

168444

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DOZAJ POMPALARININ TASARIMI**

Makina Müh. Engin TEZEL

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Kostrüksiyon Programında  
Hazırlanan

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ferhat DİKMEN

Doç. Dr. Tomer Yılmaz  
Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

İSTANBUL, 2005

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Önceki Çalışmalar.....	1
1.2 Dozaj Pompasının Tanımı.....	2
1.3 Dozaj Pompalarında Akış Karakteristiği.....	2
1.3.1 Akışkan Hızı ve İvmesi.....	3
1.3.1.1 Emme Evresi.....	3
1.3.1.2 Basma Evresi.....	4
1.3.2 Basınç Değişimi.....	5
1.4 Dozaj Pompalarının Sınıflandırılması.....	6
2 DİYAFRAMLI DOZAJ POMPALARI.....	7
2.1 Giriş.....	7
2.2 Çalışma Prensibi.....	7
2.3 Diyafram Pompalarının Tahrik Yöntemine Göre Sınıflandırılması.....	8
2.3.1 Mekanik Tahrikli Diyafram Pompaları.....	8
2.3.2 Hidrolik Tahrikli Diyafram Pompaları.....	12
2.3.2.1 Disk Diyaframlı Dozaj Pompası.....	13
2.3.2.2 Tüp Diyaframlı Dozaj Pompası.....	14
2.3.2.3 Yüksek Performans Diyaframlı Dozaj Pompası.....	15
2.3.2.4 Çift Diyaframlı Dozaj Pompası.....	15
2.3.3 Pnömatik Tahrikli Diyafram Pompaları.....	18
2.4 Dozaj Pompalarında Kapasite Kontrolü.....	18
2.4.1 Strok Kaybı Yöntemi.....	18
2.4.2 Değişken Eksantriklik Yöntemi.....	19
2.4.3 Değişken Hızlı AC veya DC Motor Tahriki Yöntemi.....	19
3 KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DOZAJ POMPALARINDA UYGULANMASI.....	20
3.1 Giriş.....	20
3.2 Krank Mekanizmasının Kinematiki.....	22
3.2.1 Piston Stroğu.....	22

3.2.2	Piston Hızı.....	23
3.2.3	Piston İvmelenmesi.....	25
3.3	Krank Mekanizmasının Dinamiği.....	27
3.3.1	Mekanizma Kütlelerinin Bölüştürülmesi.....	27
3.3.2	Atalet Kuvvetleri.....	28
3.3.3	Krank-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler.....	30
3.3.3.1	Basma Stroğu.....	30
3.3.3.2	Emme Stroğu.....	34
4	KİNEMATİK VE DİNAMİK ANALİZ.....	37
4.1	Giriş.....	37
4.2	Pompanın Çalışma Prensibi ve Teknik Özellikleri.....	37
4.3	Pistonun Kinematik Analizi.....	39
4.3.1	Pistonun $\theta$ Açısına Göre Pozisyonunun Değişimi .....	39
4.3.2	Pistonun $\theta$ Açısına Göre Hızının Değişimi .....	40
4.3.3	Pistonun $\theta$ Açısına Göre İvmesinin Değişimi .....	41
4.4	Krank Biyel Sisteminin Dinamik Analizi.....	43
4.4.1	Mekanizma Kütlelerinin Belirlenmesi.....	44
4.4.2	Mafsallarda Meydana Gelen Atalet Kuvvetlerinin Belirlenmesi.....	44
4.4.3	Mafsallarda Meydana Gelen Toplam Kuvvetler.....	46
5	GERİLME ANALİZİ.....	51
5.1	Giriş.....	51
5.2	Piston Pernosu.....	51
5.3	Piston.....	57
5.4	Biyel.....	62
5.4.1	Biyel Civataları.....	63
6	SONUÇLAR.....	68
6.1	Giriş.....	68
6.2	Kinematik Analiz Sonuçları.....	68
6.3	Atalet Kuvvetleri.....	69
6.4	Bazı Kritik Parçaların Yükleme Durumları.....	69
6.4.1	Biyel.....	69
6.4.2	Perno.....	70
6.4.3	Piston.....	71
	KAYNAKLAR.....	72
	EKLER.....	73
EK1	Analiz edilen dozaj pompasının teknik resmi	
EK2	Diyaframlı tip bir dozaj pompası örnek teknik resmi	
	ÖZGEÇMİŞ.....	74

## SİMGE LİSTESİ

$a$	: Plancer ivmesi, [m/sn <sup>2</sup> ]
$b$	: Piston iç oyuk genişliği, [m]
$d$	: Plancer çapı, [m]
$d_{dd}$	: Civata dişdibi çapı, [mm]
$d_{b,k,d}$	: Biyel küçük başı dış çapı, [mm]
$d_{b,k,i}$	: Biyel küçük başı iç çapı, [mm]
$d_{d,perno}$	: Perno dış çapı, [m]
$d_{i,perno}$	: Perno iç çapı, [m]
$e$	: Krank-biyel mekanizmasının eksen kaçıklığı (eksantriklik), [m]
$E$	: Perno malzemesinin elastiklik modulu, [MPa]
$E_{biyel}$	: Biyel malzemesinin elastiklik modülü, [MPa]
$E_{bronz}$	: Biyel kaymalı yatağının elastiklik modülü, [MPa]
$f$	: Bir saniyede elde edilen strok sayısı (Strok frekansı), [Hz]
$F_a(\theta)$	: Proses akışkanı kuvveti, [N]
$F_{b,B}(\theta, \beta, \gamma)$	: Biyeli basmaya çalışan kuvvetin değişimi, [N]
$F_{b,\zeta}$	: Biyeli çekmeye çalışan kuvvet, [N]
$F_c$	: $M$ [Nm] momenti ile dönen krankın meydana getirdiği çevresel kuvvet, [N]
$F_d(\theta)$	: Doğrusal olarak gidip gelme hareketi yapan kütlelerin meydana getirdiği atalet kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi, [N]
$F_{i\dot{s}}$	: İşletme kuvveti, [N]
$F_{k,toplam}$	: Krank-biyel mafsalındaki bileşke kuvvet, [N]
$F_m$	: Dönme hareketi yapan kütlelerin meydana getirdiği atalet kuvveti, [N]
$F_N(\theta, \beta, \gamma)$	: Silindire radyal olarak etki eden kuvvet, [N]
$F_{ön}$	: Öngerilme kuvveti, [N]
$F_{p,toplam}$	: Plancer-biyel mafsalındaki bileşke kuvvet, [N]
$F_{perno}$	: Pernoya etki eden kuvvet, [MN]
$F_s$	: Plancer ile silindir arasındaki sürtünme kuvveti, [N]
$K_b, K_y, K_\zeta$	: Sırasıyla: boyut, yüzey ve çentik katsayıları
$L$	: Biyel uzunluğu, [m]
$L_k$	: Biyel ağırlık merkezinden krank mafsalına olan mesafe, [m]
$L_p$	: Biyel ağırlık merkezinden plancer mafsalına olan mesafe, [m]
$i$	: Civata sayısı
$l_{perno}$	: Perno boyu, [m]
$l_{yatak}$	: Perno ile piston arasında yataklama boyu, [m]
$k_{eş}$	: Civata ve biyel malzemelerinin eşdeğer rijitlik katsayısı
$M$	: Krank mili döndürülme momenti, [Nm]
$m_a$	: Bir strokta pompalanan akışkanın kütlesi, [kg]
$m_b$	: Biyel grubunun kütlesi, [kg]
$m_{b,k}$	: Krank mafsalına indirgenmiş biyel grubu kütlesi, [kg]
$m_{b,p}$	: Plancer mafsalına indirgenmiş biyel grubu kütlesi, [kg]
$m_k$	: Krank grubunun eksenden kaçık kütlesi, [kg]
$m_p$	: Plancer grubunun kütlesi, [kg]
$m_{t,k}$	: Krank mafsalına indirgenen toplam kütle, [kg]
$m_{t,p}$	: Plancer mafsalına indirgenen toplam kütle, [kg]
$n_{krank}$	: Krankın devir sayısı, [dev/dak]
$n_{motor}$	: Motor devir sayısı, [dev/dak]
$P_a(\theta)$	: Pompalama odasındaki akışkan basıncı, [Pa]

$P_{b,k}$	: Toplam sıklık nedeniyle biyel küçük başında etki ettiği kabul edilen basınç, [MPa]
$Q_{teorik}$	: Teorik debi [ $m^3/dak$ ]
$r$	: Redüktör redüksiyon oranı
$S$	: Emniyet katsayısı
$S(\theta)$	: Teta açısına göre biyel-plancer mafsalının ÜÖN 'den olan uzaklığı , [m]
$V$	: Dozaj pompasının bir devirde yaptığı dozajlama hacmi [ $m^3/dev$ ]
$\alpha$	: Perno iç çapının perno dış çapına oranı
$\alpha_b$	: Bronz kaymalı yatağın termal genleşme katsayısı, [ $1/^\circ K$ ]
$\alpha_\sigma$	: Çelik biyel malzemesinin termal genleşme katsayısı, [ $1/^\circ K$ ]
$\beta$	: Beta, biyel açısı, [derece]
$\Delta$	: Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasındaki pres geçme sıklığı, [mm]
$\Delta_\Sigma$	: Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasındaki toplam sıklık, [mm]
$\Delta d_{perno,maks}$	: Pernonun ovalleşmesi esnasında meydana gelen maksimum dış çap büyümesi, [mm]
$\Delta_t$	: Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasında ısınma nedeniyle oluşan sıklık,[mm]
$\Delta T$	: Sıcaklık farkı, [ $^\circ K$ ]
$\theta$	: Teta, krank açısı, [derece]
$\lambda$	: Biyel oranı
$\mu$	: Plancer ile silindir arasındaki sürtünme katsayısı
$\mu_p$	: Poisson oranı
$v$	: Plancer hızı [m/sn]
$\rho$	: Pompalanan akışkanın yoğunluğu [ $kg/m^3$ ]
$\sigma_{b,k,d}$	: Toplam sıklık neticesinde biyel küçük başı dış yüzeyinde meydana gelen gerilme, [MPa]
$\sigma_{b,k,i}$	: Toplam sıklık neticesinde biyel küçük başı delik iç yüzeyinde meydana gelen gerilme, [MPa]
$\sigma_D$	: Test Parçası yorulma dayanımı, [MPa]
$\sigma_D^*$	: Düzeltilmiş yorulma dayanımı, [MPa]
$\sigma_{e,perno}$	: Pernoda meydana gelen eğilme gerilmesi, [MPa]
$\sigma_{EM}$	: Emniyetli gerilme dayanımı, [MPa]
$\tau_{k,perno}$	: Pernoda meydana gelen kesme gerilmesi [MPa]
$\omega$	: Krank milinin açısal hızı, [rad/sn]
$\sigma_{D,\zeta}$	: Test parçası çekme zorlanmasına göre yorulma dayanımı, [MPa]
$\sigma_{D,e}$	: Test parçası eğilme zorlanmasına göre yorulma dayanımı, [MPa]
$\sigma_o$	: Ortalama gerilme, [MPa]
$\sigma_g$	: Gerilme genliği, [MPa]
$\sigma_{maks}$	: Maksimum gerilme , [MPa]
$\sigma_{min}$	: Minimum gerilme , [MPa]

## **KISALTMA LİSTESİ**

**AÖN** : Alt Ölü Nokta

**ÜÖN** : Üst Ölü Nokta

**BAC SGM** : Baccalauréat Technologique – Spécialité Génie Mécanique



## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Dozaj pompalarında viskozite strok ve valf tipi ilişkisi (Milton-Roy Dosapro).....	3
Şekil 1.2 Dozaj pompasında akış zaman grafiği (Milton-Roy Dosapro).....	3
Şekil 1.3 Dozaj pompasında basınç zaman grafiği (Milton-Roy Dosapro).....	5
Şekil 2.1 Diyaframlı dozaj pompası çalışma prensibi.....	8
Şekil 2.2 Diyaframın yapısı .....	8
Şekil 2.3 Mekanik tahrikli diyafram pompası kesit resmi (Gorman-Rupp).....	10
Şekil 2.4 Mekanik tahrikli diyafram pompası (Gorman-Rupp) .....	10
Şekil 2.5 Elektromanyetik diyafram pompası (Milton-Roy Dosapro) .....	11
Şekil 2.6 Elektromanyetik diyafram pompası kesit resmi (Milton-Roy Dosapro).....	11
Şekil 2.7 Elektromanyetik diyafram pompası 3B kesit resmi (Milton-Roy Dosapro).....	12
Şekil 2.8 Disk diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy Dosapro) .....	14
Şekil 2.9 Tüp diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy Dosapro).....	15
Şekil 2.10 Yüksek performans diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy Dosapro).....	16
Şekil 2.11 Çift diyaframlı dozaj pompası (Bran+Luebbe).....	17
Şekil 2.12 Kontrol pimi detayı (Bran+Luebbe).....	17
Şekil 2.13 Mekanik kayıp mekanizmalı diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy).....	19
Şekil 3.1 Krank biyel mekanizması (Pump Hand Book Mc GRAW-HILL).....	21
Şekil 3.2 $e=0,003\ m\ L=0,025\ m$ için plancer stroğu ( $S$ ) – krank açısı ( $\theta$ ) diyagramı.....	24
Şekil 3.3 $e=0,003\ m\ L=0,025\ m$ için plancer hızı ( $v$ ) – krank açısı ( $\theta$ ) diyagramı.....	25
Şekil 3.4 $e=0,003\ m\ L=0,025\ m$ için plancer ivmelenmesi ( $a$ ) – krank açısı ( $\theta$ ) diyagramı....	26
Şekil 3.5 $S(\theta), v(\theta), a(\theta)$ diyagramları.....	27
Şekil 3.6. Krank-biyel mekanizmasında indirgenen kütleler.....	28
Şekil 3.7 Atalet kuvvetleri.....	30
Şekil 3.8 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (a).....	31
Şekil 3.9 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (b).....	32
Şekil 3.10 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (c).....	33
Şekil 3.11 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (d).....	33
Şekil 3.12 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (a).....	34
Şekil 3.13 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (b).....	35
Şekil 3.14 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (c) .....	35
Şekil 3.15 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (d).....	36
Şekil 4.1 Analiz edilecek sistemin çalışma prensibi.....	37
Şekil 4.2 Analiz edilecek sistemin üç boyutlu kesit resmi.....	39
Şekil 4.3 Pistonun $\theta$ açısına göre pozisyonunun değişimi.....	41
Şekil 4.4 Pistonun $\theta$ açısına göre hızının değişimi.....	42
Şekil 4.5 Pistonun $\theta$ açısına göre ivmesinin değişimi.....	43
Şekil 4.6 Pistonun $\theta$ açısına göre kinematik analizi.....	45
Şekil 4.7 $F_d(\theta)$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişim grafiği.....	47
Şekil 4.8 $F_N$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişim grafiği.....	48
Şekil 4.9 $F_s$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişim grafiği.....	48
Şekil 4.10 $F_{b,B}$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişim grafiği.....	49
Şekil 4.11 $F_{b,C}$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişim grafiği.....	49
Şekil 4.12 $F_{b,B}$ ve $F_{b,C}$ Kuvvetlerinin $\theta$ Açısına Göre Değişim Grafiği.....	50
Şekil 4.13 $F_{p,toplam}$ kuvvetlerinin $\theta$ açısına göre değişim grafiği.....	51
Şekil 5.1 Tehlikeli kesitler.....	53
Şekil 5.2 $F_{perno}$ kuvvetinin dinamik değişimi.....	54
Şekil 5.3 Perno orta kesiti için $\sigma_{e,perno}$ gerilmesinin dinamik değişimi.....	54
Şekil 5.4 $\tau_{k,perno}$ gerilmesinin dinamik değişimi.....	55

Şekil 5.5 Kuvvetlerin dinamik değişimi ve ovalleşme Etkisi.....	57
Şekil 5.6 Pistona etki eden kuvvetlerin değişimi.....	58
Şekil 5.7 Pistonda meydana gelen gerilmeler.....	60
Şekil 5.8 Pistonda meydana gelen şekil değişimi.....	60
Şekil 5.9 Emme stroğunda maksimum gerilme anı.....	61
Şekil 5.10 Piston tepe bölgesinde gerime dağılımı.....	61
Şekil 5.11 Piston tepe bölgesinde şekil değişimi dağılımı.....	62
Şekil 5.12 Biyel tehlikeli kesit.....	63
Şekil 5.13 Biyelde zamana göre meydana gelen maksimum gerilmeler.....	65



## ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 Dozaj pompasının teknik özellikleri.....	37
Çizelge 4.2 $S = f(\theta)$ değişimi.....	40
Çizelge 4.3 $v = f(\theta)$ Değişimi.....	41
Çizelge 4.4 $a = f(\theta)$ değişimi.....	42
Çizelge 4.5 Kinematik analiz özeti.....	43
Çizelge 4.6 Biyel ağırlık merkezi mesafeleri ve mekanizma kütleleri.....	44
Çizelge 4.7 $F_d(\theta)$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi.....	45
Çizelge 4.8 $F_N$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi.....	46
Çizelge 4.9 $F_s$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi.....	47
Çizelge 4.10 $F_{b,B}$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi.....	48
Çizelge 4.11 $F_{b,C}$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi.....	49
Çizelge 4.12 $F_{p,toplam}$ kuvvetinin $\theta$ açısına göre değişimi.....	50
Çizelge 5.1 $F_{perno}$ kuvvetinin dinamik değişimi.....	53
Çizelge 5.2 Perno orta kesiti için $\sigma_{e,perno}$ gerilmesinin dinamik değişimi.....	53
Çizelge 5.3 $\tau_{k,perno}$ gerilmesinin dinamik değişimi.....	55
Çizelge 5.4 Pistona etki eden kuvvetlerin değişimi.....	58
Çizelge 5.5 Krank açısı zaman değişimi.....	59
Çizelge 6.1 Kinematik analiz özeti.....	70
Çizelge 6.2 Perno tehlikeli kesindeki $\sigma_{e,perno}$ değişimi.....	72
Çizelge 6.3 Pistona etki eden kuvvetlerin değişimi.....	72

## ÖNSÖZ

Pozitif iletimli pompalar sınıfına dahil olan dozaj pompalarının konu edildiği bu çalışmada, dozaj pompalarının genel özellikleri, diğer pompalardan farklı yönleri ve örnekler verilerek tasarım özellikleri konstrüktif ağırlıklı olarak incelenecektir.

Dozaj pompaları diğer pozitif iletimli pompalara çok benzeyen, hatta mevcut tasarımlarda küçük bazı değişiklikler yapılarak elde edilmiş, özel bir tür olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu pompa sistemlerini diğerlerinden ayırt eden en önemli özellik, proses akışkanı debisinin pompa deplesmanının değiştirilmesiyle ayarlanmasıdır.

