlenmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı ise yaklaşık 32 kg kadardır.  $KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı, konum hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.31'deki gibi izlenmiştir. Sistemin ürettiği kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 468,75 N dur.





Şekil 2.31.  $KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm için Sistem konum tepkisi  
 (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

Referansa göre aşma %2'in altındadır. Derinlik hatası 0,08 cm olarak görülmektedir. Üretilen moment yaklaşık 20 Nm ve akım değeri yaklaşık olarak 16A olarak izlenmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı ise yaklaşık 47 kg kadardır.  $KD=5$  cm ve  $TL=32$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı, konum hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.32'deki gibi izlenmiştir. Sistemin üretmiş olduğu kompresyon kuvveti yaklaşık olarak 640 N dur.



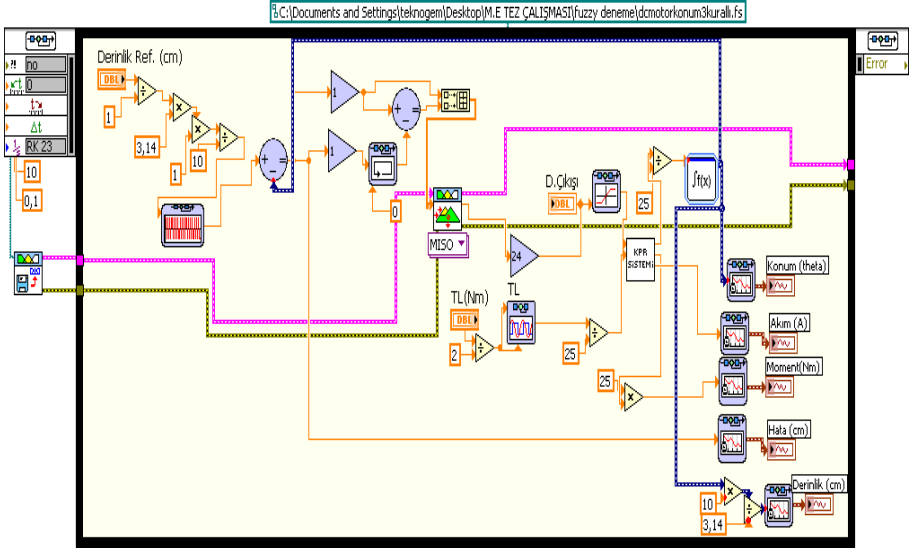
Şekil 2.32.  $KD=5$  cm ve  $TL=32$  Nm için Sistem konum tepkisi (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

Referansa göre aşma %6'ın altındadır. Derinlik hatası 0,3 cm olarak görülmektedir. Üretilen moment yaklaşık 35 Nm ve akım değeri yaklaşık olarak 20 A olarak izlenmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı ise yaklaşık 64 kg kadardır.

### Konum İçin BM Denetleyici Tasarımı

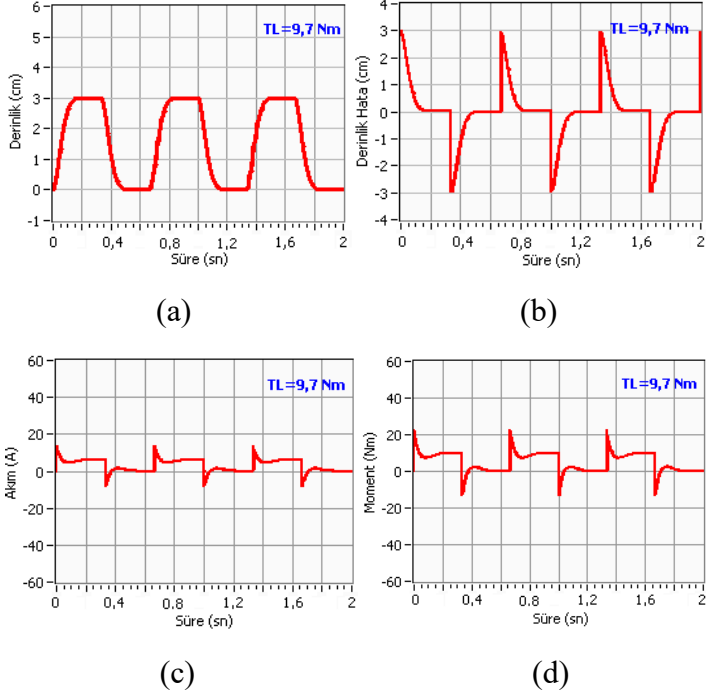
Sistemde kompresyon derinlik denetimi için BM tabanlı denetleyici de tasarlanmıştır. Şekil 2.33'te kapalı çevrim BMD tabanlı konum denetleyici için tasarlanan blok diyagram gösterilmiştir. Farklı derinlik denetimi ve farklı yükler için benzetim sonuçları aşağıda ifade edilmiştir.

Benzetim çalışmaları için sırasıyla 3 cm, 4 cm ve 5 cm olarak KD değerleri seçilmiştir. Bu derinliklere ulaşmak için gerekli olan yük momentleri sırasıyla 9,7 Nm, 18,75 Nm ve 32 Nm için sistem performansı analiz edilmiştir.



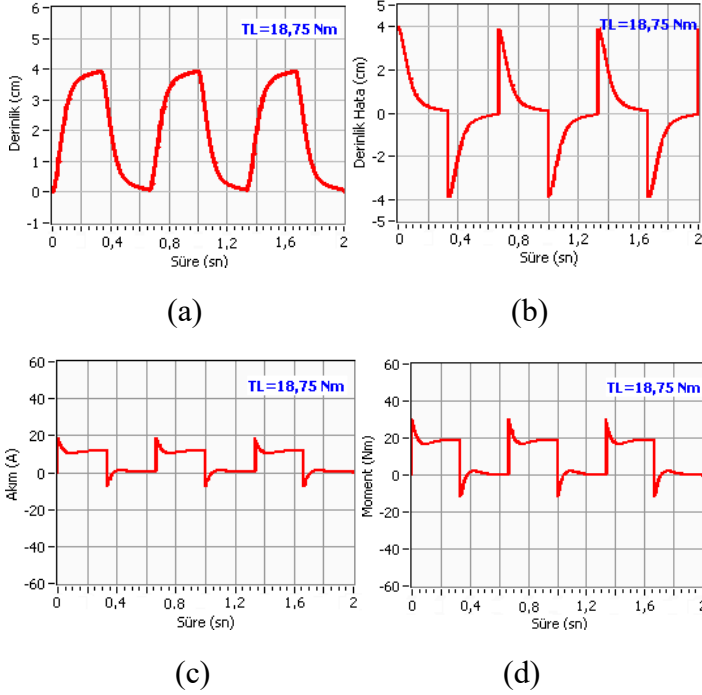
Şekil 2.33. Kapalı çevrim BMD tabanlı konum denetleyici blok diyagramı

KD=3 cm ve TL=9,7 Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı, konum hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.34'teki gibi izlenmiştir. Tepke kuvveti yaklaşık olarak 323 N dur. Referansa göre aşma söz konusu değildir. Üretilen moment yaklaşık 10,5 Nm ve akım değeri yaklaşık olarak 6 A olarak izlenmektedir. Uygulanan kompresyon ağırlığı ise yaklaşık 32 kg kadardır.