Gıda maddelerinin ve çeşitli ürünlerin ambalajlanması, suyun arıtılması ve kimyasal maddelerin istenen oranda karıştırılması gibi uygulamalarda kullanılan dozaj pompalarının imalatçıları olarak PCM Pompes , Dosapro Milton Roy ve Bran Luebbe örnek gösterilebilir.

Kullanım yaygınlığı göz önüne alındığında piyasada en çok kullanılan dozaj pompası türleri diyaframlı ve plancerli (veya pistonlu) tiplerdir. Bu iki tip pompanın konstrüksiyonları birbirine son derece benzemektedir.

Bu tezde diyaframlı dozaj pompalarının tanıtımı yapıldıktan sonra pistonlu tip bir pompa konstrüktif olarak incelenecektir.

## ÖZET

Dozaj pompası, proses akışkanı debisini deplasmanını değiştirerek ayarlayabilen pozitif iletimli bir pompadır.

Bu çalışmada diyaframlı dozaj pompalarının genel özellikleri incelendi. Buna ek olarak, deplasman ayarını, eksantrik krank sürücüsünün eksantrikliğini değiştirerek yapan bir dozaj pompası mekanik olarak analiz edildi. Sistemin mekanik olarak analizini yapılabilmesi için, ilk önce eksantrik krank sürücüsünün, krank açısına göre hareketini ifade eden kinematik denklemler belirlendi. Dönen ve gidip gelme hareketi yapan kütleler ve bunların sisteme olan atalet etkileri analiz edildi. Mafsallarda meydana gelen kuvvetler krank açısına göre hesaplanıp, kritik bazı parçaların yüklenme koşulları belirlendi.

Hesaplanan kuvvetler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, kritik bazı parçalara dinamik olarak yüklenip, bir çevrim için gerilme koşullarının değişimi incelendi.

**Anahtar Kelimeler:** Proses akışkanı debisi, deplasman, eksantrik krank sürücüsü, ekstantriklik, Gerilme

## **ABSTRACT**

A dosing pump is a positive displacement pump which can adjust the flow rate of process fluid by changing its displacement.

In this study, general properties of diaphragm dosing pumps are inspected. In addition to this, a dosing pump, which adjusts its displacement by changing eccentric crank drive eccentricity, is mechanically analysed. To analyse the system mechanically, firstly the kinematic equations, which states the motion of eccentric crank drive according to crank angle, are determined. Rotating and reciprocating masses and their inertial affects on the system are analysed. The resultant forces on joints are calculated versus crank angle and loading conditions of some critical components are determined.

Calculated forces are dynamically applied on some critical components and the variation of stress conditions for one cycle is analysed by using finite element method.

**Keywords:** Flow rate of process fluid, displacement, eccentric crank drive, eccentricity, stress



## 1. GİRİŞ

### 1.1 Önceki Çalışmalar

#### ***D. CECOTTI, "Pompe Doseuse", BAC SGM (Bitirme Tezi), 1997***

Bu değerli çalışmada, gıda ambalajlaması amacıyla kullanılacak olan bir dozaj pompası tasarımı yapılmıştır. Pompa döner silindri, değişken eksantriklik sistemiyle deplasmanını değiştirebilen pistonlu bir pompadır. Bu tasarımda biyel kolu vidalı bir tasarıma sahip olup biyel kolu uzunluğu da eksantriklikle birlikte ayarlanabilmektedir. Fakat vidalı biyel tasarımı dinamik çalışma koşullarında çok sağlıklı olmamakta ve ileriki süreçte diş sıyırma olayı meydana gelebilmektedir.

Piston biyel mafsalında perno – segman tasarımı yerine küresel mafsal kullanılmıştır. Biyel küresel mafsala vida ile bağlı olup yine dinamik çalışma şartlarında vida dişlerinde sıyrımlar meydana gelmektedir.

Tasarımın teknik karakteristikleri şu şekildedir:

- Dozaj kapasitesi: 0 ~ 600 cm<sup>3</sup>
- Dozaj sayısı: 10 ~ 60 dozaj/dak (Servo motor değişken devir)
- Motorizasyon: 1,1 KW, 1500 dev/dak motor
- Redüksiyon:  $r=41,17$
- Piston çapı: D80 mm

#### ***L. ROIZIL, J.F. LEVASSOR, C. GIRONDIN, "Pompe Alimentaire A Clapets Pilotes", BAC SGM (Bitirme Tezi), 2000***

Bu bitirme tezi çalışması, Fransız dozaj pompası üreticisi PCM Pompes danışmanlığında yapılmıştır. Yoğurt kabının ambalajlanmasını gerçekleştiren bu tasarımda çek-valf sistemi pnömatik pistonla tahrik edilmekte olup, piston kontrolü bir PLC devresinden kontrol edilen bir pnömatik valf ile sağlanmaktadır.

Tasarımda mekanik tahrikli diyaframlı model kullanılmıştır. Diyafram kolunun tahriki bir yay geri dömüşlü kam mekanizmasıyla elde edilmiştir. Deplasman ayarı strok kayıp mekanizmasıyla elde edilmiştir.

Tasarımın teknik karakteristikleri şu şekildedir:

- Dozaj sayısı: 30 dozaj/dak
- Maksimum basınç: 5 bar
- Pnömatik piston basıncı: 6 bar
- Motorizasyon: 0,9 KW, 1500 dev/dak motor

- Redüksiyon:  $r=12,5$

**Patrick DENIAU, "A Short History of the Dosing Pump", Ocak 2005**

Makalede dozaj pompası kavramının ortaya çıkması ve günümüzdeki modern pompalara geçiş aşamaları incelenmiştir.

### 1.2 Dozaj Pompasının Tanımı

Akışkan debisi belirli bir aralıkta ayarlanabilen, pozitif iletimli pompalara dozaj pompası adı verilir. Dozaj pompaları belirli bir zaman aralığında, belirli bir akışkana yer değişimi yaptırır. Bu pompalar piyasada, orantılı bölüştürme pompası, hacim kontrollü pompa, kimyasal reaktif enjeksiyon pompası olarak da adlandırılır. Kostrüksiyon olarak diğer pozitif iletimli pompalara çok benzeyen dozaj pompalarının debi ayarlama özelliği, bu türü diğerlerinden ayıran en önemli özelliktir. Bazı dozaj pompalarında debi ayarı pompa çalışırken, bazı pompalarda ise pompa dururken yapılır.

Dozaj pompalarının emme ve basma evrelerine sahip olduğu gözönüne alınırsa, bu pompaların santifürüj pompalarının aksine dalgalı bir akış karakterine sahip olduğu ortaya çıkar. Bu düzgün olmayan akış, pompanın tasarımı veya seçimi esnasında göz önünde bulundurulması gereken çok önemli bir unsurdur.

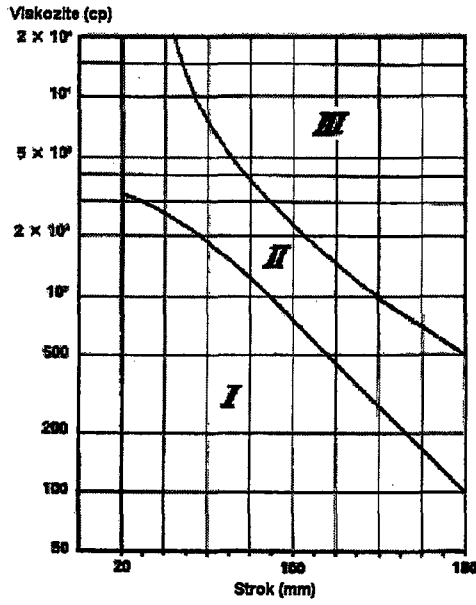
Dozaj pompalarının seçimi esnasında, ilk düşünülmesi gereken iki unsur debi ve basınç ihtiyacı olup, bu ikisi belirlendikten sonra güç ihtiyacı ortaya çıkar. Pompalanacak olan akışkanın (proses akışkanı) viskozitesi göz önüne alınması gereken diğer bir unsur olup, dozaj pompasının valf tipinin ve maksimum strokunun belirlenmesini sağlar. Şekil.1.1 grafiksel olarak viskozite, strok ihtiyacı ve çek-valf tipini göstermektedir.

Şekil 1.1' de I ' nolu bölgede standart donanıma sahip, küresel çekvalfli bir pompa ihtiyacı karşılar. II ' nolu bölgede viskoz akışkanların pompalanması söz konusu olup, yay ön yüklemeli küresel çekvalfe ihtiyaç vardır. III ' nolu bölgede ise tatmin edici bir performans için özel bir tasarıma ihtiyaç vardır.

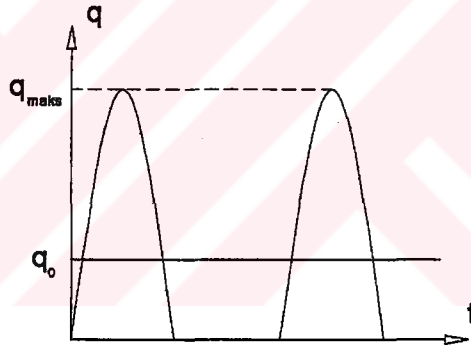
### 1.3 Dozaj Pompalarında Akış Karakteristiği

Dozaj pompalarında gidip gelme hareketi yapan plancer veya diyafram, emme ve basma evrelerinde kesintili bir akış şekli meydana getirir. Dozaj pompalarında çoğunlukla kullanılan mekanizma krank biyel mekanizmasıdır. Krank biyel mekanizması sinüzoidal harekete sahip bir mekanizma olup, bu karakter akışa yansır. Tipik bir akış-zaman grafiği Şekil 1.2 ' de gösterilmiştir. Bu grafikte maksimum debi  $q_{maks}$ , ortalama debi  $q_o$  'nun 3.14 katıdır.

$$q_{maks} = \pi \cdot q_0 \quad (1.1)$$



Şekil 1.1 Dozaj pompalarında viskozite strok ve valf tipi ilişkisi (Milton-Roy Dosapro)



Şekil 1.2 Dozaj pompasında akış zaman grafiği (Milton-Roy Dosapro)

### 1.3.1 Akışkan Hızı ve İvmelesi

Bir dozaj pompasında, emme evresinden başlayarak basma evresine kadar pompa kafasındaki akışı inceleyecek olursak, pompanın diyaframlı veya plancerli olmasından bağımsız olarak, şu sonuçlar ortaya çıkacaktır:

#### 1.3.1.1 Emme Evresi

Emme evresi: başlangıç, orta nokta ve son olarak incelenir. Sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Başlangıç: Akış hızı sıfır, akış ivmelenmesi maksimum
- Orta nokta: Akış hızı maksimum, akış ivmelenmesi sıfır
- Son: Akış hızı sıfır, akış ivmelenmesi maksimum

### ***Emmenin Başlangıcı***

Pompa pistonu geriye doğru hareket etmeye başladığı anda, emme valfini açacak olan vakum henüz meydana gelmediğinden akış hızı sıfırdır, dolayısıyla akışkan durağan haldedir. Pistonun geriye doğru hareketi esnasında meydana gelen vakum, emme valfinin üzerine yerleştirilmiş olan yayı yenecek büyüklüğe ulaştığı anda valf açılır. Emme valfi açıldığı anda durağan akışkan hareket etmeye başlar. Bunun akabinde ani bir ivmelenmeyle akışkan emilmeye başlanır ve ivmelenme en büyük değerini alır. Basma valfinin yatağında vakum nedeniyle zorlanmalar meydana gelir.

### ***Emmenin Orta Noktası***

Akışkan hızı, ortalama akış hızının 3.14 katı olacak şekilde maksimum değerini alır. Viskoz sürtünme kayıpları da maksimum değerine ulaşırken, akışkan hareket halindedir. Akışkanın hızında değişim olmadığı için ivmelenme sıfırdır.

### ***Emmenin Sonu***

Pistonun stroğunun sonuna doğru, meydana gelen vakum etkisinin şiddeti azalacağından, emme valfini kapatmaya çalışacak olan yay devreye girerek emme valfini kapatır. Emme valfinin kapanmasıyla akış hızı ani bir yavaşlamayla sıfıra düşerek emme evresi son bulur. Hareket etmekte olan akışkan kütlesi aniden durdurulduğu için oluşan atalet kuvveti emme valfinin yatağında büyük zorlanmalar meydana getirir.

#### **1.3.1.2 Basma Evresi**

Basma evresi de balangıç , orta nokta ve son olarak incelenir. Sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Başlangıç: Akış hızı sıfır, akış ivmelenmesi maksimum
- Orta nokta: Akış hızı maksimum, akış ivmelenmesi sıfır
- Son: Akış hızı sıfır, akış ivmelenmesi maksimum

### ***Basmanın Başlangıcı***

Pompa pistonu ileriye doğru hareket etmeye başladığı anda, basma valfini açacak olan basınç henüz meydana gelmediğinden akış hızı sıfırdır, dolayısıyla akışkan durağan haldedir. Pistonun ileriye doğru hareketi esnasında meydana gelen basınç, basma valfinin üzerine yerleştirilmiş olan yayı yenecek büyüklüğe ulaştığı anda valf açılır. Basma valfi açıldığı anda durağan akışkan hareket etmeye başlar. Bunun akabinde ani bir ivmelenmeyle akışkan basılmaya başlanır ve ivmelenme en büyük değerini alır. Ani ivmelenen akışkanın atalet kuvveti nedeniyle pompa kafasında en yüksek basınç ortaya çıkar. Emme valfinin yatağında basınç nedeniyle zorlanmalar meydana gelir.

### ***Basmanın Orta Noktası***

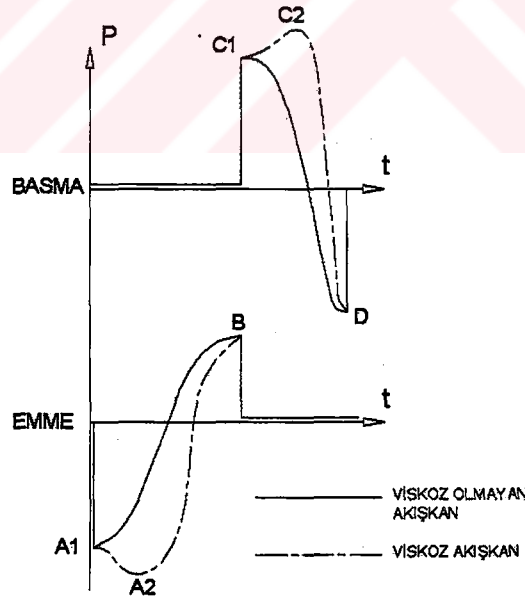
Akışkan hızı, ortalama akış hızının 3.14 katı olacak şekilde maksimum değerini alır. Viskoz sürtünme kayıpları da maksimum değerine ulaşırken, akışkan hareket halindedir. Akışkanın hızında değişim olmadığı için ivmelenme sıfırdır.

### ***Basmanın Sonu***

Pistonun stroğunun sonuna doğru, meydana gelen basınç etkisinin şiddeti azalacağından, basma valfini kapatmaya çalışacak olan yay devreye girerek basma valfini kapatır. Basma valfinin kapanmasıyla akış hızı ani bir yavaşlamayla sıfıra düşerek basma evresi son bulur. Hareket etmekte olan akışkan kütlesi aniden durdurulduğu için oluşan atalet kuvveti basma valfinin yatağında büyük zorlanmalar meydana getirir.

### **1.3.2 Basınç Değişimi**

Emme ve basma hatlarında meydana gelen basınç dalgalanmaları, ivmelenme olgusu ve titreşimli akışın sonucunda meydana gelir. Şekil.1.3' de tek etkili dozaj pompasının basınç zaman grafiği gösterilmiştir. Sürekli çizgi viskoz olmayan akışkanların basınç-zaman eğrisini, kesikli çizgi viskoz akışkanların basınç-zaman eğrisini göstermektedir. Diyagramdan görüldüğü üzere viskoz akışkanlarla yapılan uygulamalarda daha yüksek basınç ve vakum ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.3 Dozaj pompasında basınç zaman grafiği (Milton-Roy Dosapro)

Şekil.1.3' te, A1 ve A2 basınçlarında kavitasyon tehlikesi mevcuttur. Eğer bu noktadaki basınç, basılan akışkanın buharlaşma basıncına ulaşırsa akışkan buharlaşarak pompaya ciddi hasar verebilir. Buna ek olarak, hidrolik yağ ile tahrik edilen diyaframlı pompalarda, tahrik akışkanı içinde A1 ve A2 noktalarında kavitasyon tehlikesi mevcuttur. Eğer B, C1, C2

noktalarındaki basınç, tesisatın veya pompanın emniyetli çalışma basıncını geçerse motorda, valferde vs. hasar meydana gelebilir. (Milton Dosapro Roy,2004)

#### **1.4 Dozaj Pompalarının Sınıflandırılması**

Dozaj pompaları: pompa tipine, akışkan ucu tasarımına göre sınıflandırılır.[1]

##### ***Pompa Tipine Göre***

- Plancerli dozaj pompaları
- Diyaframli dozaj pompaları
- Pnömatik tahrikli dozaj pompaları

Olarak üçe ayrılır, bunlardan kullanımı en yaygın olanları plancerli ve pistonlu olanlardır.

##### ***Akışkan Ucu Tasarımına Göre***

- Plancerli dozaj pompaları
- Diyaframli dozaj pompaları



## 2 DİYAFRAMLI DOZAJ POMPALARI

### 2.1 Giriş

Diyafram pompası, pompalama odasında esnek bir malzemedan imal edilmiş diyafram bulunan, pozitif deplasmanlı pompalar sınıfına bir pompadır. Bu pompalar debisi 1150 lt/dak ' ya kadar çıkabilen pompalama ve dozajlama uygulamalarında kullanılmaktadır. Kullanım alanı geniş kapsamlı olup: kimyasallar, gıda maddeleri, gıda katkı maddeleri, zatk , boya, çamur ve atık suyun pompalanması gibi çeşitli ihtiyaçları karşılayabilir. Diyafram pompalarını diğerlerinden ayırt eden önemli bir özellik, pompada herhangi bir keçe veya salmastra bulunmaması dolayısıyla özellikle sıfır sızdırmazlık istenen uygulamalarda kullanımının uygun olmasıdır.

### 2.2 Çalışma Prensibi

Pompa gövdesine kılavuzlanmış, doğrusal gidip gelme hareketi yapan diyafram kolu, diyaframa esneme hareketleri yaptırır. Bu esneme hareketlerinde birinci strok emme, ikinci strok basma stroğu olarak adlandırılır.

Emme stroğunda, diyaframın geri hareket ederek meydana getirdiği artan hacimde bir vakum etkisi oluşur. Bu etkiyle giriş çek valfi açılarak , emme hattından giren akışkan pompalama odasına dolar. Vakum etkisi, çıkış çek vafini kapatarak emilen akışkanın pompalama odasından dışarı çıkmasına engel olur. Diyaframlı dozaj pompaları emme stroğunda emdiği bir doz akışkanı basma stroğunda çıkış hattına basar. Dozaj pompaları dozaj miktarı ayarlanabilir pompalardır. Şekil.2.1 ' de diyaframlı bir pompanın çalışma prensibi ve pompanın temel elemanları gösterilmiştir.

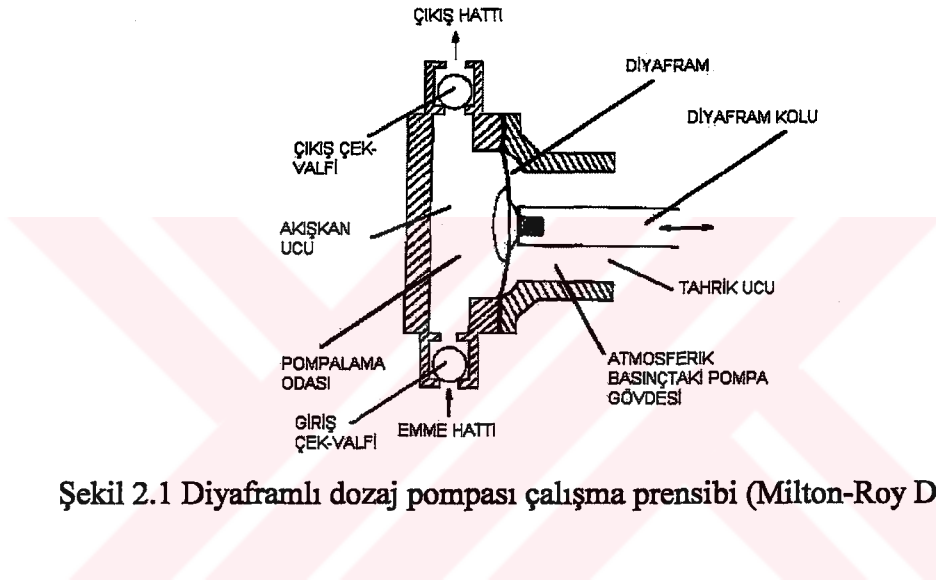
Basma stroğunda, diyafram ileri hareket ederek pompalama odasının hacmini küçültür, bir basınç artışı meydana gelir. Bunu takiben çıkış çekvalfi açılıp akışkan çıkış hattına geçer, giriş çek valfi kapanarak pompalama odasına emme hattından akışkan girmesine engel olur. Bu stroğun sonunda bir doz akışkan çıkış hattına verilmiş olur.

Akışkanın emildiği ve basıldığı bölgeye akışkan ucu veya pompalama odası, diyaframın tahrikinin yapıldığı diğer tarafa tahrik ucu adı verilir.

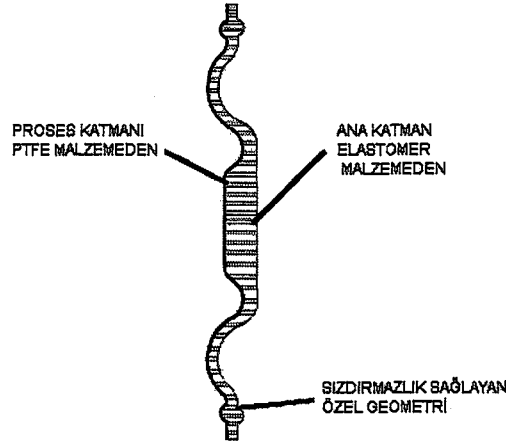
Diyaframlı dozaj pompalarında, diyafram emme ve basma stroklarında dinamik olarak yorulmaya maruz kalır. Diyafram, çek valf sistemi ile beraber, taşınacak akışkanı pompalama odasına emip basmakla ve sızdırmazlığı sağlamakla görevlidir. Dönel bir profile sahiptir. Genellikle teflon ve sentetik kauçuk malzemedan imal edilen diyafram yırtılmadığı sürece sıfır sızdırmazlık sağlayarak pompalama , dozajlama faaliyetine devam eder. Diyafram genellikle iki katmanlı olarak imal edilir: (1) proses katmanı ve (2) ana destek katmanı. Proses

katmanı pompalanan akışkan ile temas halinde olan katmandır ve genellikle PTFE malzemeden ibarettir. Ana destek katmanı akışkanla temas etmeyen, diyaframın ana gövdesini oluşturan katmandır, elastomerik malzemeden imal edilir (Örneğin NR). Bir tasarım özelliği olarak, diyaframın uçları (dudak bölgesi) dolgun bir profile sahiptir. Pompa kafası ile pompa ana gövdesi birbirine civata ile çektirilince, dudak bölgesi; pompa ana gövdesi ve pompa kafası arasında sıkışarak sızdırmazlık sağlar. Şekil.2.2 ' de çift katmanlı bir diyaframın şematik yapısı gösterilmiştir.

Teflon ve kauçuk malzemelerine ek olarak bazı diyaframlı dozaj pompalarında paslanmaz çelikten (1.4310) diyaframlar 500 bar basınç mertebesine kadar kullanılabilir.



Şekil 2.1 Diyaframlı dozaj pompası çalışma prensibi (Milton-Roy Dosapro)



Şekil 2.2 Diyaframın yapısı

### 2.3 Diyafram Pompalarının Tahrik Yöntemine Göre Sınıflandırılması

Diyafram pompaları, diyaframın tahrik edilme yöntemine göre üçe ayrılır :

- Mekanik tahrikli
- Hidrolik tahrikli

### 2.3.1 Mekanik Tahrikli Diyafram Pompaları

Mekanik tahrikli diyafram pompalarında diyafram, diyaframa bağlı ve pompa gövdesine doğrusal olarak kılavuzlanmış bir tahrik kolu vasıtasıyla tahrik edilir. Bu kol diyaframın tam ortasına bağlıdır. Dolayısıyla pompanın tahrik ucunda, kuvvet diyaframa tam ortasından uygulanırken, akışkan ucunda basınç diyaframın her yerine eşit olarak etki eder. Bu kuvvet dengesizliği diyafram kesitinin ara bölgelerinde dengesiz yüklenmelere neden olur.

Mekanik tahrikli diyafram pompaları kontrüksiyon, kimya ve su arıtma endüstrinde yoğun olarak kullanılır.

#### *Kontrüksiyon Endüstrisindeki Uygulamalar*

Mekanik tahrikli diyafram pompaları kontrüksiyon endüstrisinde, pis su çekme uygulamaları için geniş ölçüde kullanılmaktadır. Bu uygulamadaki en büyük problem suyun içindeki taş, çöküntü, pislik gibi yabancı maddelerin pompaya zarar verebilmesidir. Makinanın çalışma prensibi: eksenden kaçık bir milin, diyafram koluna (plancer) aşağı yukarı hareket (gidip gelme hareketi) vererek, çek valf sistemiyle koordineli olarak diyaframı çalıştırması esasına dayanır. Plancer, diyaframın her iki tarafında bulunan plakalara tespit ettirilir. Kauçuktan yapılmış diyafram içinde bulunan kord bezi ile sağlamlaştırılmış, basınca olan mukavemeti arttırılmıştır.

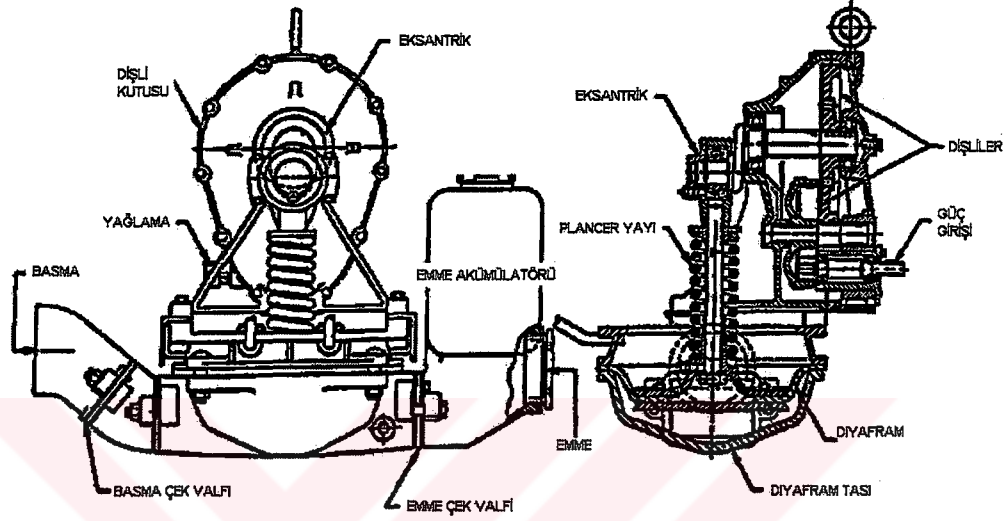
Tek diyaframlı pompalarda, emme ve basma hatları uzun olursa pompalanan akışkanın ataleti fazla olacaktır. Bu atalet etkisi diyaframda ve tahrik sisteminde aşırı yüklenmelere neden olur. Pistonun üzerinde tespit edilen plancer yayı, basma strokğunun başlangıcında bir miktar kuvvet biriktirir, stroğun sonraki aşamasında bu kuvveti geri vererek diyafram ve tahrik sistemi üzerindeki atalet etkisini azaltır. Emme hattına bir akümülatör konulursa, pompa emme hattından akışkan emerken aynı zamanda akümülatörden de akışkan emer. Basma stroğunda akümülatör emme hattından tekrar dolar.

#### *Kimya ve Su Arıtma Endüstrilerindeki Uygulamalar*

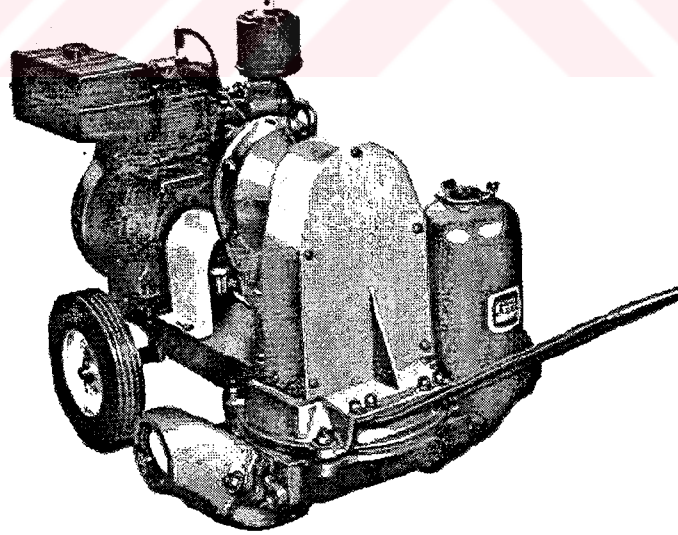
Kimya endüstrisinde kullanılan dozaj pompaları 80 bar basınca kadar, kimyasalların enjeksiyonu ve transferinde kullanılır. Bu pompalar, kimyasalların istenilen miktarda hassas olarak ayarlanmasına olanak verecek şekilde tasarlanmıştır. Genel olarak, pompa kapasitesi 1:20 ' lik artışlar şeklinde ayarlanır. Enjeksiyon hacimindeki tekrar edilebilirlik toleransı -/+ %2 mertebesindedir. Genellikle bilyali çek valf sistemi tercih edilir.

Pompalan akışkanla ıslanan parçaların malzemesi için: PVC, PVDF, polypropilen, 316SS gibi malzemeler kullanılır. Çek valf bilyaları seramik malzemeden, çek valf yatakları PVDF veya PTFE ' den , diyaframlar PTFE veya kauçuk takviyeli PTFE ' den imal edilir.

Bu sınıftaki pompalar elektromanyetik (selonoid) pompalar ve motor tahrikli pompalar olarak ikiye ayrılır:



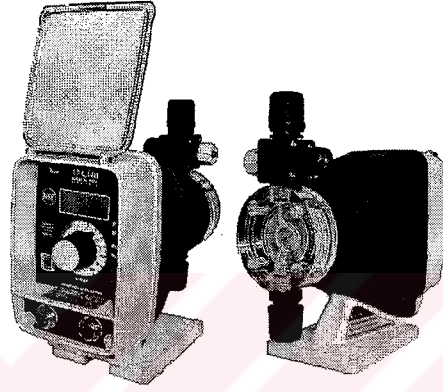
Şekil 2.3 Mekanik tahrikli diyafram pompası kesit resmi (Gorman-Rupp)



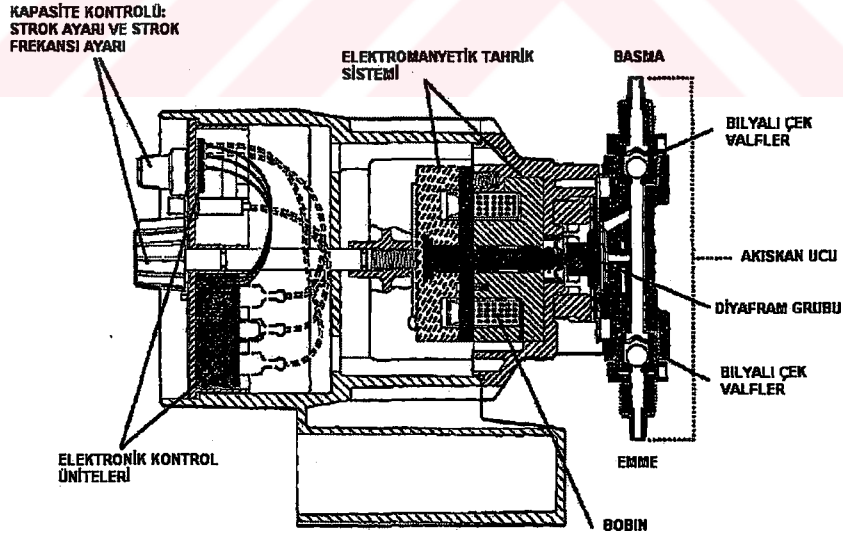
Şekil.2.4 Mekanik tahrikli diyafram pompası (Gorman-Rupp)

Elektromanyetik pompalar 80 bar basınç ve 0.1 ile 100 lt/saat debideki uygulamalarda kullanılır. Bu dozaj pompalarında bulunan elektromanyetik kontrol devresi, manyetik alan oluşturarak diyafram şaftına bağlı olan armatüre doğrusal hareket yaptırmak suretiyle pompalama meydana getirir. Herbir manyetik dalga sonucunda pompa bir basma stroğu

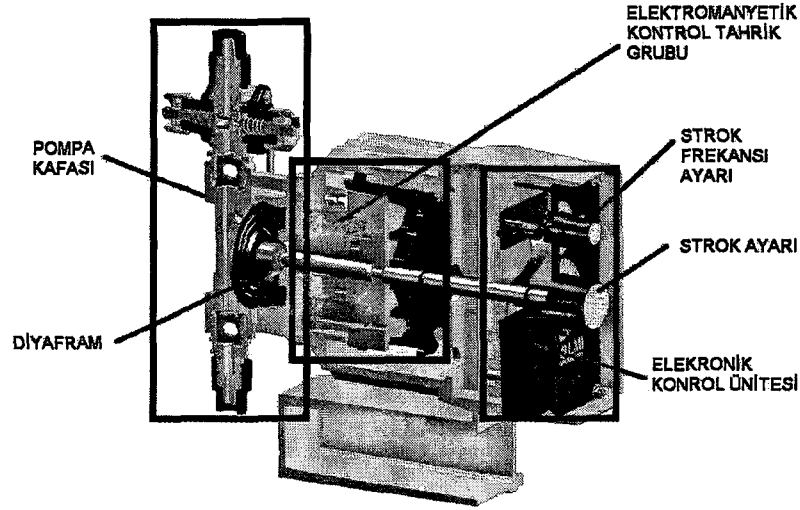
yapar. Basma stoğunun sonuna doğru yay sistemi devreye girerek diyafram grubunu eski pozisyonuna geri döndürür. Bu geriye dönüş emme stroğu olup, pompama odasına akışkan dolmasıyla sonuçlanır. Elektromanyetik dozaj pompasının önemli bir özelliği elektromanyetik kontrol sisteminin ayarlanarak, lineer hareketin frekansını yani bir saniyede yapılan strok sayısını değiştirebilmesidir. Strok frekansı ayarı pompanın modeline göre değişmekte olup 1 strok/sn ile 6000 strok/saat arasında değerler elde edilebilmektedir. Strok frekansın ayarına ilaveten bu pompaların strok mesafesini sıfır strok ile tam strok arasında ayarlama yeteneği de vardır.



Şekil 2.5 Elektromanyetik diyafram pompası (Milton-Roy Dosapro)



Şekil 2.6 Elektromanyetik diyafram pompası kesit resmi (Milton-Roy Dosapro)



Şekil.2.7 Elektromanyetik diyafram pompası 3B kesit resmi (Milton-Roy Dosapro)

Pompanın debi kontrolü için genellikle strok frekans kontrolü kullanılmaktadır. Bununla beraber strok mesafesi kontrolüyle de debi kontrolü yapılabilmekte, bu iki parametrenin birleşimiyle farklı sonuçlar elde edilebilmektedir. Elektronik kontrol sistemlerinde meydana gelen ilerlemeler neticesinde debi kontrolü bilgisayardan veya akış kontrol valflerinden yapılabilmektedir. Bununla beraber manual kontrolün hala tercih edildiği uygulamalar da mevcuttur.

Motor tahrikiyle çalıştırılan diyaframlı dozaj pompaları 10 - 1000 lt/saat debi ve 6 – 200 bar basınç aralığındaki uygulamalarda kullanılabilir. Mekanizma olarak kam mili veya krank mili mekanizmaları kullanılır.

### 2.3.2 Hidrolik Tahrikli Diyafram Pompaları

Hidrolik tahrikli diyafram pompaları 500 bar ' a kadar olan basınçlarda, kimyasalların enjeksiyonu ve transferinde kullanılır. Diyaframı hidrolik bir sistem tahrik ettiğinden, diyaframın tahrik ucundaki basınç dengelidir. Bu nedenle bu pompalar mekanik tahrikli pompalara nazaran daha az bakıma ihtiyaç duyarlar. Dozajlama toleransı ve tekrar edilebilirlik +/- % 1 mertebesindedir.

Diyafram tahriki, bir kanal içinde lineer olarak yataklanmış bir pistonun gidip gelme hareketiyle enerjilendiği hidrolik yağın basıncı ile sağlanır. Pistonun tahriki krank biyel mekanizması veya kam mekanizmasıyla sağlanır.

İşlem için gerekli olan pompa kapasitesi, (1) etkili strok uzunluğunun veya (2) strok hızının değiştirilmesiyle ayarlanabilir. Etkili strok uzunluğunun ayarlanabilmesi için üç yöntem uygulanmaktadır: (1) hidrolik hareket kaybı yöntemi, (2) mekanik hareket kaybı yöntemi ve (3) değişken eksantriklik yöntemi.