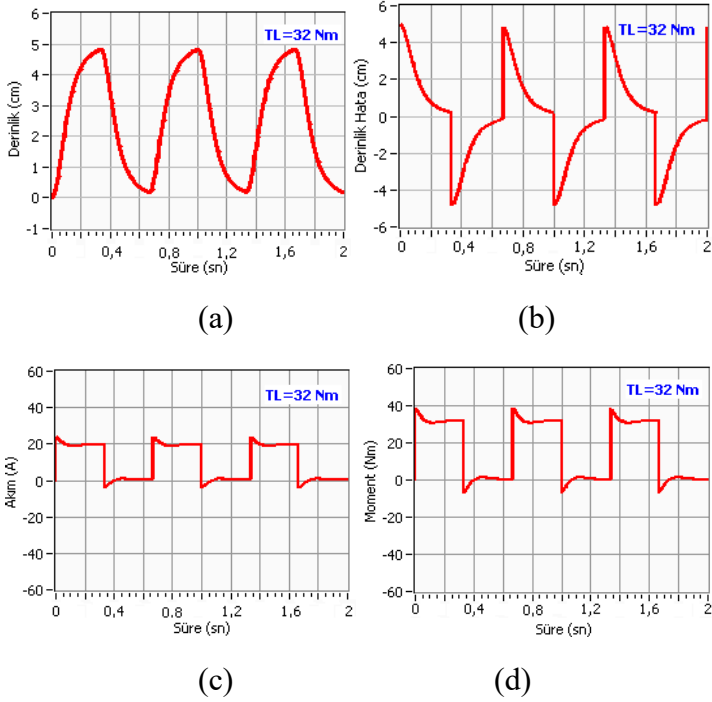
Şekil 2.34.  $KD=3$  cm ve  $TL=9,7$  Nm için Sistem konum tepkisi (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Üretilen Moment, (d) Akım

$KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı, konum hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.35'deki gibi izlenmiştir. Tepke kuvveti yaklaşık olarak 468,75 N dur. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 47 kg denk gelmektedir. BM denetleyicinin referansa tepkisi 4 cm ve 18,75 Nm'lik yük moment altında yetersiz kalmıştır. Sistem 0,3 saniyede referansı yakalayabilmiştir. 0,1 cm kalıcı durum hatası gözükmemektedir.



Şekil 2.35.  $KD=4$  cm ve  $TL=18,75$  Nm için Sistem konum tepkisi  
 (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Üretilen Moment, (d) Akım

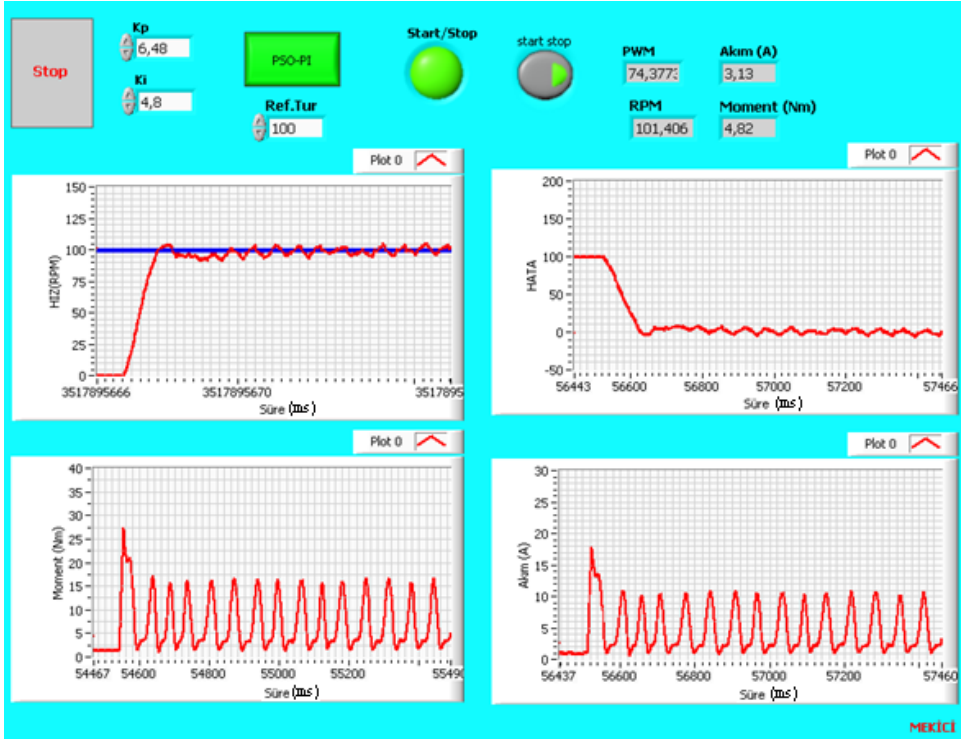
$KD=5$  cm ve  $TL=32$  Nm olarak belirlendiğinde sistem cevabı, konum hatası, akım ve üretilen moment parametrelerinin zamana göre değişimleri Şekil 2.36'daki gibi izlenmiştir. Tepke kuvveti yaklaşık olarak 640 N dur. Uygulanan kompresyon ağırlığı yaklaşık olarak 64 kilograma denk gelmektedir. BM denetleyicinin referansa tepkisi 5 cm ve 32 Nm'lik yük moment altında yetersiz kalmıştır. Sistem referansı yakalayamamıştır. 0,2 cm kalıcı durum hatası gözükmemektedir.



Şekil 2.36.  $KD=5$  cm ve  $TL=32$  Nm için Sistem konum tepkisi (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Üretilen Moment, (d) Akım

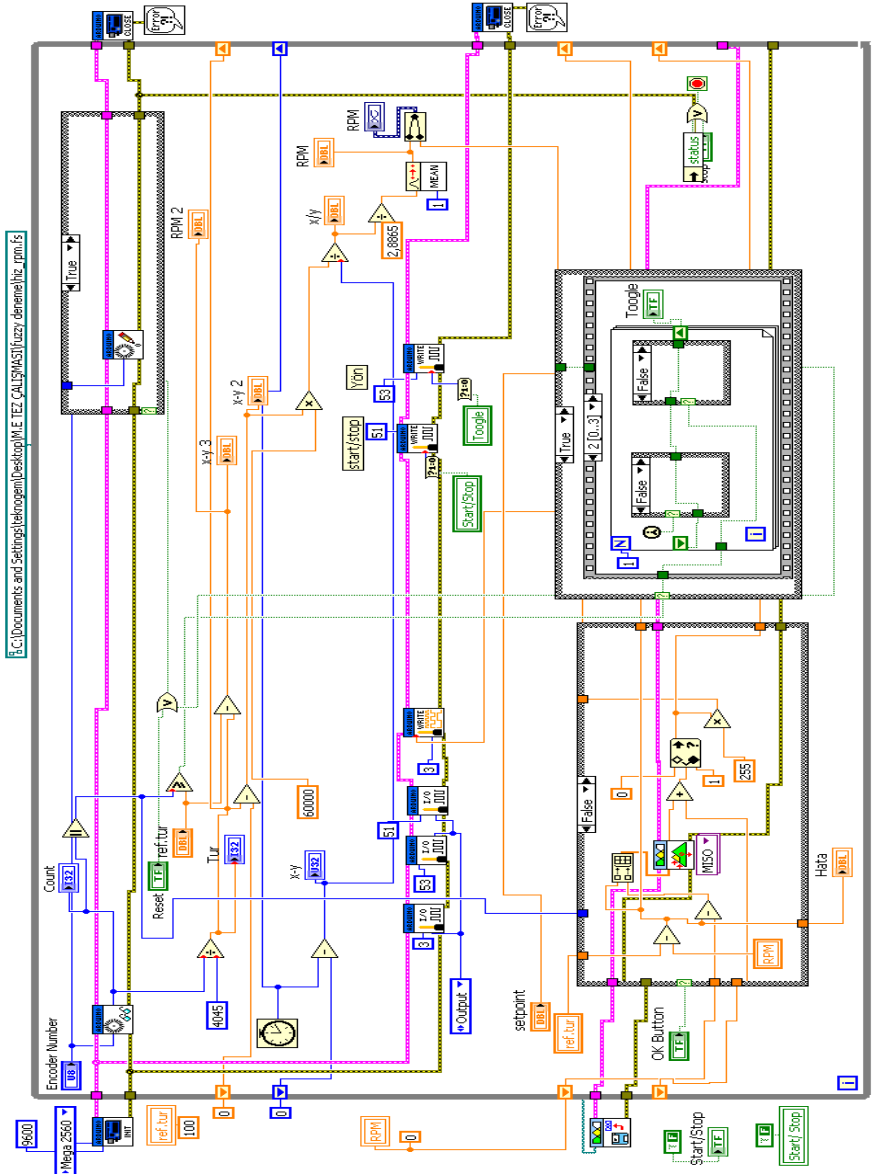
## KPR Sisteminin Denetimine Yönelik Yapılan Deneysel Çalışmalar

KPR sisteminin denetimine yönelik sürekli durum hız ve konum denetimi için PSO-PI ve BM tabanlı denetleyici tasarımı gerçekleştirildikten sonra deneysel çalışmalar geçilmiştir. PSO-PI denetleyici ile BMD sonuçları benzetim çalışmaları ile karşılaştırılmıştır. Hız ve konum denetimi için LabVIEW tabanlı yazılım gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.37’de ve Şekil 2.38’de sistem için tasarlanan front panel ve blok diyagram görülmektedir.



Şekil 2.37. PSO-PI ve BM denetleyici front panel

Konum ve hız denetimine ait hız (RPM), konum ( $\theta$ ), hız hatası, konum hatası, moment (Nm) ve akım (A) parametrelerinin zamana göre grafikleri online izlenebilmektedir. PSO-PI ve BM denetleyicilerin etkileri aynı arayüzden takip edilebilmektedir. Yine denetleyicilerin karar verdiği PWM doluluk boşluk oranı % olarak görülmektedir.

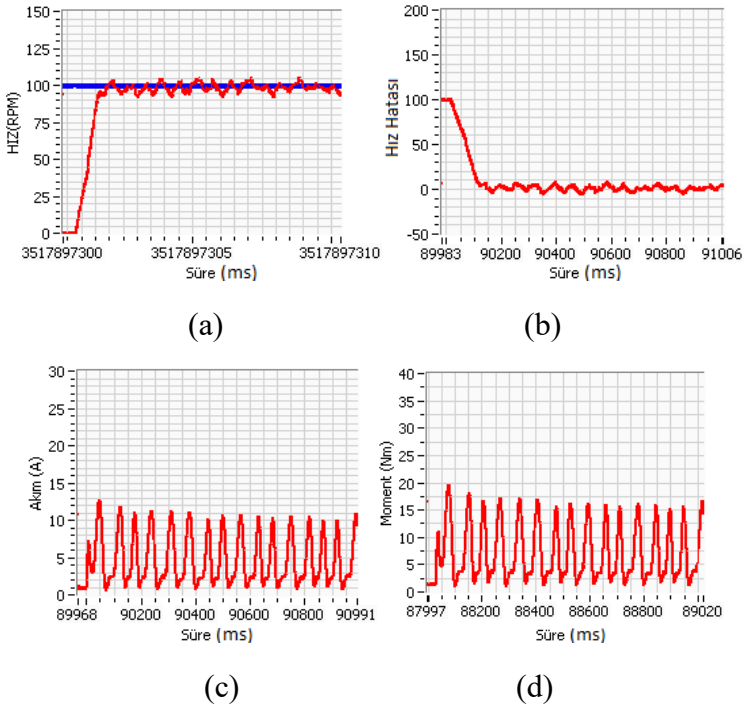


Şekil 2.38. PSO-PI ve BM denetleyici blok diyagramı



## PSO-PI Hız Denetimi Deneysel Sonuçları

PSO ile elde edile PI parametrelerinin sistem performansı üzerine etkileri bu başlık altında incelenmiştir. PI denetleyiciye ait  $K_p$  ve  $K_i$  parametrelerinin optimizasyonu için PSO kullanılmıştır. Yapılan benzetim sonuçlarına göre maliyet fonksiyonu olarak ITAE, IAE ve ISE'ye bağlı PI parametreleri belirlenmiştir. Denetim için hazırlanan algoritma online olarak KPR mankeni üzerinde denenmiştir.