Debi uygulama aralığı 1 ile 100.000 lt / saat mertebesindedir. 100 lt / saat debinin üzerindeki uygulamalarda akış kararlılığının sağlanması ( akış dalgalanmalarının engellenmesi) için daha çok değişken eksantriklik yöntemi veya değişken strok hızı yöntemi kullanılmaktadır. Çünkü bu kapasite ayar yöntemleri akışta ani değişimler olmasına engel olurlar.

Mekanik tahrikli diyafram pompalarında olduğu gibi, çok çeşitli kimyasalların dozajı ve transferi yapılabilir. Kimyasallar ile temas eden yüzeylerde PVC, Polipropilen, PVDF, 316 SS, Alaşım 20 ve Alaşım C-22, Titanyum gibi malzemeler kullanılır. 300 bar 'a kadar olan uygulamalarda diyafram malzemesi olarak PTFE veya elastomer destekli PTFE kullanılır, 300 bar 'ın üstündeki uygulamalarda ise 316 SS, Alaşım C veya PEEK malzemeleri kullanılabilir. Asitlerin enjeksiyonu , pH kontrolü, çeşitli kimyasalların istenen oranda karıştırılması tipik uygulamalar arasındadır.

Hidrolik tahrikli diyaframlı dozaj pompaları akışkan uçlarının tasarımına göre üçe ayrılır:

- Disk diyaframlı dozaj pompası
- Tüp diyaframlı dozaj pompası
- Yüksek performans diyaframlı dozaj pompası

### **2.3.2.1 Disk Diyaframlı Dozaj Pompası**

Disk diyaframlı dozaj pompaları basma ucu tutucu plakası ve emme ucu tutucu plakalarıyla donatılmıştır. Bu iki plaka basma ve emme zamanlarında diyaframın aşırı bir şekilde yer değiştirerek hasar görmesini engeller.

#### ***Emme Stroğu***

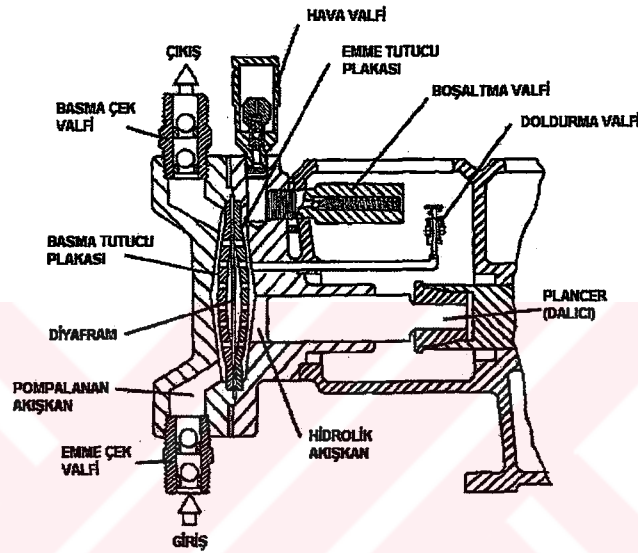
Plancer geri hareket ederken, vakum etkisiyle hidrolik akışkan pistonun boşalttığı hacme çekilir. Bu esnada diyafram geriye doğru hareket eder. Diyafram emme tutucu plakasına ulaştığında artık daha geri çekilemediğinden hidrolik yağ basıncı ani bir şekilde düşer. Bu ani vakum etkisi doldurma valfini harekete geçirerek hidrolik odasına yağ doldurmasını sağlar. Yani emme stroğunun sonunda hidrolik odasına yağ emilir. Hidrolik akışkan ucunda bu olaylar olurken pompalama odasına vakum meydana gelir, basılacak olan akışkan emme çekvalfi üzerinden içeri alınır. Vakum etkisiyle basma çek valfi kapanıp çıkış hattından akışkanın içeri girmesine izin vermez.

#### ***Basma Stroğu***

Plancer ileri doğru hareket ederken, basınç etkisiyle hidrolik akışkan diyaframın boşalttığı hacme dolar. Bu esnada diyafram ileriye doğru hareket etmektedir. Diyafram basma tutucu plakasına değdiği anda diyaframın hareketi engellendiğinden ani bir basınç yükselmesi meydana gelir. Bu basınç yükselmesini dengelemek için boşaltma valfi devreye girerek bir

miktar hidrolik akışkanı dışarı vermektedir. Yani basma stroğunun sonunda hidrolik odasına yağ emilir. Hidrolik akışkan ucunda bu olaylar olurken pompalama odasından dışarı akışkan pompalanır.

Emme stroğunda içeri emilen akışkan, basma tutucu plakasından süzülür ve bu süzülme esnasında viskoz kaybı ortaya çıkar. Basma stroğunda akışkan yine basma tutucu plakadan bu sefer ters yönde geçerek ikinci bir kayba uğrar.

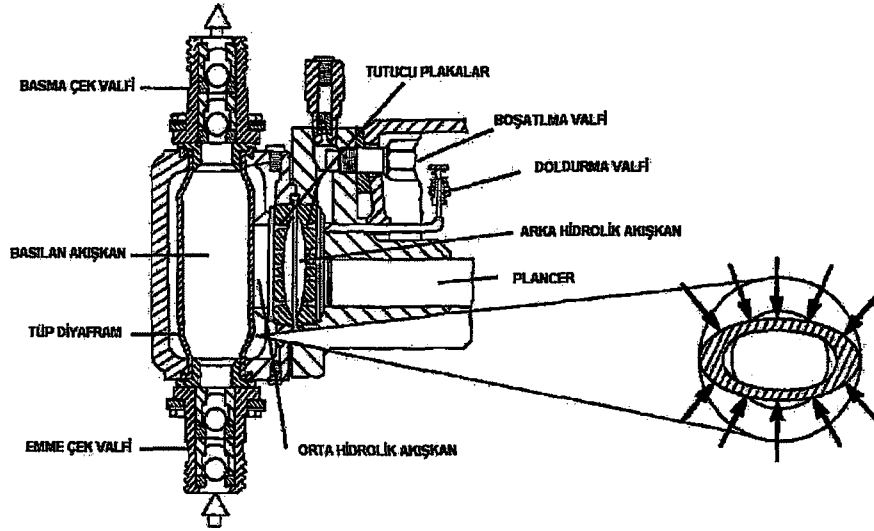


Şekil 2.8 Disk diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy Dosapro)

### 2.3.2.2 Tüp Diyaframlı Dozaj Pompası

Tüp diyaframlı dozaj pompasının tasarımı, disk diyaframlı dozaj pompasının ucuna bir modül eklenerek elde edilmiştir. Bu tasarımda pompalama odasına tüp şeklinde bir diyafram yerleştirilmiştir. Pompalanacak olan akışkan bu tüpün içine emilip basılmak suretiyle pompalama meydana getirilir. Tüp diyaframın etrafında basınç meydana gelirse, diyafram büzülerek pompalama yapar, vakum meydana getirilirse diyafram genişleyerek akışkan emişi yapar. Tüp diyaframın etrafındaki basıncın kontrolünü disk diyaframın hareketi sağlamaktadır. Disk diyaframın hareketini ise motor tahrikli bir plancer yapmaktadır.

Bu tasarımın avantajı düz bir yol izleyerek emilen akışkanın, düz bir yol izleyerek basılması bu şekilde viskoz kayıplarının en az seviyede tutulmasıdır. Dezavantajı ise sistemin daha pahalı bir sistem olmasıdır.



Şekil.2.9 Tüp diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy Dosapro)

### 2.3.2.3 Yüksek Performans Diyaframlı Dozaj Pompası

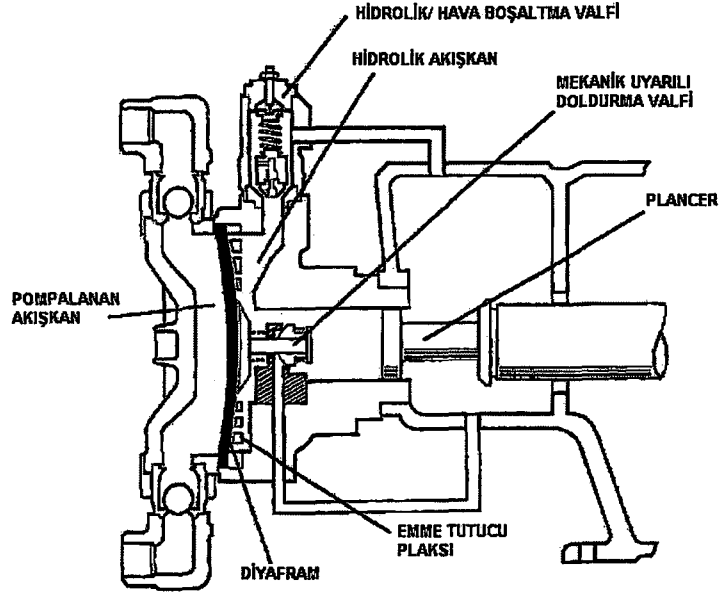
Bu tasarımla, basma tutucu plakası kullanımı elimine edilmiş, bu yolla emilen akışkanın , pompalama odasında viskoz kayıplara uğramadan pompalanmasını sağlanmıştır. Diyafram emme strokunda en son ölü noktaya gittiğinde mekanik kola çarparak doldurma valfinin açılmasını ve dolayısıyla hidrolik odasına akışkan alınmasını sağlar. Bu mekanik sistem sayesinde emme strokunun sonunda hidrolik odasına gereğinden fazla akışkanın alınması engellenmiş olur.

Emme stroku esnasında, pompalama ve hidrolik odalarındaki basınç 0.6 bar 'dan yukarıda olmalıdır. Aksi takdirde akışkanın buharlaşma basıncının altına düşen basınç ani buharlaşmalara neden olarak pompaya ciddi zarar verebilir.

Mekanik tahrikli diyafram pompalarında olduğu gibi, yüksek debilerde akış dalgalanmalarını engellemek ve kararlı akış sağlamak için çıkış portuna ve nadiren giriş portuna pulsasyon damperleri takılmalıdır.

### 2.3.2.4 Çift Diyaframlı Dozaj Pompası

Çift diyaframlı dozaj pompaları, zararlı maddelerin pompalandığı ve her ne koşulda olursa olsun sızdırmazlığın sağlanmasının gerekli olduğu uygulamalarda, yüksek bir çalışma güvenliği sağlar. Diyaframın aşınması bir görüntüleme sistemi ile izlenir. Bu sistem diyaframda aşınma başladığı anda bir elektrik sinyali ile emniyet uyarısı gönderir.

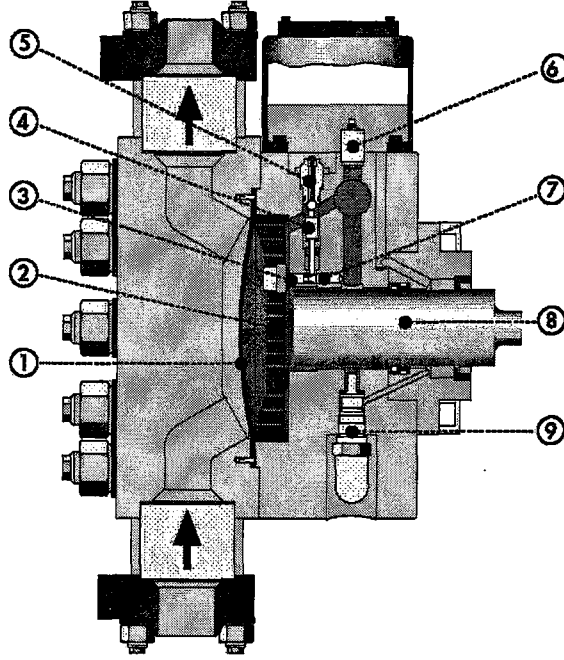


Şekil 2.10 Yüksek performans diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy Dosapro)

Çift diyaframlı modelde, iki diyafram arasında basınca duyarlı bir üçüncü disk bulunur. Diyaframlardan herhangi biri yırtıldığında, diyaframlar arasındaki basıncın arttığını algılayan bu diskten alınan sinyal ile aşınma anı hemen belirlenmiş olur.

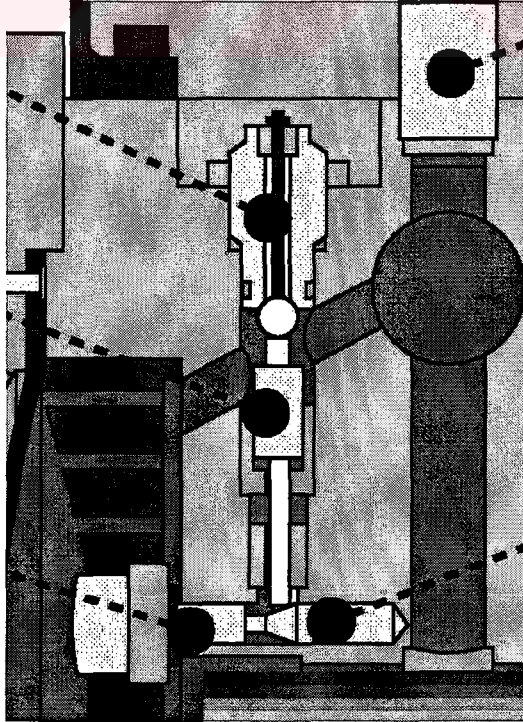
Bu modelde, yeniden doldurma valfinin kontrolü, kontrol pimi ile sağlanır. Emme strokunda (1)' nolu diyafram, (2)' nolu delikli plakaya vida ile bağlanmış olan (3)' nolu kontrol pimine çarpar. Bu çarpma ile kontrol pimi, (7)' nolu yayı yenerek ileri hareket eder. Şekil.2.12 ' de görüldüğü gibi kontrol pimi konik olarak imal edilmiştir. Bu koniğin üzerine (4)' nolu valf kolu bir yay ile bastırılmıştır. Kontrol piminin ileri hareketinde valf kolu, kontrol pimi koniğinin çapı düşük olan yerine kadar inerek, (5)' nolu yeniden doldurma valfini açar. Yeniden doldurma valfi açılınca, akışkan ucundaki vakum yukarıdaki yağ haznesinden gerekli yağı emer. Bu yeniden doldurma sistemi akışkan ucunun gereğinden fazla akışkanla doldurulmasını engeller.

Basınç emniyet valfi, basma strokunda akışkan odasında gereğinden yüksek basınç oluştuğunda açılarak basıncı düşürür. Sistemi yüksek basınçtan korur.



Şekil.2.11 Çift diyaframlı dozaj pompası (Bran+Luebbe)

- |                                     |                         |
|-------------------------------------|-------------------------|
| 1) Çift diyafram                    | 6) Hava boşaltma valfi  |
| 2) Delikli disk (Emme tutucu plaka) | 7) Yay                  |
| 3) Kontrol pimi                     | 8) Dalıcı (plunger)     |
| 4) Valf kolu                        | 9) Basınç emniyet valfi |
| 5) Yeniden doldurma valfi           |                         |



Şekil 2.12 Kontrol pimi detayı (Bran+Luebbe)

### 2.3.3 Pnömatik Tahrikli Diyafram Pompaları

Pnömatik tahrikli diyafram pompalarından en yaygın olanı çift diyaframlı (duplex) olan pompalardır. Bu tipte iki adet diyafram odası ve her odada bir diyafram olup, diyaframlar birbirlerine bağlayıcı kol ile bağlanmıştır. Bu nedenle birbirine bağlı diyaframlar eş zamanlı olarak aynı doğrultu boyunca hareket ederler. Sağ diyafram odasının arkasından verilen basınçlı hava, her iki diyaframı sağa doğru hareket ettirirken, sol diyafram odasındaki havanın atmosfere atılmasını sağlar. Strok tamamlandıktan sonra hava yön valfi bu sefer basınçlı havayı sol diyaframın arkasına sevk eder. Her iki diyafram sol yönde harekete geçerken sağ diyafram odasındaki hava atmosfere atılır.

### 2.4. Dozaj Pompalarında Kapasite Kontrolü

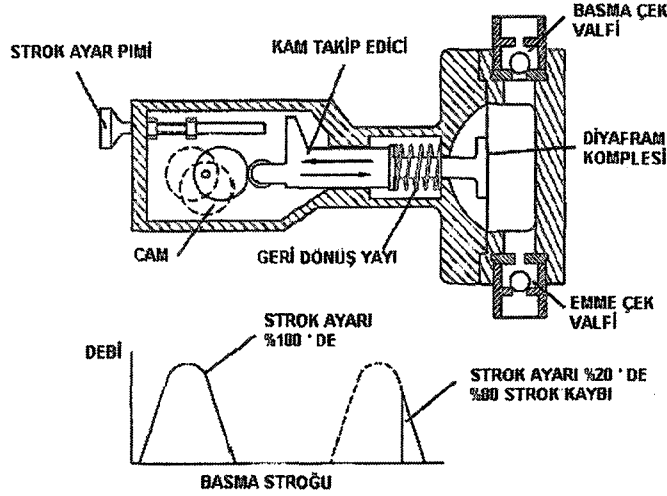
Endüstride, pompa kapasitesini ayarlamak için üç yöntem kullanılmakta olup bunlar sırasıyla: strok kaybı yöntemi, değişken eksantriklik yöntemi ve değişken hızlı AC veya DC motor tahriki yöntemi olarak adlandırılır.

#### 2.4.1. Strok Kaybı Yöntemi

Bu yöntemde bir kam mekanizması kullanılır. Motordan giren güç bir bir mil vasıtasıyla kamı döndürmekte ve dönen kam, kam takip edicisini tahrik etmektedir. Kam takip edicisi doğrusal olarak yataklanmış olup bir kol vasıtasıyla diyaframa bağlıdır. Diyafram kompleksi kam mili vasıtasıyla ileri, sıkışma yayı vasıtasıyla geri hareket ettirilir. Kam mili döndükçe kam takip edicisi gidip gelme hareketi yaparak diyaframa esneme hareketi yaptırır. Strok %100 'e ayarlı olduğu zaman, kam ile kam takip edici birbirinden arılmaksızın çalışarak sisteme gelme hareketi yaptırır, pompa bu şekilde çalıştırıldığı zaman hareket kaybı yoktur. Fakat, strok ayar pimi ileri hareket ettirildiğinde, kam takip edici geriye hareketini yaparken strok ayar pimine çarparak ani bir şekilde durur. Bu durma esnasında kamdan ayrılır ve kam dönüp yeniden gelinceye kadar yerinde kalır. Bu yerinde kalma bir hareket kaybı oluştururken diğer bir yandan pompalama odasının hacmini ayarlar. Kam dönünce, beklemekte olan kam takip edicisine çarparak ileriye doğru iter.

Yüksek debideki uygulamalarda, akış hatlarındaki akışkanın ani hızlanması ve ani yavaşlaması neticesinde meydana gelen akış dalgalanmaları nedeniyle dozaj pompasının tasarımına dikkat edilmelidir. Bu akış dalgalanmaları özellikle strok kayıp yöntemiyle dozajlama yapan pompalarda , diyaframın ani durması ve ani harekete geçmesiyle daha belirgin bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Akış dalgalanmaları istenmeyen bir durum olup, pompanın çıkışına pulsasyon damperi konularak engellenmeye çalışılır.