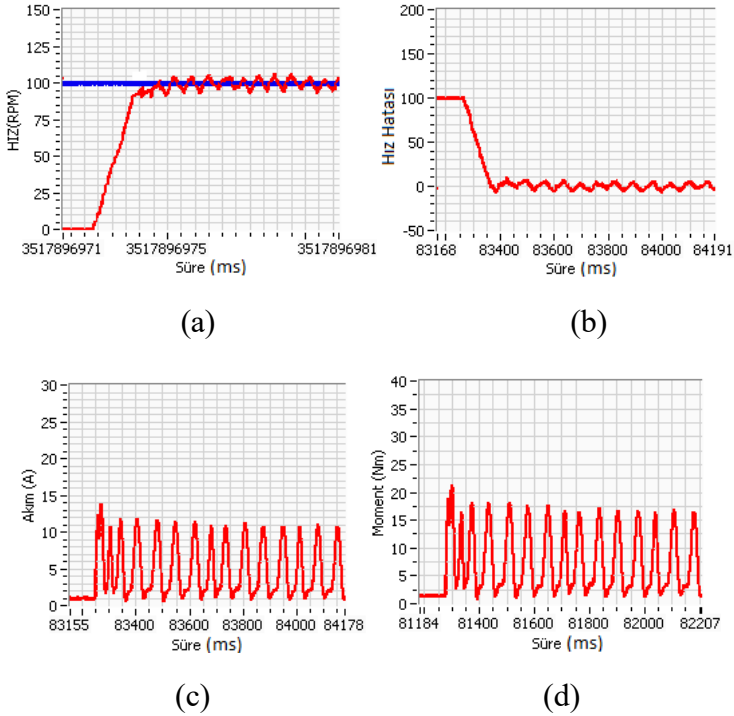


Şekil 2.39. Ref. Hız 100 RPM için PSO-PI denetleyici etkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

PSO-PI hız denetleyici ile yapılan çalışmada sistemin referansı yakalaması 0,7 sn civarındadır. Aşma ise %5'in altında gerçekleşmiştir. Sistem her turda 4 cm kompresyon uygulamaktadır. Sürekli durumda 18 Nm'lik moment üretebilmektedir.

### BM Hız Denetleyici Deneysel Sonuçları

BM denetleyicinin sistem hız denetimi üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. KPR mankeni üzerinde yapılan çalışmada sürekli durum davranışı gözlenmiştir. Referans hız 100 RPM olarak belirlenmiş ve sistem tepkisi izlenmiştir.

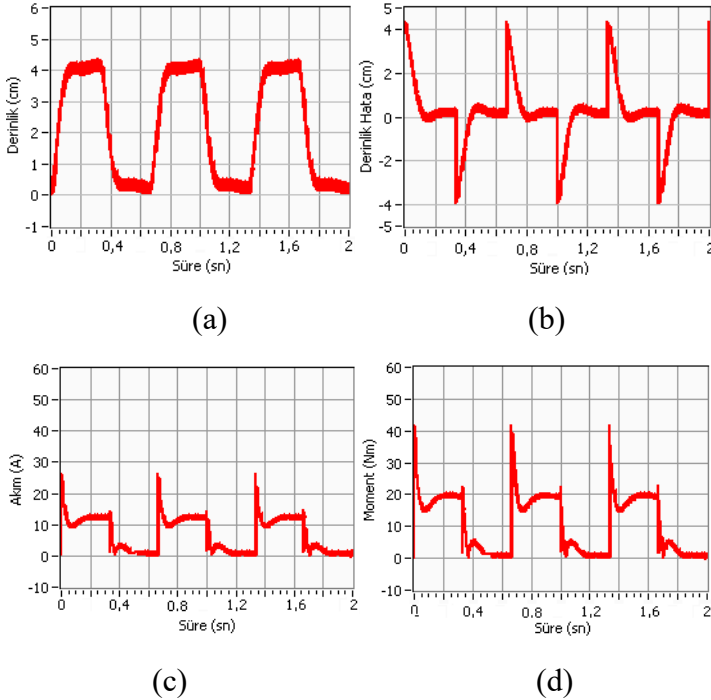


Şekil 2.40. Ref. Hız 100 RPM için BM denetleyici etkisi (a) Hız, (b) Hız hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

BM hız denetleyici ile yapılan çalışmada sistemin referansı yakalaması 1,2 sn civarındadır. Aşma ise %10'un altında gerçekleşmiştir. Sistem her turda 4 cm kompresyon uygulamaktadır. Sürekli durumda 18 Nm'lik moment üretebilmektedir.

### PSO-PI Konum Denetimi Deneysel Sonuçları

Kompresyon derinliğinin denetimi için referans derinlik 4 cm olarak belirlenmiştir. PSO-PI denetleyici kullanılarak KPR mankeni üzerinde yapılan çalışmada aşağıdaki Şekil 2.41'deki gibi sonuçlar elde edilmiştir.

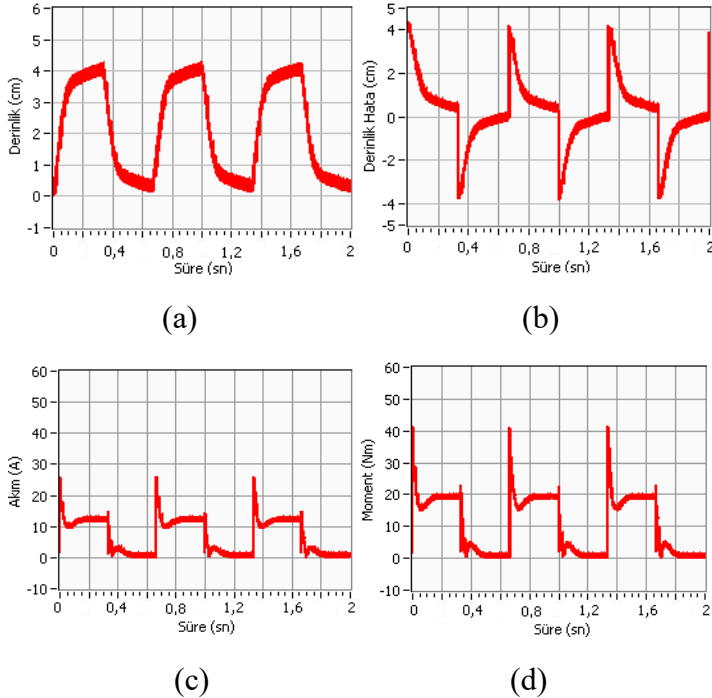


Şekil 2.41.  $KD=4$  cm için Sistem PSO-PI konum tepkisi (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

PSO-PI denetleyicinin konum denetiminde sistem üzerindeki etkisi incelendiğinde bir kompresyon için geçen süre 0,63 sn olarak gözükmektedir. 4 cm derinliğe ulaşma süresi 0,15 sn'dir. Kompresyonda kalma süresi 0,25 sn'dir. Referansa göre aşma 3 mm olarak ölçülmüştür. Üretilen moment ise sürekli durum için 20 Nm olarak ölçülmüştür.

## BM Konum Denetimi Deneysel Sonuçları

Kompresyon derinliğinin denetimi için referans derinlik 4 cm olarak belirlenmiştir. BM denetleyici kullanılarak KPR mankeni üzerinde yapılan çalışmada aşağıdaki Şekil 2.42'deki gibi sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 2.42.  $KD=4$  cm için Sistem BM konum tepkisi (a) Derinlik, (b) Derinlik Hatası, (c) Akım, (d) Üretilen Moment

BM denetleyicinin konum denetiminde sistem üzerindeki etkisi incelendiğın de bir kompresyon için geçen süre 0,65 sn olarak gözükmeğdir. 4cm derinliğe ulaşma süresi 0,25 sn'dir. Kompresyon da kalma süresi ise 0,05 sn'dir Referansa göre aşma 2 mm olarak ölçülmüştür. Üretilen moment ise sürekli durum için 19 Nm olarak ölçülmüştür.

## SONUÇLAR

KPR uygulamasının son derece zor ve hayati önem arz etmesi bu alanda kullanılacak otomatik sistemlerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. 1960'lar dan günümüze kadar bilim insanları otomatik ve manuel KPR sistemleri üzerine çeşitli çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmalarda genellikle pinomatik sistemler üzerinde durulsa da taşınabilirliği ve kullanım kolaylığından dolayı son sistemler için elektrikli modeller oluşturulmuştur. Bu çalışmada kompresyon derinliği ve frekansı denetimi için hem benzetim hem de deneysel çalışmalar ortaya konmuştur. Kompresyon uygulaması dakikada en az 100 sefer yapılması gerektiğinden uygulaması zor bir yöntemdir. Bu zorluğu ortaya koymak için LabVIEW tabanlı uygulayıcı performansını zamana göre kayıt altına alan yazılım gerçekleştirilmiştir. Bu yazılım ile uygulayıcıların performansları yaş, cinsiyet, boy, kilo vb. gibi fiziksel özelliklerin farklılıklarına göre KPR performansları analiz edilebilmektedir. Yapılan çalışmada 6 erkek ve 5 bayan katılımcıların 60 sn süresince performansları incelenmiştir. 6 erkek katılımcının performans ortalaması %81'dir. Erkeklerden en fazla yapanın performansı %91, en az yapanın performansı ise %72'dir. 5 bayan katılımcının performans ortalaması ise %58'dir. Bayanlardan en fazla yapanın performansı %75, en az yapanın ise %51'dir. Kompresyon derinlik kestirimi için literatüre katkı sağlayan BM tabanlı kompresyon derinlik kestirimi yöntemi önerilmiş ve otomatik sistemlerin hastanın fiziksel özelliklerine göre kaç cm kompresyon derinliğinin ne kadar olması gerektiği belirlenmiştir.

Kompresyon kuvvetini oluşturmak için SMDA motoru ve Scotch-Yoke mekanizması tercih edilmiştir. Çalışmalarda sistemin dakikada 100 kompresyonu sağlaması için SMDA motorunun ilk olarak hız denetimi, ikinci olarak da konum denetimi gerçekleştirilmiştir. Hız ve konum denetimi için PSO-PI ve BM denetleyici tasarlanmıştır. Yine sunulan denetim modeli ile SMDA motoru, en az aşma ile referans hıza ve konuma ulaşmıştır. Ayrıca motor kompresyon esnasında aniden yüklendiğinde en az hız düşüşü ve en hızlı toparlanma yine PSO-PI denetleyici ile sağlanmıştır. Denetleyici performansları kıyaslandığında PSO-PI'nın BM denetleyiciye göre daha iyi olduğu anlaşılmıştır.

## ÖNERİLER

Tasarlanan sitem için sürücü motor olarak SMDA seçilmiştir. SMDA motorlar kontrol yöntemleri için uygun ve kolay kullanım özelliklerinden ötürü benzer uygulamalar için çok fazla tercih edilmektedirler. Fakat bu motorların yüksek güçlerde verimleri düşmekte ve fırça kolektör yapısından dolayı arıza yapmaktadırlar. Bu motorlar yerine fırçasız DA motoru seçimi yapılabilir. Fırçasız DA makinaları yüksek hız yüksek moment ve fırça kolektör olmamasından dolayı son zamanlarda endüstriyel uygulamalarda çokça tercih edilmektedir. Bu çalışmada denetleyici olarak kullanılan PI denetleyicinin parametreleri PSO tekniğine göre optimize edilmiştir. Başarım artırmak için farklı optimizasyon teknikleri de denenebilir ve karşılaştırılabilir. Kompresyon için Scotch-Yoke mekanizması kullanılmıştır. Mekanik tasarımda doğrusal hareket için bu mekanizma yerine doğrusal kızaklar kullanılabilir. Sitemin dakikada 100 kompresyonu, 5 cm derinliği ve gerekli olan kompresyon kuvvetini sağlayabilmesi için hızlı lineer hareket sistemine ihtiyaç duymaktadır. Hasta göğüs yüksekliği ölçümünde ultrasonik sensör yerine daha hassas mesafe ölçüm sistemleri kullanılabilir.

Hasta göğüs ağırlığı için 4 hücreli yük sensörü kullanılmıştır. Bunun yerine endüstriyel yüksek hassasiyetli tek dairesel kuvvet sensörü kullanılarak maliyet azaltıla bilir.Yapılan çalışmada kompresyon derinlik kestirimi için BM algoritması kullanılmıştır. BM algoritması insan düşünce yapısına çok benzediği için tercih edilmiştir. Bu algoritma yerine GA, YSA v.b farklı algoritmalar da kullanılabilir.