Düşük basınçlı uygulamalarda kullanılan dozaj pompalarına senede bir defa yapılan bakım yeterli olmakta iken yüksek basınç uygulamalarında diyaframın ve çek valflerin daha sık yenilenmesi gerekmektedir.



Şekil 2.13 Mekanik kayıp mekanizmalı diyaframlı dozaj pompası (Milton-Roy)

#### 2.4.2. Değişken Eksantriklik Yöntemi

Değişken eksantriklik kullanılarak, diyaframı tahrik eden tahrik kolunun yaptığı strok değiştirilmektedir. Bu yolla pompalama odasındaki hacim değiştirilebilmekte dolayısıyla pompanın kapasitesi değiştirilebilmektedir. Bu yöntemin strok kaybı yöntemine göre avantajı, pompa çalışması esnasında mekanik strok kaybı yöntemine nazaran ivmelenmeler daha yumuşak olmakta, dolayısıyla akış şoklarının meydana gelme riski azaltılmaktadır.

#### 2.4.3. Değişken Hızlı AC veya DC Motor Tahriki Yöntemi

Değişken hızlı motor tahriki yöntemiyle, plancer veya diyaframın bir saniyedeki strok sayısı değiştirilmektedir. Motor hızı düşürüldüğü zaman birim zamandaki strok sayısı azalacak, artırıldığı zaman ise birim zamandaki strok sayısı azalacaktır. Birim zamandaki strok sayısının artırılmasıyla pompa kapasitesi artacak, azaltılmasıyla ise pompa kapasitesi düşecektir. (Karassik vd. , 2001)

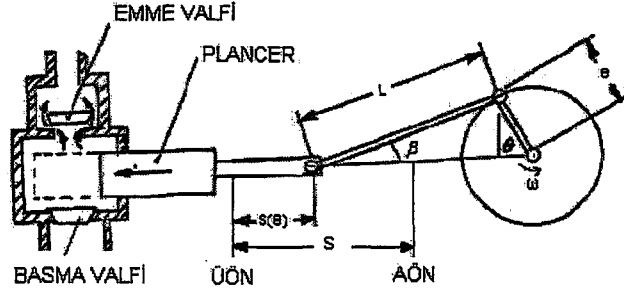
### 3 KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ DOZAJ POMPALARINDA UYGULANMASI

#### 3.1 Giriş

Krank-biyel mekanizması, plancerli ve diyaframlı dozaj pompalarında ağırlıklı olarak kullanılan bir mekanizmadır. Diyaframlı dozaj pompalarında diyaframın, plancerli dozaj pompalarında pistonun tahriki için krank milinden alınan dönme hareketi, biyel vasıtasıyla doğrusal gidip gelme hareketine dönüşür. Dozaj pompalarında değişken eksantrikli krank-biyel sistemi kullanılır.

Krank-biyel mekanizması ve dozaj pompası için ana parametreler aşağıdaki gibidir:

- $a$  : Piston ivmesi [ $m/sn^2$ ]
- $d$  : Piston çapı, [m]
- $e$  : Krank-biyel mekanizmasının eksen kaçıklığı (eksantriklik), [m]
- $f$  : Bir saniyede elde edilen strok sayısı (Strok frekansı) [Hz]
- $L$  : Biyel uzunluğu, piston-biyel mafsalı ekseninden, krank mili-biyel mafsalı eksenine olan mesafe, [m]
- $M$  : Krank mili dödürülme momenti [Nm]
- $m_a$  : Bir strokta pompalanan akışkanın kütlesi [kg]
- $n_{krank}$  : Krankın devir sayısı [dev/dak]
- $n_{motor}$  : Motor devir sayısı [dev/dak]
- $Q_{teorik}$  : Teorik debi [ $m^3/dak$ ]
- $r$  : Redüktör redüksiyon oranı
- $S$  : Strok , [m]
- $S(\theta)$  : Teta açısına göre biyel-piston mafsalının ÜÖN 'den olan uzaklığı , [m]
- $V$  : Dozaj pompasının bir devirde yaptığı dozajlama hacmi [ $m^3/dev$ ]
- $\beta$  : Beta, biyel açısı, [derece]
- $\theta$  : Teta, krank açısı, [derece]
- $\lambda$  : Biyel oranı
- $\mu$  : Piston ile silindir arasındaki sürtünme katsayısı
- $v$  : Piston hızı [ $m/sn$ ]
- $\rho$  : Pompalanan akışkanın yoğunluğu [ $kg/m^3$ ]
- $\omega$  : Krank milinin açısal hızı, [rad/sn]
- $P_a(\theta)$  : Pompalama odasındaki akışkan basıncı



Şekil 3.1 Krank biyel mekanizması (Pump Hand Book Mc GRAW-HILL)

$$\lambda = \frac{e}{L} \quad (3.1)$$

Strok, eksantrikliğin iki katıdır:

$$S = 2e \quad (3.2)$$

Şekil.3.1 ' de görülen mekanizmada pistonun stroğu  $S$  ,  $\lambda$  biyel oranının veya  $e$  eksantrikliğinin değiştirilmesiyle değiştirilebilir. Pistonun çapı  $d$  ve stroğu, pistonun bir strokta yer değiştirdiği akışkan hacmi olan  $V$  'yi aşağıdaki gibi belirler:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} S \quad [\text{m}^3/\text{dev}] \quad (3.3)$$

Krank mili bir defa döndüğünde, plancer bir emme ve bir basma stroğu yaptığından bir doz akışkanı pompalamış olur. Bu nedenle  $V$  ifadesi, teorik olarak dozaj pompasının bir devirde yaptığı dozajlama hacmidir. Krank mili  $n$  devri ile döndüğünde, dozaj pompasının teorik debisi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$Q_{\text{teorik}} = V n_{\text{krank}} \quad [\text{m}^3/\text{dak}] \quad (3.4)$$

$V$  ifadesi (3.4)' te yerine konulduğunda:

$$Q_{\text{teorik}} = \frac{\pi d^2}{2} e n_{\text{krank}} \quad [\text{m}^3/\text{dak}] \quad (3.5)$$

$$n_{\text{krank}} = \frac{n_{\text{motor}}}{r} \quad (3.6)$$

elde edilir. (3.5) ' ten çıkan sonuca göre krank-biyel mekanizmasıyla tahrik edilen dozaj pompalarında kapasite, eksantriklik ve krank mili devir sayısının bir fonksiyonudur. Yani krank-biyel mekanizmasıyla tahrik edilen dozaj pompalarının debi (kapasite) kontrolü, sistemdeki iki parametrenin değiştirilmesiyle yapılabilir:

- Strok kontrolü : Strok kontrolü, mekanizmanın strok mesafesinin ayarlanmasıdır.
- Strok frekansı kontrolü : Bir saniyede elde edilen strok sayısının ayarlanmasıdır.

$$f = \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (3.7)$$

Strok kontrolü eksantrikliğin, strok frekansı kontrolü krank mili devir sayısının değiştirilmesiyle yapılır.

### 3.2. Krank Mekanizmasının Kinematığı

Bu bölümde, girişte tanımlanan  $\theta$  krank mili açısına göre, pistonun gidip gelme hareketinin kinematik analizi ve örnek bir hesaplama yapılacaktır. Pistonun kinematik analizi üç ögeden oluşur: (1) pistonun  $\theta$  açısına göre stroğu, (2) hızı ve (3) ivmesidir. (Kolechin, Demidow 1984)

#### 3.2.1 Piston Stroğu

Krank-biyel mekanizmasıyla çalışan bir dozaj pompasında pistonun stroğu, krank açısı  $\theta$  ve biyel açısı  $\beta$ ' ya bağlı olacak şekilde aşağıdaki gibi formüle edilir:

$$S(\theta, \beta) = e \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad (3.8)$$

Hesaplama kolaylığı açısından, pistonun hareketinin sadece  $\theta$  krank açısına bağlı olması daha uygundur. (3.9) ifadesinin ilk iki terimi (3.8) ' de yerine konulursa, sadece  $\theta$  ' ya bağlı (3.10) ifadesi elde edilir.

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \theta - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \theta - \dots \quad (3.9)$$

$$S(\theta) = e \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.10)$$

(3.10) ifadesinden  $\theta$  ' nın muhtelif değerleri için aşağıdaki eşitlikler elde edilebilir.

$$\theta=0^\circ \text{ için } S_{0^\circ} = 0 \quad (3.11)$$

$$\theta=90^\circ \text{ için } S_{90^\circ} = e.(1 + \frac{\lambda}{2}) \quad (3.12)$$

$$\theta=180^\circ \text{ için } S_{180^\circ} = 2e \quad (3.13)$$

Pompa  $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$  krank açısı boyunca emme,  $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$  krank açısı boyunca basma stroğu yapacaktır. Şekil.3.2 'de (3.10) eşitliği kullanılarak,  $e=0,003 \text{ m}$  ve  $L=0,025 \text{ m}$  için  $S=f(\theta)$  diyagramı bastırılmıştır.

### 3.2.2 Piston Hızı

Sabit devirle dönen bir dozaj pompasında, pistonun hızı sadece  $\theta$  krank açısına ve  $\lambda$  biyel oranına bağlıdır. Pistonun hızı, stroğun zamana göre değişiminin türevidir.

$$v = \frac{dS}{dt} \text{ [m/sn]} \quad (3.14)$$

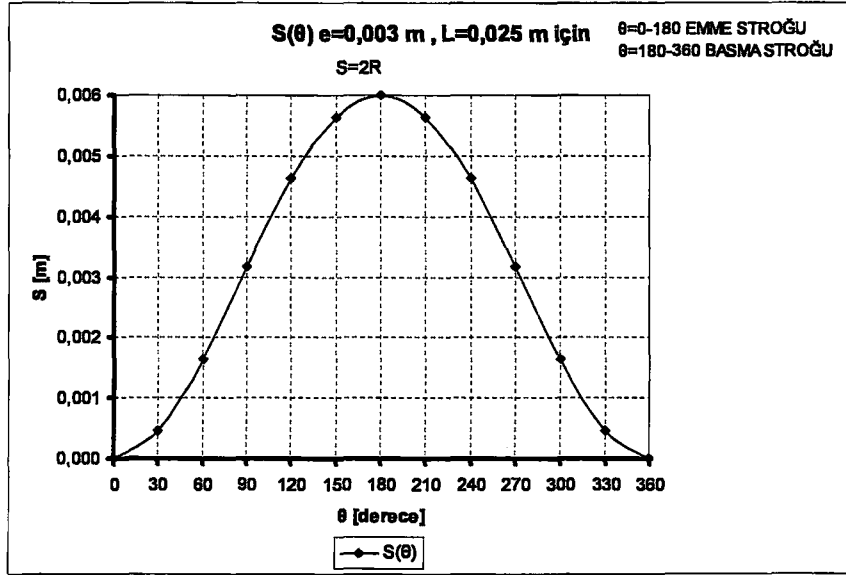
İfade (3.14) ' nin pay ve paydası  $d\theta$  ile çarpılıp düzenlenirse (3.15) elde edilir.

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \frac{dS}{d\theta} \quad (3.15)$$

(3.16) ve (3.17) ifadeleri (3.15) ' te yerine konulursa (3.18) elde edilir.

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (3.16)$$

$$S(\theta) = e \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.10) \text{ idi}$$



Şekil 3.2  $e=0,003$  m  $L=0,025$  m için plancer stroğu (S) – krank açısı ( $\theta$ ) diyagramı

$$\frac{dS}{d\theta} = e \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad (3.17)$$

$$v(\theta) = \omega e \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \text{ [m/sn]} \quad (3.18)$$

(3.18) ifadesinden de anlaşıldığı üzere emme stroğunun sonu yani  $\theta=180^\circ$  'de ve basma stroğunun sonu yani  $\theta=0^\circ$  'de pistonun hızı sıfır olacaktır. Muhtelif  $\theta$  değerlerine karşılık gelen plancer hızları aşağıda verilmiştir:

$$\theta=0^\circ \quad v_0 = 0 \quad (3.19)$$

$$\theta=90^\circ \quad v_{90} = e\omega \quad (3.20)$$

$$\theta=180^\circ \quad v_{180} = 0 \quad (3.21)$$

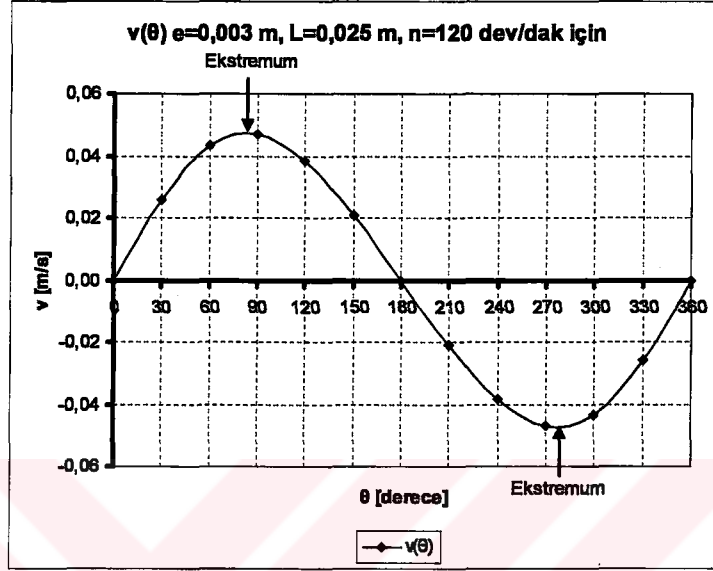
$$\theta=270^\circ \quad v_{270} = -e\omega \quad (3.22)$$

Pistonun maksimum hızı  $0 < \theta < 90^\circ$  ve  $360 > \theta > 270^\circ$  aralıklarında gözlenir ve yaklaşık olarak (3.23) 'te verilmiştir. Pistonun maksimum hızının gözleendiği krank açısı (3.24) ifadesini sıfır yapan  $\theta$  değeridir.

$$v_{\max} \approx \omega e \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (3.23)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = \omega.e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.24)$$

Şekil.3.3 'te (3.18) eşitliği kullanılarak,  $e=0,003 \text{ m}$  ve  $L=0,025 \text{ m}$  için  $v=f(\theta)$  diyagramı bastırılmıştır.



Şekil 3.3  $e=0,003 \text{ m}$   $L=0,025 \text{ m}$  için plancer hızı ( $v$ ) – krank açısı ( $\theta$ ) diyagramı

### 3.2.3 Piston İvmelenmesi

Pistonun ivmesi, hızın zamana göre değişiminin türevi olup (3.25) ifadesiyle tanımlanmıştır:

$$a = \frac{dv}{dt} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (3.25)$$

İfade (3.25) ' in pay ve paydası  $d\theta$  ile çarpılıp düzenlenirse (3.24) elde edilir.

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \frac{dv}{d\theta} \quad (3.26)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = \omega.e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.24) \text{ idi.}$$

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (3.16) \text{ idi.}$$

(3.22) ve (3.16) ifadeleri (3.26) ' da yerine konulursa (3.27) elde edilir.

$$a(\theta) = \omega^2 \cdot e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.27)$$

Maksimum plancer ivmelenmesi  $\theta=0^\circ$  ve  $\theta=360^\circ$  ' de meydana gelmektedir.

$$a_{maks} = \omega^2 \cdot e(1 + \lambda) \quad (3.28)$$

Minimum plancer ivmelenmesi :

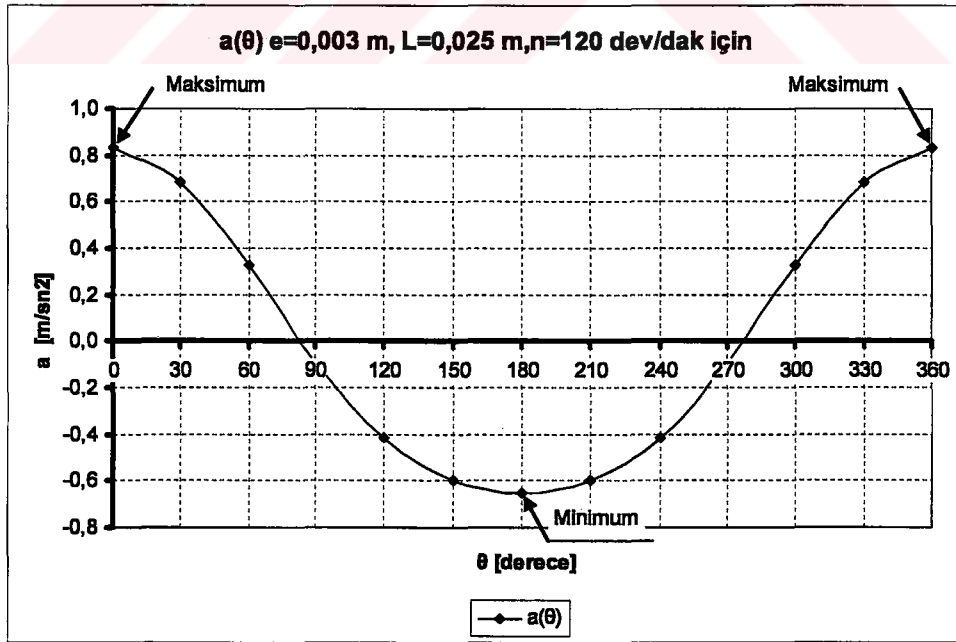
$\lambda < 0.25$  aralığında  $\theta=180^\circ$  ' de (3.29) ifadesine göre ,

$$a_{min} = -\omega^2 \cdot e(1 - \lambda) \quad (3.29)$$

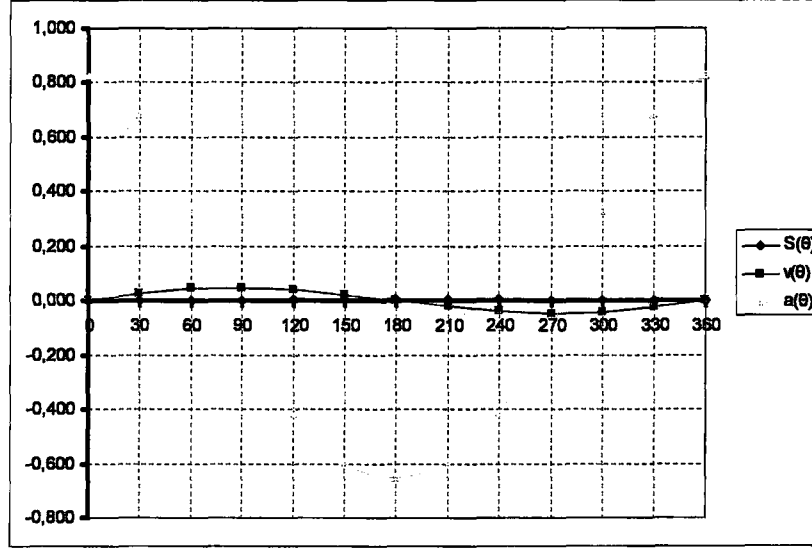
$\lambda > 0.25$  aralığında  $\theta = \arccos(-1/4 \lambda)$  ' da (3.30) ifadesine göre ortaya çıkmaktadır.

$$a_{min} = -\omega^2 \cdot e \left( \lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) \quad (3.30)$$

Şekil 3.4 'te (3.27) eşitliği kullanılarak,  $e=0,003$  m ve  $L=0,025$  m için  $a=f(\theta)$  diyagramı bastırılmıştır. Şekil.3.5 ' te ise ayrı ayrı basılan  $S(\theta)$  ,  $v(\theta)$  ve  $a(\theta)$  diyagramları birleştirilip verilmiştir.



Şekil 3.4  $e=0,003$  m  $L=0,025$  m için plancer ivmelenmesi ( $a$ ) – krank açısı ( $\theta$ ) diyagramı



Şekil 3.5  $S(\theta)$ ,  $v(\theta)$ ,  $a(\theta)$  diyagramları

### 3.3 Krank Mekanizmasının Dinamiği

Bir dozaj pompasında, motordan alınan dönme hareketinin doğrusal harekete dönüşümü aşamasında meydana gelen atalet kuvvetleri, mafsallarda meydana gelen kuvvetler ve momentler, silindir-plancer arasındaki sürtünme kuvvetleri  $\theta$  krank mili açısına göre hesaplanır. Çünkü pompanın çalışması esnasında, krank-biyel sistemine etki eden kuvvet ve momentler,  $\theta$  açısına göre yön ve şiddet değiştirir.

#### 3.3.1 Mekanizma Kütlelerinin Bölüştürülmesi

Krank biyel mekanizmasında dinamik analiz yapılabilmesi için, mekanizma parçalarının kütleleri, doğrusal hareket eden kütleler ve dönen kütleler olarak iki gruba ayrılır. Bu kütleler mekanizmanın her iki mafsalına indirgenmiş, gerçek krank biyel mekanizmasının eşdeğer bir modeldir. Dinamik analizde kullanılan semboller aşağıdaki gibidir:

- $L$  :Biyel uzunluğu, plancer-biyel mafsalı ekseninden, krank mili-biyel mafsalı eksenine olan mesafe, [m]
- $L_p$  :Biyel ağırlık merkezinden plancer mafsalına olan mesafe, [m]
- $L_k$  :Biyel ağırlık merkezinden krank mafsalına olan mesafe, [m]
- $m_p$  :Plancer grubunun kütlesi, [kg]
- $m_k$  :Krank grubunun eksenden kaçık kütlesi, [kg]
- $m_b$  :Biyel grubunun kütlesi, [kg]
- $m_{b,p}$  :Plancer mafsalına indirgenmiş biyel grubu kütlesi, [kg]
- $m_{b,k}$  :Krank mafsalına indirgenmiş biyel grubu kütlesi, [kg]
- $m_{t,p}$  :Plancer mafsalına indirgenen toplam kütle, [kg]

$m_{t,k}$  :Krank mafsalına indirgenen toplam kütle, [kg]

Plancer grubunun kütlesi  $m_p$  , plancer mafsalı eksenine indirgenir. Biyel grubunun kütlesi  $m_b$  hem plancer-biyel mafsalına hem de biyel-krank mili mafsalına (3.31) ve (3.32) ifadelerine göre indirgenir.

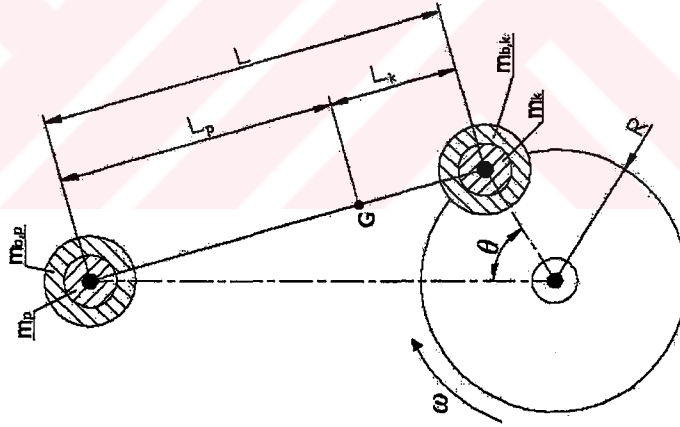
$$m_{b,p} = (L_k / L) m_b \quad (3.31)$$

$$m_{b,k} = (L_p / L) m_b \quad (3.32)$$

Böylece mekanizmanın, biyel-plancer ve biyel-krank mafsalına indirgenmiş toplam kütleler sırasıyla (3.31) ve (3.32) ifadelerine göre bulunmuş olur.

$$m_{t,p} = m_p + m_{b,p} \quad (3.33)$$

$$m_{t,k} = m_k + m_{b,k} \quad (3.34)$$



Şekil 3.6. Krank-biyel mekanizmasında indirgenen kütleler

### 3.3.2 Atalet Kuvvetleri

Atalet kuvvetleri, mekanizma mafsalına indirgenmiş olan iki kütle grubunun ataletinden meydana gelir:

- $a(\theta)$  ivmesiyle doğrusal gidip gelme hareketi yapan  $m_{t,p}$  kütlesi
- $\omega$  açısal hızıyla dönme hareketi yapan  $m_{t,k}$  kütlesi

$F_d(\theta)$  : Doğrusal olarak gidip gelme hareketi yapan kütlelerin meydana getirdiği atalet kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi, [N]

$F_m$  : Dönme hareketi yapan kütlelerin meydana getirdiği atalet kuvveti, [N]

$F_a(\theta)$  : Proses akışkanı kuvveti, [N]

$a(\theta)$  ifadesi kinematik analiz ile (3.27) ifadesiyle elde edilmiştir. Bu eşitlik pistonun ivmelenmesini ifade ettiğinden, plancer-biyel mafsalına indirgenmiş olan kütle ile  $a(\theta)$  çarpımından plancer mafsalındaki atalet kuvveti (3.35) ve (3.36) ifadeleriyle elde edilir. Atalet kuvveti vektörü, hareket vektörüne göre ters doğrultuya sahip olduğundan (3.35) ve (3.36) ifadelerinin başına (-) işareti gelir.

$$F_d(\theta) = -m_{t,p}.a(\theta) \quad (3.35)$$

$$a(\theta) = \omega^2 e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.27) \text{ idi}$$

$$F_d(\theta) = -m_{t,p}.\omega^2 e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.36)$$

Doğrusal hareket eden kütlelerin meydana getirdiği atalet kuvveti,  $F_{d1}$  ve  $F_{d2}$  şeklinde birincil ve ikincil kuvvetlere ayrılabilir:

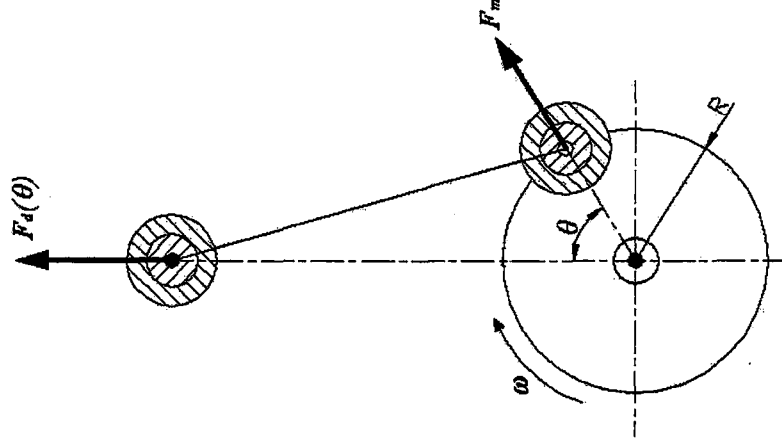
$$F_d = F_{d1} + F_{d2} = -(m_{t,p}.e.\omega^2.\cos \theta + m_{t,p}.e.\omega^2.\lambda.\cos 2\theta) \quad (3.37)$$

$\omega$  açısal hızı ile dönme hareketi yapan  $m_{t,k}$  kütlesi  $F_m$  merkezkaç kuvvetini meydana getirir.  $m_{t,k}$  bileşenleri olan  $m_k$  ve  $m_{b,k}$  kütleleri merkezkaç kuvvetini iki bileşene ayırır:

$$F_m = m_{t,k}.e.\omega^2 \quad (3.38)$$

$$F_m = m_k.e.\omega^2 + m_{b,k}.e.\omega^2 \quad (3.39)$$

Değişken eksantrikli strok ayar mekanizmasına sahip dozaj pompalarında, krank milinin açısal hızı  $\omega$  genellikle sabit tutulur. Çünkü dozaj hacmi eksantriklikle ayarlanabilmektedir. Fakat  $\omega$  'nın değişken olduğu uygulamalarda mevcut olup  $\omega$ , servo motor, invertörlü motor, şanzuman veya varyatör sistemi ile değiştirilebilir. Günümüzdeki uygulamalarda  $\omega$  'ın servo motorla kontrolü yaygındır.



Şekil 3.7 Atalet kuvvetleri

### 3.3.3 Krank-Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler

Krank-biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler, pompanın emme ve basma strokunda farklılık gösterir. Daha önce de belirtildiği üzere kuvvetlerin yönleri ve şiddetleri  $\theta$  açısına göre değişmektedir.

Buna ek olarak, pompa basma stroğunda iken bir önceki strokta emilen akışkanın pompalanması esnasında akışkan bir direnç gösterir. Bu direnç pistonun ivmelenmesinin, pompalama odasındaki akışkanın ivmelenmesine eşit olduğu kabul edililerek, yine  $\theta$  'ya bağlı olarak hesaplanabilir.

Basma stroğunda yerdeğiştirilen akışkanın kütlesi  $m_a$  :

$$m_a = V \cdot \rho \quad (3.40)$$

$m_a$  kütesinin  $a(\theta)$  ivmesi ile ivmelendiği kabul edilirse, akışkanın  $\theta$  krank açısına bağlı olarak atalet kuvveti  $m_a \cdot a(\theta)$  olarak elde edilir. Pompalama odasındaki akışkanın basıncı bu kuvvete eklenirse

$$F_a(\theta) = m_a \cdot a(\theta) + P_a(\theta) \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.41)$$

#### 3.3.3.1 Basma Stroğu

Basma stroğunda krank-biyel sistemine etki eden ana üç unsur şöyledir:

- Atalet ve akışkan kuvvetleri  $F_m$ ,  $F_d(\theta)$  ve  $F_a(\theta)$  ;
- $M$  [Nm] momenti ile dönen krankın meydana getirdiği  $F_c$  [N] çevresel kuvveti,
- Plancer ile silindir arasındaki  $F_s$  [N] sürtünme kuvveti.

Bu kuvvetlerin mekanizmaya etkileri Şekil 3.8 ' de gösterilmiştir. Basma stroğu  $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$  aralığında meydana geldiğinden aşağıdaki formüller sadece  $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$  için geçerlidir.

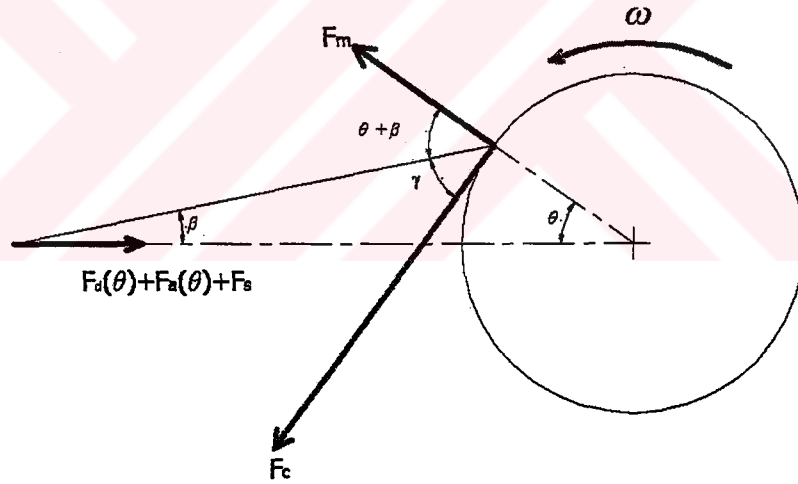
Tüm analiz boyunca formüllerin  $\theta$  krank açısına bağlı olması ilerideki hesaplamaları kolaylaştıracaktır. Bu nedenle,  $\beta$  ve  $\gamma$  'nın  $\theta$  'ya bağlı olarak ifade edilmesi gerekir:

$$\beta = \text{Arc cos} \left( 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta - \frac{1}{2 \times 4} \lambda^4 \sin^4 \theta \dots \right) \quad (3.42)$$

$$\gamma = 90^\circ - \theta - \beta \quad (3.43)$$

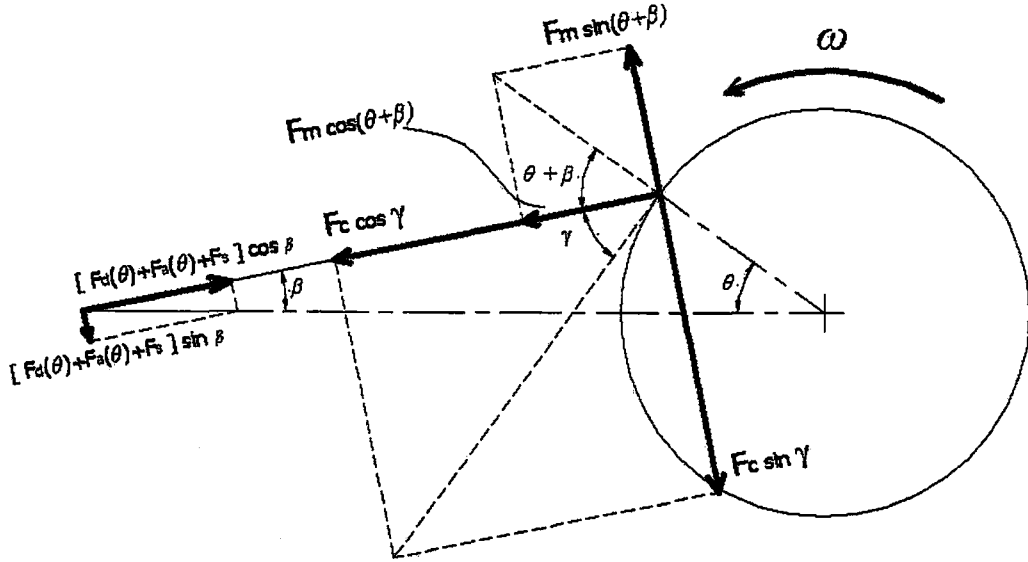
$$\gamma = 90^\circ - \theta - \text{Arc cos} \left( 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta \right) \quad (3.44)$$

$$F_c = \frac{M}{e} \quad (3.45)$$



Şekil 3.8 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (a)

Sisteme etki eden kuvvetler, trigonometrik bağıntılar yardımıyla, biyel eksenine göre bileşenlerine ayrılırsa Şekil 3.9 ' daki durum elde edilir:



Şekil 3.9 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (b)

$F_{k,toplam}$  : krank-biyel mafsalındaki bileşke kuvvet [N]

$F_{k,toplam}$  kuvveti,  $F_m$  ve  $F_c$  kuvvetlerinin bileşkesi olup şiddeti sabit ve doğrultusu değişkendir, dolayısıyla vektörel olarak değişkendir.  $F_{k,toplam}$  kuvveti biyel eksenine göre bileşenlerine ayrılırsa Şekil.3.9 ' deki durum elde edilir.  $F_{k,toplam}$  kuvvetinin biyel eksenine göre bileşenlerinin değişimi (3.47) ifadesiyle verilmiştir.

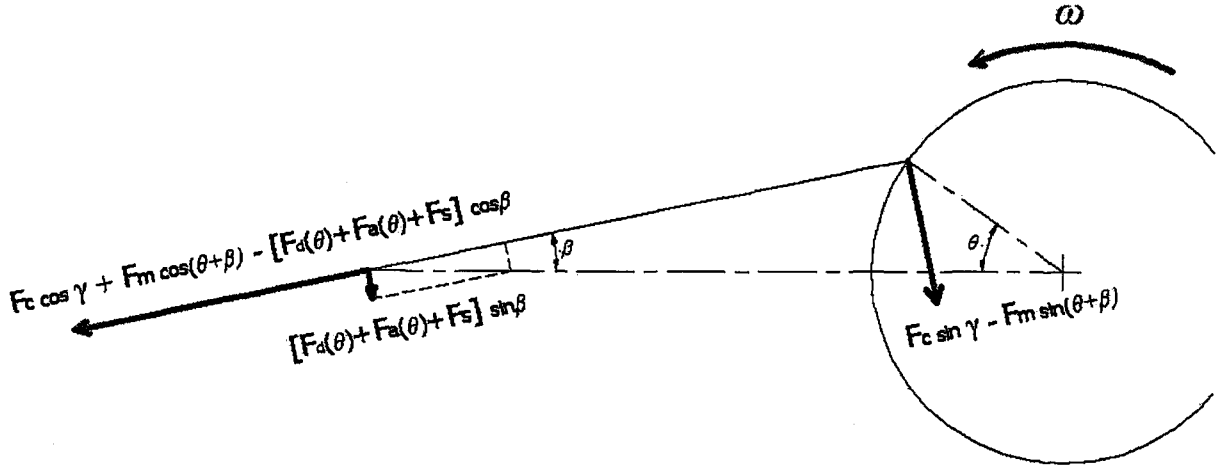
$$F_{k,toplam} = \sqrt{F_m^2 + F_c^2} \quad (3.46)$$

$$F_{k,toplam} = \sqrt{(F_c \cos \gamma + F_m \cos(\theta + \beta))^2 + (F_c \sin \gamma - F_m \sin(\theta + \beta))^2} \quad (0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ) \quad (3.47)$$

Bileşenlerine ayrılan kuvvetlerden  $F_c \cos \gamma + F_m \cos(\theta + \beta)$  kuvveti vektörel olarak plancer mafsalına taşınırsa Şekil 3.10 ' daki durum elde edilir. Bu aşamada biyeli basmaya zorlayan kuvvetin krank açısına göre değişimi elde edilmiş olur.