## KAYNAKÇA

- Aase, S. O., & Myklebust, H. (2002). Compression depth estimation for CPR quality assessment using DSP on accelerometer signals. *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 49(3), 263-268.
- Abaoğlu, C., & Alekseyan, V. (1981). *Teşhisten tedaviye* (9. Baskı). İstanbul: Formül Matbaası.
- Ahmed, H., Singh, G., Bhardwaj, V., Saurav, S., & Agarwal, S. (2013, April). Controlling of DC Motor using Fuzzy logic controller. In *Conference on Advances in Communication and Control Systems (CAC2S 2013)* (pp. 583-587). Atlantis Press.
- Allaoua, B., Gasbaoui, B., & Mebarki, B. (2009). Setting Up PID DC Motor Speed Control Alteration Parameters Using Particle Swarm Optimization Strategy, *Leonardo Electron. J. of Practices and Technologies*, 1583-1078.
- Altaş, İ. H. (2008). *Nöral bulanık sistemler ders notları*. Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, Türkiye.
- Animax (2013). *Ürün bilgisi 2013*. (30/05/2013 tarihinde <http://www.aat-online.de/en/medical-technology/optimized-esuscitation/animax> adresinden ulaşılmıştır).
- Arduino (2014). *Ürün bilgisi 2014*. (15/02/2014 tarihinde <http://www.arduino.cc/en/Main/arduinoBoardMega2560> adresinden ulaşılmıştır).
- Astrom, K. J. (1995). *PID controllers: theory, design, and tuning*. The international society of measurement and control.
- Ayala, U., Eftestøl, T., Alonso, E., Irusta, U., Aramendi, E., Wali, S., & Kramer-Johansen, J. (2014). Automatic detection of chest



- compressions for the assessment of CPR-quality parameters. *Resuscitation*, 85(7), 957-963.
- Babbs, C. F., Kemeny, A. E., Quan, W., & Freeman, G. (2008). A new paradigm for human resuscitation research using intelligent devices. *Resuscitation*, 77(3), 306-315.
- Bailey, R. A., Browse, N. L., & Keating, V. J. (1964). Automatic external cardiac massage: a portable pneumatic external cardiac compression machine. *British Heart Journal*, 26(4), 481.
- Bateson, R. N. (1996). *Introduction to Control System Technology* (5th ed.). New Jersey: Prentice Hall Inc.
- Birch, L. H., Kenney, L. J., Doornbos, F., Kosht, D. W., & Barkalow, C. E. (1962). A study of external cardiac compression. *Journal-Michigan State Medical Society*, 61, 1346-1352.
- Bishop, R. H., & Dorf, R. C. (2010). *Modern Control Systems* (12th ed.). New Jersey: Pearson Prentice Hall.
- Bonabeau, E. (1999). *Swarm Intelligence: From Natural to Artificial Systems*. Oxford University Press google scholar, 2, 25-34.
- Chang, G. H., Li, Y. F., & Gang, Q. (2011). Intelligent controller design for PM DC motor position control using evolutionary programming. In *2011 IEEE 2nd International Conference on Computing, Control and Industrial Engineering* (Vol. 1, pp. 37-40). IEEE.
- Chang, I. B., Cho, H. W., Jeong, S. H., & Yang, S. J. (2011). AED training algorithm for the CPR simulator. In *The 2011 International Conference on Advanced Mechatronic Systems* (pp. 452-455). IEEE.
- Clausen, D. W. (1945). Scotch yoke. U.S. Patent 2,366,237.

- Cohen, T. J., Tucker, K. J., Lurie, K. G., Redberg, R. F., Dutton, J. P., Dwyer, K. A., & Callahan, M. L. (1992). Active compression-decompression: a new method of cardiopulmonary resuscitation. *JAMA*, 267(21), 2916-2923.
- Dotter, C. T., Siraube, K. R., & Strain, D. C. (1961). Circulatory arrest: manual and mechanical means for emergency management. *Radiology*, 77(3), 426-433.
- Dumanay, A. B. (2009). *PID, bulanık mantık ve kayan kip kontrol yöntemleri ile internet üzerinden DC motor hız kontrolü* (Yüksek Lisans tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Ertekin, C., Çertuğ, A., Atıcı, A., Coşkun, A., Aydın, F., İnan, H. F., ... & Aysun, A. (2006). *Acil Hekimliği Sertifika Programı Temel Eğitim Kitabı*. T.C. Sağlık Bakanlığı Temel Sağlık Hizmetleri Genel Müdürlüğü Yayın, (692), 11-25.
- Fandaklı, S. (2014). *Anten konum kontrolünde kayan kipli kontrol yönteminin PID ve bulanık mantık kontrol yöntemiyle karşılaştırılması* (Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Fisher, J. M. (2000). The Resuscitation Greats: The earliest records. *Resuscitation*, 44(2), 79-80.
- Franklin, G. F., Powell, J. D., Emami-Naeini, A., & Powell, J. D. (2002). *Feedback control of dynamic systems* (Vol. 4). Upper Saddle River: Prentice hall.
- Gaing, Z. L. (2004). A particle swarm optimization approach for optimum design of PID controller in AVR system. *IEEE transactions on energy conversion*, 19(2), 384-391.
- Garnier, S., Gautrais, J., & Theraulaz, G. (2007). The biological principles of swarm intelligence. *Swarm intelligence*, 1, 3-31.

- Geddes, L. A., Boland, M. K., Taleyarkhan, P. R., & Vitter, J. (2007). Chest compression force of trained and untrained CPR rescuers. *Cardiovascular Engineering*, 7, 47-50.
- Ghoshal, S. P. (2004). Optimizations of PID gains by particle swarm optimizations in fuzzy based automatic generation control. *Electric Power Systems Research*, 72(3), 203-212.
- Greif, R., Stumpf, D., Neuhold, S., Rützler, K., Theiler, L., Hochbrugger, E., & Fischer, H. (2013). Effective compression ratio-A new measurement of the quality of thorax compression during CPR. *Resuscitation*, 84(5), 672-677.
- Gruben, K. G., Halperin, H. R., Popel, A. S., & Tsitlik, J. E. (1999). Canine sternal force-displacement relationship during cardiopulmonary resuscitation. *IEEE transactions on biomedical engineering*, 46(7), 788-796.
- Gödekoğlu, H. (2007). *Fırçasız doğru akım motoru konum kontrolörü tasarımı* (Yüksek lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- H-Bridge (2013). Ürün bilgisi 2013. (11/08/2013 tarihinde <http://www.hessmer.org/blog/2013/12/28/ibt-2-h-bridge-with-arduino/comment-page-1> adresinden ulaşılmıştır).
- Haid, C., Rabl, W., & Baubin, M. (1997). Active compression-decompression resuscitation: the influence of different chest geometries on the force transmission. *Resuscitation*, 35(1), 83-85.
- Halperin, H. R., Guerci, A. D., Chandra, N. I. S. H. A., Herskowitz, A., Tsitlik, J. E., Niskanen, R. A., & Weisfeldt, M. L. (1986). Vest inflation without simultaneous ventilation during cardiac arrest in dogs: improved survival from prolonged cardiopulmonary resuscitation. *Circulation*, 74(6), 1407-1415.

- Haque, I. U., Udassi, J. P., Udassi, S., Theriaque, D. W., Shuster, J. J., & Zaritsky, A. L. (2008). Chest compression quality and rescuer fatigue with increased compression to ventilation ratio during single rescuer pediatric CPR. *Resuscitation*, 79(1), 82-89.
- Harkins, G. A., & Bramson, M. L. (1961). Mechanized external cardiac massage for cardiac arrest and for support of the failing heart: A preliminary communication. *Journal of Surgical Research*, 1(3), 197-200.
- Hearne, T. R. (1982). Elisha's Child: Themes in the History of CPR. *Emergency Health Services Quarterly*, 1(3), 5-16.
- Hwang, S., & Chou, J. (1994, October). Comparison on fuzzy logic and PID controls for a DC motor position controller. *In Proceedings of 1994 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting* (Vol. 2, pp. 1930-1935). IEEE.
- Ikeno, F., Lyons, J., Kaneda, H., Hongo, Y., Emami, S., Chiistine, N., & Rezaee, M. (2003, October). Improved survival with a novel chest compression device in a porcine model of cardiac arrest. *Circulation* (Vol. 108, No. 17, pp. 381-381).
- Kahveci, H. (2013). *Doğrudan sürürlü elektrikli araçlar için bulanık mantık tabanlı elektronik diferansiyel sisteminin gerçekleştirilmesi* (Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Kampmeier, T. G., Lukas, R. P., Steffler, C., Sauerland, C., Weber, T. P., Van Aken, H., & Bohn, A. (2014). Chest compression depth after change in CPR guidelines—improved but not sufficient. *Resuscitation*, 85(4), 503-508.

- Kassil', V. L., & Petrakov, G. A. (1973). Medical engineering in reanimation and intensive care wards. *Biomedical Engineering*, 7(6), 357-360.
- Kennedy, J., & Eberhart, R. (1995, November). Particle swarm optimization. *In Proceedings of ICNN'95-international conference on neural networks* (Vol. 4, pp. 1942-1948). iee.
- Kouwenhoven, W. B., Jude, J. R., & Knickerbocker, G. G. (1960). Closed-chest cardiac massage. *Jama*, 173(10), 1064-1067.
- Krep, H., Mamier, M., Breil, M., Heister, U., Fischer, M., & Hoeft, A. (2007). Out-of-hospital cardiopulmonary resuscitation with the AutoPulse™ system: A prospective observational study with a new load-distributing band chest compression device. *Resuscitation*, 73(1), 86-95.
- Kumar, S. M., Jayaraj, D., & Kishan, A. R. (2010). PSO based tuning of a PID controller for a high performance drilling machine. *International Journal of Computer Applications*, 1(19), 12-18.
- Kuo, B. C. (1991). *Automatic Control Systems* (6th ed.). New Jersey: Prentice-Hall Inc
- LabVIEW (2014). Ürün bilgisi 2014.(15/01/2014 tarihinde <http://www.ni.com/academic/students/learn-labview/> adresinden ulaşılmıştır).
- Li, Y., Bisera, J., Weil, M. H., & Tang, W. (2011). An algorithm used for ventricular fibrillation detection without interrupting chest compression. *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 59(1), 78-86.
- Lucas (2013). Ürün bilgisi 2013. (01/06/2013 tarihinde [http://www.lucas-cpr.com/en/lucas\\_cpr/lucas](http://www.lucas-cpr.com/en/lucas_cpr/lucas) adresinden ulaşılmıştır).

- Mamdani, E. H. (1976). Advances in the linguistic synthesis of fuzzy controllers. *International Journal of Man-Machine Studies*, 8(6), 669-678.
- Mamdani, E. H., & Assilian, S. (1975). An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller. *International journal of man-machine studies*, 7(1), 1-13.
- Manikandan, R., & Arulmozhiyal, R. (2014, January). Position control of DC servo drive using fuzzy logic controller. In *2014 International Conference on Advances in Electrical Engineering (ICAEE)* (pp. 1-5). IEEE.
- Matheny, L. (1982). Emergency! First aid for cardiopulmonary arrest. *Nursing*, 12(6), 34-45.
- Michael, T. D., Taylor, D. J. E., & Warltier, A. W. (1962). The management of cardiac arrest in a general hospital. *Postgraduate medical journal*, 38(444), 560.
- Mugul (2013). Ürün bilgisi 2013. (10/07/2013 tarihinde <http://www.mugul.com/buhler/exc150w.pdf> adresinden ulaşılmıştır).
- Nachlas, M. M., & Siedband, M. P. (1962). A simple portable pneumatic pump for external cardiac massage. *The American journal of cardiology*, 10(1), 107-109.
- Nachlas, M. M., & Siedband, M. P. (1965). Clinical experiences with mechanized cardiac massage. *The American journal of cardiology*, 15(3), 310-319.
- Neset, A., Birkenes, T. S., Myklebust, H., Mykletun, R. J., Odegaard, S., & Kramer-Johansen, J. (2010). A randomized trial of the capability of elderly lay persons to perform chest compression only CPR versus standard 30: 2 CPR. *Resuscitation*, 81(7), 887-892.

- Ogata, K. (2009). *Modern control engineering* (3rd ed.). New Jersey: Prentice-Hall Inc.
- Oi, A., Nakazawa, C., Matsui, T., Fujiwara, H., Matsumoto, K., Nishida, H., ... & Kawaura, M. (2008, October). Development of PSO-based PID tuning method. *In 2008 International Conference on Control, Automation and Systems* (pp. 1917-1920). IEEE.
- Ou, C., & Lin, W. (2006, June). Comparison between PSO and GA for parameters optimization of PID controller. *In 2006 International conference on mechatronics and automation* (pp. 2471-2475). IEEE.
- Parpinelli, R. S., & Lopes, H. S. (2011). New inspirations in swarm intelligence: a survey. *International Journal of Bio-Inspired Computation*, 3(1), 1-16.
- Pearson, J. W., Navarro, R. N., & Redding, J. S. (1966). Evaluation of mechanical devices for closed-chest cardiac massage. *Anesthesia & Analgesia*, 45(5), 590-598.
- Pillay, N., & Govender, P. (2011). PSO tuned PI/PID controller for open-loop unstable processes with time delay. *EPIA '2011*, 223-237.
- Pornsing, C. (2014). *A Particle Swarm Optimization for the vehicle routing problem*. University of Rhode Island.
- Rahmani, R., Mahmodian, M. S., Mekhilef, S., & Shojaei, A. A. (2012, December). Fuzzy logic controller optimized by particle swarm optimization for DC motor speed control. *In 2012 IEEE Student Conference on Research and Development (SCOReD)* (pp. 109-113). IEEE.
- Safar, P. (1958). Ventilatory efficacy of mouth-to-mouth artificial respiration: airway obstruction during manual and mouth-to-

- mouth artificial respiration. *Journal of the American Medical Association*, 167(3), 335-341.
- Safar, P. (1986). History of cardiopulmonary resuscitation. *Acute Care*, 12(2), 61-62.
- Safar, P., & Harris, L. C. (1963). GADGETS The Beck-Rand External Cardiac Compression Machine. *The Journal of the American Society of Anesthesiologists*, 24(4), 586-587.
- Savaşçihabeş, A. (2008). *Yapay zeka yöntemleri kullanılarak PID denetleyici parametrelerinin belirlenmesi* (Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Sharifian, M. B. B., Afsharirad, H., & Galvani, S. (2010, October). A particle swarm optimization approach for optimum design of PID controller in linear elevator. *In 2010 Conference Proceedings IPEC* (pp. 451-455). IEEE.
- Shi, Y., & Eberhart, R. (1998, May). A modified particle swarm optimizer. *In 1998 IEEE international conference on evolutionary computation proceedings. IEEE world congress on computational intelligence* (pp. 69-73). IEEE.
- Simulaid (2014). Ürün bilgisi 2014. (20/03/2014 tarihinde <http://www.simulaid.com/2801.html> adresinden ulaşılmıştır).
- Skogvoll, E., & Wik, L. (1997). Active compression–decompression cardiopulmonary resuscitation (ACD-CPR) compared with standard CPR in a manikin model-decompression force, compression rate, depth and duration. *Resuscitation*, 34(1), 11-16.
- Song, Y. T., & Chee, Y. (2011, August). The development of feedback monitoring device for CPR. *In 2011 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society* (pp. 3294-3297). IEEE.



- Sönmez, Y. (2007). DA Motor sürücülerini için Bulanık Mantık Denetimi. *Akademik Bilişim Konferansı*, 46-48.
- Takagi, T., & Sugeno, M. (1985). Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control. *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics*, (1), 116-132.
- Taylor, P. B., & Gideon, M. D. (1980). Cardiac arrest: A crisis for all people. *Nursing*, 10(9), 42-45.
- Thanh, S. N., The, C. N., & Xuan, H. H. (2014, June). Improved performance of a sensorless DC motor control using fuzzy logic. *In 2014 5th International Conference on Intelligent and Advanced Systems (ICIAS)* (pp. 1-6). IEEE.
- Thepsatorn, P., Numsomran, A., Tipsuwanporn, V., & Teanthong, T. (2006, October). DC motor speed control using fuzzy logic based on LabVIEW. *In 2006 SICE-ICASE International Joint Conference* (pp. 3617-3620). IEEE.
- Tocker, L., Tocker, A. M., Hammond, R. G., & Givner, D. (1962). Cardiac arrest. Automatic ECG synchronized external cardiac massage machine. *The Journal of the Kansas Medical Society*, 63, 420-421.
- Tschan, F., Vetterli, M., Semmer, N. K., Hunziker, S., & Marsch, S. C. (2011). Activities during interruptions in cardiopulmonary resuscitation: a simulator study. *Resuscitation*, 82(11), 1419-1423.
- Vadi, S., Reyhanoğlu, S., & Çelik, S. (2011). Mikrodenetleyici Tabanlı DA Motor Kontrolü ve PC Üzerinden İzlenmesi. *In 6th International Advanced Technologies Symposium* (pp. 36-40). IATS'11.
- Verma, H. K., & Jain, M. C. (2011, January). A performance-dependent PSO based optimization of PID controller for DC

- motor. *In 2011 1st International Conference on Electrical Energy Systems* (pp. 198-202). IEEE.
- Wik, L., Thowsen, J., & Steen, P. A. (2001). An automated voice advisory manikin system for training in basic life support without an instructor. A novel approach to CPR training. *Resuscitation*, 50(2), 167-172.
- Xie, X., Tian, F., Sun, Q., Wang, Z., Aijuan, N., & Hu, M. (2009, June). A simulator of human chest that simulated force-sternal displacement relationship during cardiopulmonary resuscitation. *In 2009 3rd International Conference on Bioinformatics and Biomedical Engineering* (pp. 1-4). IEEE.
- Xue, D., Chen, Y., & Atherton, D. P. (2007). *Linear feedback control: analysis and design with MATLAB*. Society for Industrial and Applied Mathematics.
- Yazıcı, Y. (2008). *Fırçasız doğru akım motorunun sayısal sinyal işlemci (DSP) ile kontrolü* (Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Yikan, F. (2005). *Dayanıklı PID kontroler tasarım metodlarının araştırılması ve geliştirilmesi* (Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Yost, G. P., & Panchapakesan, S. (1998, May). Automatic location identification using a hybrid technique. In *VTC'98. 48th IEEE Vehicular Technology Conference. Pathway to Global Wireless Revolution* (Vol. 1, pp. 264-267). IEEE.
- Yu, J., Hu, Y., Huo, J., & Wang, L. (2007, December). An adjustable scotch yoke mechanism for robotic dolphin. *In 2007 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)* (pp. 513-518). IEEE.

- Zadeh, L. A. (1965). Fuzzy sets. *Information and Control*. 8(3), 338-353.
- Zhang, G., Zheng, J., & Wu, T. (2009, June). A novel method of measuring the depth of manual chest compressions during CPR. *In 2009 3rd International Conference on Bioinformatics and Biomedical Engineering* (pp. 1-4). IEEE.
- Zhou, J., Duan, Z., Li, Y., Deng, J., & Yu, D. (2006). PSO-based neural network optimization and its utilization in a boring machine. *Journal of Materials Processing Technology*, 178(1-3), 19-23.
- Zhu, Q. X. (2010, February). Real-time DC motor position control by (FPID) controllers and design (FLC) using labview software simulation. *In 2010 The 2nd International Conference on Computer and Automation Engineering (ICCAE)* (Vol. 2, pp. 417-420). IEEE.
- Zoll (2013). Ürün bilgisi 2013. (01/06/2013 tarihinde <http://www.zoll.com/medical-products/cardiac-support-pump/autopulse> adresinden ulaşılmıştır).
- Çakır, O. (2015). *Variş zamanları farkı tabanlı ve yüksek doğruluklu yeni konumlandırma yöntemleri* (Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Çalangu, S. (1984). *İç hastalıkları* (1. Baskı). İstanbul: Gümüş Matbaası.
- Çertuğ, A. (1999). *Kardiyopulmoner resüsitasyon kılavuzu, KPR '99*. İstanbul: Logos Yayınevi.
- Çolak, İ., & Bayındır, R. (2011). PIC 16F877 ile DA Motor Hiz Kontrolü. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11(2), 277-285.

Ødegaard, S., Kramer-Johansen, J., Bromley, A., Myklebust, H., Nysæther, J., Wik, L., & Steen, P. A. (2007). Chest compressions by ambulance personnel on chests with variable stiffness: abilities and attitudes. *Resuscitation*, 74(1), 127-134.