$F_{b,B}(\theta, \beta, \gamma)$  : Biyeli basmaya çalışan kuvvetin değişimi [N]

$$F_{b,B}(\theta, \beta, \gamma) = F_c \cos \gamma + F_m \cos(\theta + \beta) \quad (0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ) \quad (3.48)$$



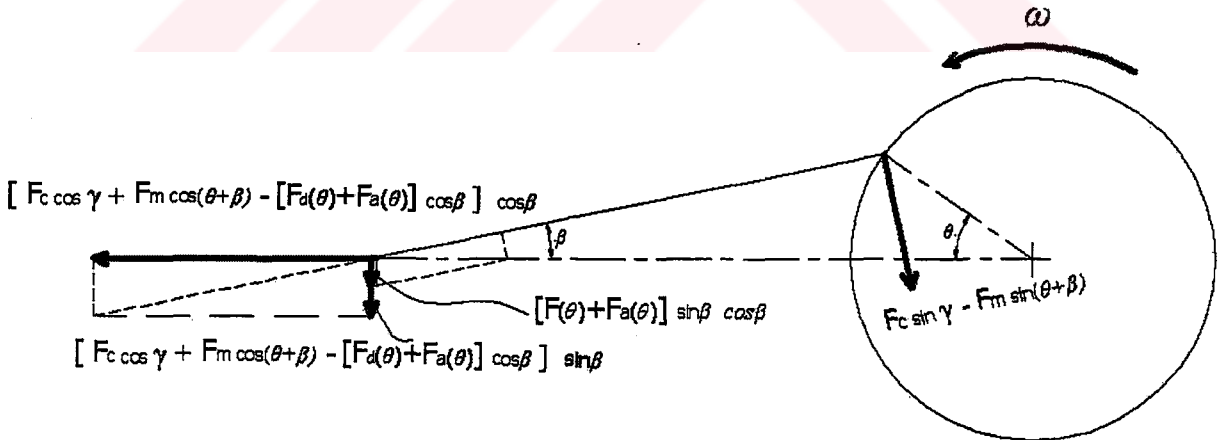
Şekil 3.10 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (c)

$F_{p,toplam}$  : Plancer-biyel mafsalıdaki bileşke kuvvet [N]

$$F_{p,toplam} = \sqrt{[F_{b,B} - (F_d(\theta) + F_a(\theta) + F_s) \cos \beta]^2 + [(F_d(\theta) + F_a(\theta) + F_s) \sin \beta]^2} \quad (3.49)$$

$(0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ)$

Silindire radyal olarak etki eden  $F_N(\theta, \beta, \gamma)$  kuvveti Şekil 3.11 'de gösterilmiştir.  $F_N(\theta, \beta, \gamma)$  kuvvetinin, silindir plancer arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu$  ile çarpımı sonucunda  $F_s(\theta, \beta, \gamma)$  sürtünme kuvveti elde edilir.



Şekil3.11 Basma stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (d)

$F_N(\theta, \beta, \gamma)$  : Silindire radyal olarak etki eden kuvvet [N]

$F_s(\theta, \beta, \gamma)$  : Silindirle plancer arasındaki sürtünme kuvveti [N]

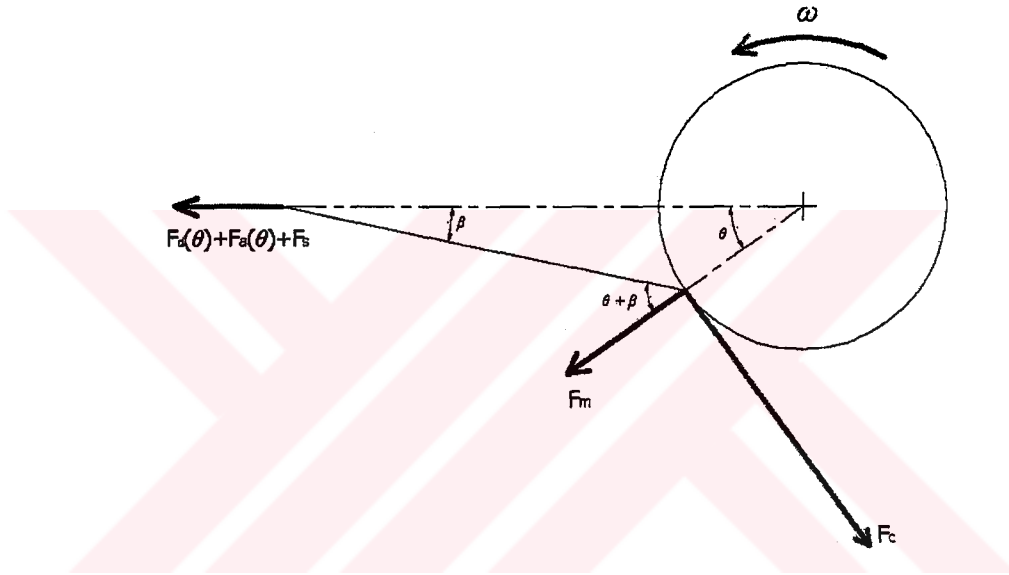
$\mu$  : Plancer ile silindir arasındaki sürtünme katsayısı

$$F_N(\theta, \beta, \gamma) = [F_c \cdot \cos \gamma + F_m \cdot \cos(\theta + \beta) - [F_d(\theta) + F_a(\theta)] \cos \beta] \sin \beta + [F(\theta) + F_a(\theta)] \sin \beta \cos \beta \quad 0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ \quad (3.50)$$

$$F_s(\theta, \beta, \gamma) = \mu \cdot F_N(\theta, \beta, \gamma) \quad (3.51)$$

### 3.3.3.2 Emme Stroğu

Emme stroğunda kuvvetlerin doğrultuları değişmektedir. Mekanizmaya etki eden unsurlar aynıdır. Emme stroğu  $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$  aralığında meydana geldiğinden bu bۆlümde verilen formüller  $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$  için geçerlidir.



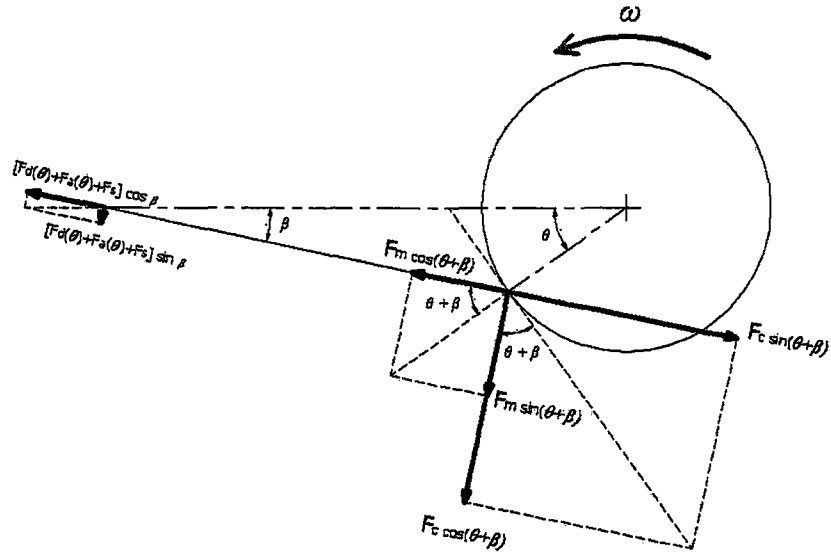
şekil 3.12 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (a)

Mekanizmaya etki eden kuvvetlerin, trigonometrik bağıntılar yardımıyla, biyel eksenine göre bileşenleri alınırşa şekil.3.13 ' teki durum elde edilir:

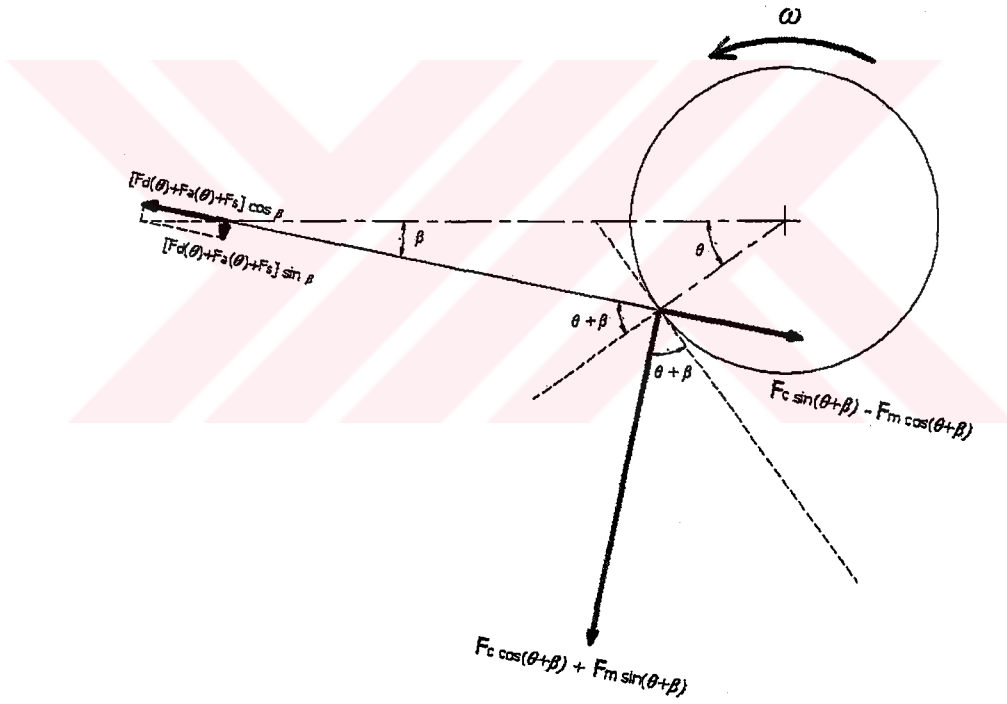
$$F_N(\theta, \beta) = [F_c \sin(\theta + \beta) - F_m \cos(\theta + \beta) - (F_d(\theta) + F_a(\theta)) \cos \beta] \sin \beta + [F_d(\theta) + F_a(\theta)] \sin \beta \cos \beta \quad 180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (3.52)$$

$$F_s(\theta, \beta) = \mu \cdot F_N(\theta, \beta) \quad \text{idi (3.51)}$$

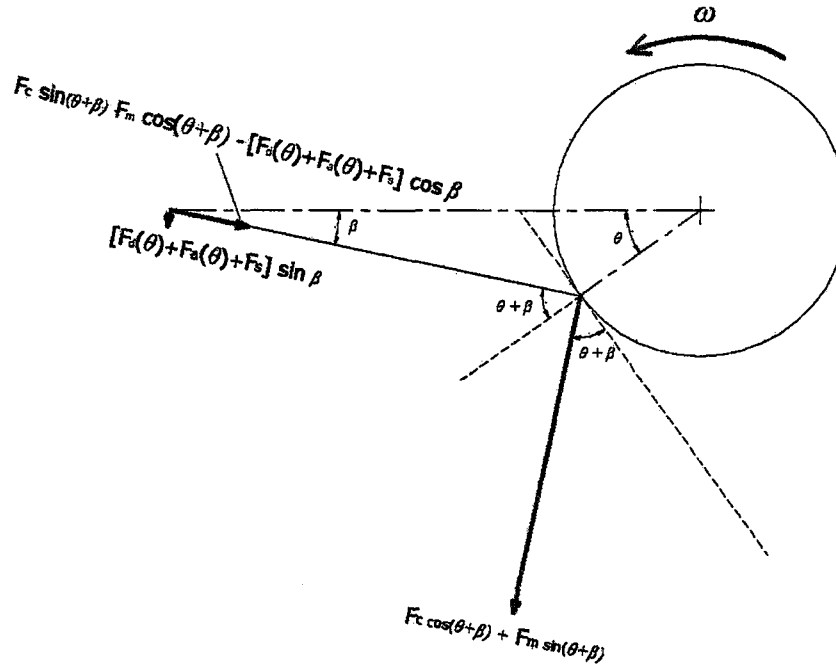
Bileşkesi alınan kuvvetler, plancer ve krank mafsalında vektörel olarak toplanırşa şekil.3.14 ' teki kuvvet dağılımını elde edilir.



Şekil 3.13 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (b)



Şekil 3.14 Emme stroğunda krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler (c)



Şekil 3.15 Emme Stroğunda Krank Biyel Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler (d)

$F_{b,\zeta}$  : Biyeli çekmeye çalışan kuvvet [N]

$$F_{b,\zeta} = F_C \sin(\theta + \beta) - F_m \cos(\theta + \beta) \quad 180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (3.53)$$

$F_{p,toplam}$  : Plancer-biyel mafsalındaki bileşke kuvvet [N]

$$F_{p,toplam} = \sqrt{[F_{b,\zeta} - [F_d(\theta) + F_a(\theta) + F_s] \cos \beta]^2 + [(F_d(\theta) + F_a(\theta) + F_s) \sin \beta]^2} \quad (3.54)$$

$$180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$$

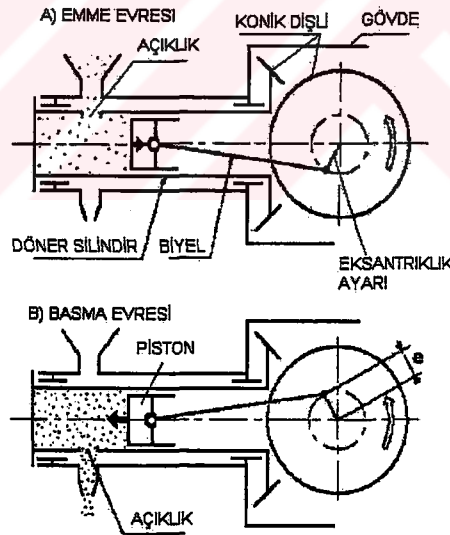
## 4 KİNEMATİK VE DİNAMİK ANALİZ

### 4.1 Giriş

Bu bölümde, bir önceki bölümde anlatılan kinematik ve dinamik analiz teorisine uygun olarak pistonlu tip bir dozaj pompasının analizi yapılacaktır. Kinematik analiz, piston konumunun, hızının ve ivmesinin, dinamik analiz ise krank biyel mekanizması mafsallarında meydana gelen kuvvetlerin krank açısına göre değişimini inceler.

### 4.2 Pompanın Çalışma Prensibi ve Teknik Özellikleri

Motor redüktör sisteminden tahrik alan ve üzerinde eksenden kaçık bir krank grubu bulunduran bir konik dişlisine, biyel ile bağlanmış olan piston doğrusal gidip gelme hareketi yaparak emme ve basma stroklarını meydana getirir. Döner silindirin üzerinde bulunan bir geçit emme evresinde yukarıya, basma evresinde aşağıya gelir. Dolayısıyla pompa emme stroku yaparken döner silindir çıkış hattını kapatıp, emme hattını açar, basma strokunda da emme hattını kapatıp basma hattını açar. Döner silindir hareketini konik dişli sisteminden almakta ve krank ile aynı hız ile dönmektedir.



Şekil 4.1 Analiz edilecek sistemin çalışma prensibi

Dozaj pompasının teknik özellikleri Çizelge 4.1 'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Dozaj pompasının teknik özellikleri

$e$ [m]	0 ~ 0,042
$L$ [m]	0,2195
$d$ [m]	0,080
$n_{motor}$ [dev/dak]	1500
$P_{motor}$ (kW)	1,1
$r$	41,170

Strok eksantrikliğin iki katı olup, pompada değişken eksantriklik olduğundan strok  $0 \sim 2e$  arasında değişecektir:

$$S = 2e$$

$$S = 2 \cdot 0,042 = 0,084 \text{ m}$$

$$S : 0 \sim 0,084 \text{ m}$$

Biyel oranı  $\lambda$  da eksantrikliğin değişmesiyle  $0 \sim e/L$  arasında değişecektir:

$$\lambda = \frac{e}{L} = \frac{0,042}{0,259} = 0,191$$

$$\lambda : 0 \sim 0,191$$

Pistonun bir strokta yer değiştirdiği akışkan hacmi olan  $V$ , stroğun değişmesiyle farklı değerler alacaktır:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} S$$

$$V = \frac{\pi 0,080^2}{4} \cdot 0,084 = 0,422 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{dev}$$

$$V : 0 \sim 0,422 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{dev}$$

Krankın devir sayısı  $n_{krank}$  :

$$n_{krank} = \frac{n_{motor}}{r} = \frac{1500}{41,170} = 36,434 \text{ dev/dak}$$

Krank mili  $n_{krank}$  devri ile döndüğünde, dozaj pompasının teorik debisi  $Q_{teorik}$  eksantrikliğe bağlı olarak değişim gösterir:

$$Q_{teorik} = \frac{\pi d^2}{2} e n_{krank}$$

$$Q_{teorik} = \frac{\pi 0,080^2}{2} \cdot 0,042 \cdot 36,434 = 15,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{dak}$$

$$Q_{teorik} : 0 \sim 15,38.10^{-3} \text{ m}^3/\text{dak}$$

Krankın açısal hızı  $\omega$ :

$$\omega = \frac{\pi n_{krank}}{30} = \frac{\pi 36,434}{30} = 3,815 \text{ rad/sn}$$

### 4.3 Pistonun Kinematik Analizi

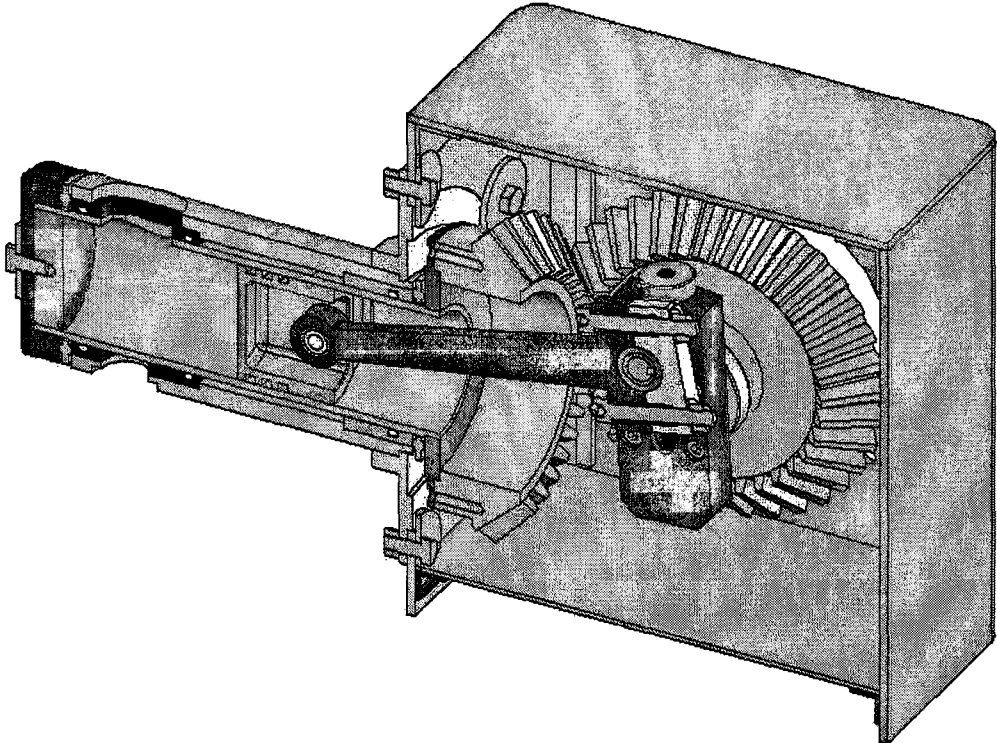
Krank biyel mekanizmasına bağlı olan bir pistonun konumu sinuzoidal bir değişim göstermektedir. Pistonun kinematik açıdan analizi üç ögeden oluşur:

- Pistonun  $\theta$  açısına göre pozisyonunun değişimi
- Pistonun  $\theta$  açısına göre hızın değişimi
- Pistonun  $\theta$  açısına göre ivmesinin değişimi

#### 4.3.1 Pistonun $\theta$ Açısına Göre Pozisyonunun Değişimi

Pistonun  $\theta$  açısına göre, üst ölü noktadan uzaklığının ifadesi olan  $S(\theta)$  fonksiyonu,  $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$  aralığında hesaplanırsa Çizelge 4.2 ve Şekil 4.3 ' teki sonuçlar elde edilir.

$$S(\theta) = e \left[ (1 - \cos \theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right]$$



Şekil 4.2 Analiz edilecek sistemin üç boyutlu kesit resmi

Çizelge 4.2  $S = f(\theta)$  değişimi

$\theta$ [derece]	$S(\theta)$ [m]
0	0,000
30	0,007
60	0,024
90	0,046
120	0,066
150	0,079
180	0,084
210	0,079
240	0,066
270	0,046
300	0,024
330	0,007
360	0,000

Şekil 4.3 Pistonun  $\theta$  açısına göre pozisyonunun değişimi

#### 4.3.2 Pistonun $\theta$ Açısına Göre Hızının Değişimi

Pistonun  $\theta$  açısına göre hızının değişimi olan  $v=f(\theta)$  fonksiyonu,  $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$  aralığında hesaplanırsa Tablo 4.3 ve Şekil 4.4 ' teki sonuçlar elde edilir.

$$v(\varphi) = \omega.e \left( \sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right)$$

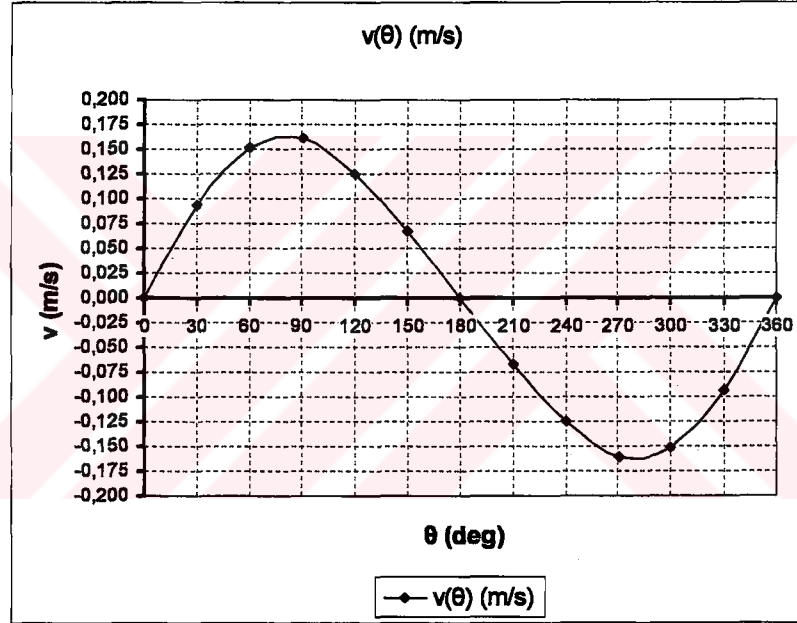
Pistonun hızının strok boyunca ulaşabidiği en büyük değer:

$$v_{\max} \approx \omega.e \sqrt{1 + \lambda^2}$$

$$v_{\max} \approx 3,815.0.042 \sqrt{1 + 0,191^2} \approx 0,163 \text{ m/sn}$$

Çizelge 4.3  $v = f(\theta)$  Değişimi

$\theta$ [derece]	$v(\theta)$ [m/s]
0	0,000
30	0,093
60	0,152
90	0,160
120	0,126
150	0,067
180	0,000
210	-0,067
240	-0,126
270	-0,160
300	-0,152
330	-0,093
360	0,000

Şekil 4.4 Pistonun  $\theta$  açısına göre hızının değişimi

### 4.3.3 Pistonun $\theta$ Açısına Göre İvmesinin Değişimi

Pistonun  $\theta$  açısına göre ivmesinin değişimi olan  $a=f(\theta)$  fonksiyonu,  $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$  aralığında hesaplanırsa Çizelge 4.4 ve Şekil 4.5 ' teki sonuçlar elde edilir.

$$a(\theta) = \omega^2 \cdot e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta)$$

Pistonun ivmesinin strok boyunca ulaşabildiği en büyük değer:

$$a_{maks} = \omega^2 \cdot e(1 + \lambda)$$

$$a_{maks} = 3,815^2 \cdot 0,042 \cdot (1 + 0,191) = 0,728 \text{ m/s}^2$$

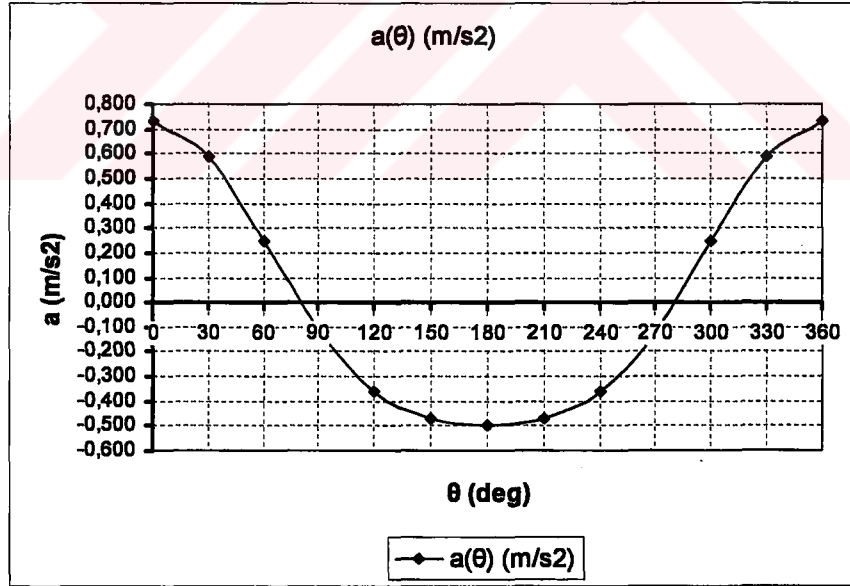
Pistonun ivmesinin minimum değeri:

$$a_{\min} = -\omega^2 \cdot e(1 - \lambda)$$

$$a_{\min} = -3,815^2 \cdot 0,042 \cdot (1 - 0,191) = -0,494 \text{ m/s}^2$$

Çizelge 4.4  $a = f(\theta)$  değişimi

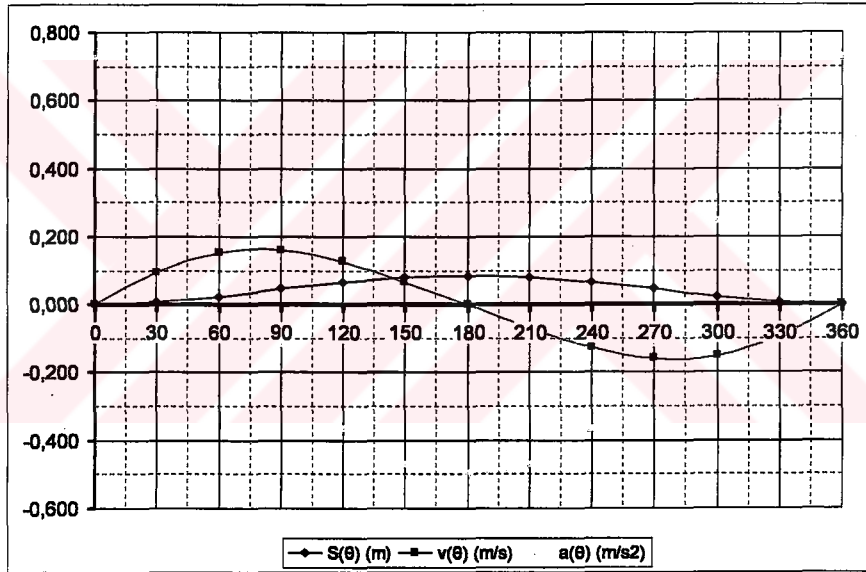
$\theta$ [derece]	$a(\theta)$ [m/s <sup>2</sup> ]
0	0,728
30	0,588
60	0,247
90	-0,117
120	-0,364
150	-0,471
180	-0,494
210	-0,471
240	-0,364
270	-0,117
300	0,247
330	0,588
360	0,728



Şekil 4.5 Pistonun  $\theta$  açısına göre ivmesinin değişimi

Çizelge 4.5 Kinematik analiz özeti

$\theta$ [derece]	$\beta$ [derece]	$\gamma$ [derece]	$S(\theta)$ [m]	$v(\theta)$ [m/s]	$a(\theta)$ [m/s <sup>2</sup> ]
0	0,00	90,00	0,000	0,000	0,728
30	5,48	54,52	0,007	0,093	0,588
60	9,51	20,49	0,024	0,152	0,247
90	10,98	-10,98	0,046	0,160	-0,117
120	9,51	-39,51	0,066	0,126	-0,364
150	5,48	-65,48	0,079	0,067	-0,471
180	0,00	-90,00	0,084	0,000	-0,494
210	5,48	-125,48	0,079	-0,067	-0,471
240	9,51	-159,51	0,066	-0,126	-0,364
270	10,98	-190,98	0,046	-0,160	-0,117
300	9,51	-219,51	0,024	-0,152	0,247
330	5,48	-245,48	0,007	-0,093	0,588
360	0,00	-270,00	0,000	0,000	0,728

Şekil 4.6 Pistonun  $\theta$  açısına göre kinematik analizi

#### 4.4 Krank Biyel Sisteminin Dinamik Analizi

Krank biyel mekanizmasının dinamik olarak analizinde şu yol izlenecektir:

- Mekanizmayı oluşturan piston, biyel ve krankın kütlelerinin hesaplanması
- Biyel ağırlık merkezinin tespit edilip, biyel ağırlığının mafsallara eşdeğer olarak dağıtılması
- Krank-biyel mafsallarındaki eşdeğer toplam kütlelerin tespiti
- Kinematik dadasından faydalanarak atalet kuvvetlerinin tespiti
- Piston ile döner silindir arasındaki sürtünme kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişiminin hesaplanması
- Krank biyel mafsallarındaki kuvvetlerin  $\theta$  açısına göre değişiminin hesaplanması

#### 4.4.1 Mekanizma Kütlelerinin Belirlenmesi

Üç boyutlu CAD datasından piston, biyel ve eksenden kaçık krank grubu kütlesi , biyelin ağırlık merkezi mesafeleri ağıdaki tabloda belirtildiği üzere tespit edilmiştir:

Çizelge 4.6 Biyel ağırlık merkezi mesafeleri ve mekanizma kütleleri

$L$ [m]	0,2195
$L_p$ [m]	0,167
$L_k$ [m]	0,052
$m_p$ [kg]	1,500
$m_k$ [kg]	0,294
$m_b$ [kg]	1,690
$m_{b,p}$ [kg]	0,400
$m_{b,k}$ [kg]	1,286
$m_{t,p}$ [kg]	1,900
$m_{t,k}$ [kg]	1,580

Piston mafsalına indirgenmiş biyel grubu kütlesi:

$$m_{b,p} = (L_k / L)m_b$$

$$m_{b,p} = (0,052 / 0,2195) \cdot 1,690 = 0,4 \text{ kg}$$

Krank mafsalına indirgenmiş biyel grubu kütlesi:

$$m_{b,k} = (L_p / L)m_b$$

$$m_{b,k} = (0,167 / 0,2195) \cdot 1,690 = 1,286 \text{ kg}$$

Piston mafsalına indirgenen toplam kütle:

$$m_{t,p} = m_p + m_{b,p}$$

$$m_{t,p} = 1,5 + 0,4 = 1,9 \text{ kg}$$

Krank mafsalına indirgenen toplam kütle:

$$m_{t,k} = m_k + m_{b,k}$$

$$m_{t,k} = 0,294 + 1,286 = 1,58 \text{ kg}$$

#### 4.4.2 Mafsallarda Meydana Gelen Atalet Kuvvetlerinin Belirlenmesi

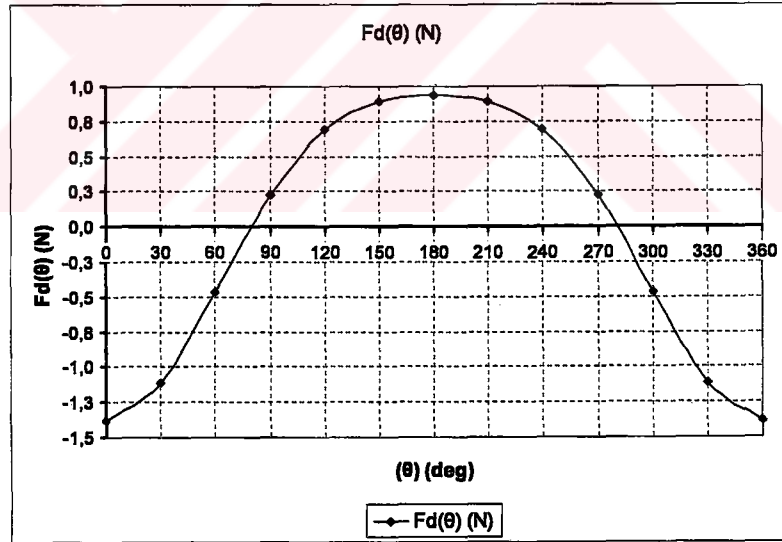
Doğrusal olarak gidip gelme hareketi yapan kütlelerin ( $m_{t,p}$ ) meydana getirdiği atalet kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi  $F_d(\theta)$  :

$$F_d(\theta) = -m_{t,p} a(\theta)$$

$a(\theta)$  kinematik analiz datasından alınarak  $F_d(\theta)$  ifadesi hesaplanırsa Çizelge 4.7 'deki değerler ve Şekil 4.7 'deki grafik elde edilir.

Çizelge 4.7  $F_d(\theta)$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi

$\theta$ [derece]	$F_d(\theta)$ [N]
0	-1,38
30	-1,12
60	-0,47
90	0,22
120	0,69
150	0,90
180	0,94
210	0,90
240	0,69
270	0,22
300	-0,47
330	-1,12
360	-1,38



Şekil 4.7  $F_d(\theta)$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişim grafiği

$\omega$  açısal hızı ile dönme hareketi yapan  $m_{t,k}$  kütesinin meydana getirdiği  $F_m$  merkezkaç kuvvetinin şiddeti sabit ve doğrultusu değişkendir :

$$F_m = m_{t,k} \cdot e \cdot \omega^2$$

$$F_m = 1,580.0,042.3,815^2 = 0,966 \text{ N}$$

#### 4.4.3 Mafsallarda Meydana Gelen Toplam Kuvvetler

$M$  momenti ile dönen krankın meydana getirdiği  $F_c$  çevresel kuvveti:

$$M = 9550 \frac{P_{motor}}{n_{krank}} \eta_{redüktör}$$

$$M = 9550 \frac{1,1}{36,434} 0,88 = 253,73 \text{ Nm}$$

$$F_c = \frac{M}{e} = \frac{253,73}{0,042} = 6041,19 \text{ N}$$

$F_c$  çevresel kuvvetinin şiddeti sabit fakat yönü değişkendir. Bu nedenle  $F_c$  kuvveti vektörel olarak değişken bir kuvvettir.

Pistonun döner silindire radyal yönde uyguladığı kuvvet olan  $F_N$  ' in  $\theta$  açısına göre değişimi aşağıdaki formüllere göre hesaplanıp Çizelge 4.8 ve Şekil 4.8 ' de gösterilmiştir.

$$F_N(\theta, \beta, \gamma) = [F_c \cdot \cos \gamma + F_m \cdot \cos(\theta + \beta) - [F_d(\theta) + F_a(\theta)] \cos \beta] \sin \beta + [F(\theta) + F_a(\theta)] \sin \beta \cos \beta \quad 0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$$

$$F_N(\theta, \beta) = [F_c \sin(\theta + \beta) - F_M \cos(\theta + \beta) - (F_d(\theta) + F_a(\theta)) \cos \beta] \sin \beta + [F_d(\theta) + F_a(\theta)] \sin \beta \cos \beta \quad 180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$$

Çizelge 4.8  $F_N$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi

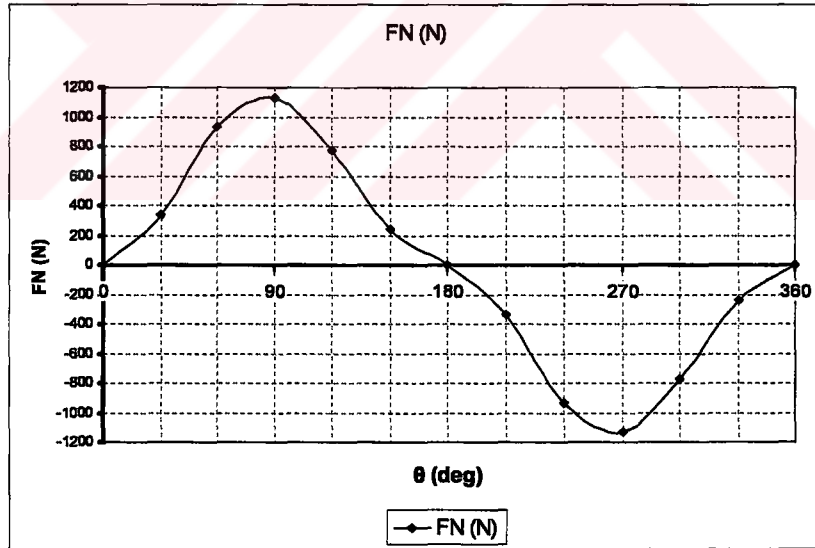
$\theta$ [derece]	$F_N$ [N]
0	0,00
30	335,18
60	934,54
90	1129,53
120	769,63
150	239,47
180	0,00
210	-335,03
240	-934,43
270	-1129,60
300	-769,84
330	-239,64
360	0,00

Silindirle piston arasındaki sürtünme kuvveti  $F_s$  , aşağıdaki formüle göre hesaplanıp Çizelge 4.9 ve Şekil 4.9 ' da gösterilmiştir. Piston ile silindir arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu=0,1$  olarak kabul edilmiştir.

$$F_s = \mu \cdot F_N$$

Çizelge 4.9  $F_s$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi

$\theta$ [derece]	$F_s$ [N]
0	0,00
30	33,52
60	93,45
90	112,95
120	76,96
150	23,95
180	0,00
210	-33,50
240	-93,44
270	-112,96
300	-76,98
330	-23,96
360	0,00

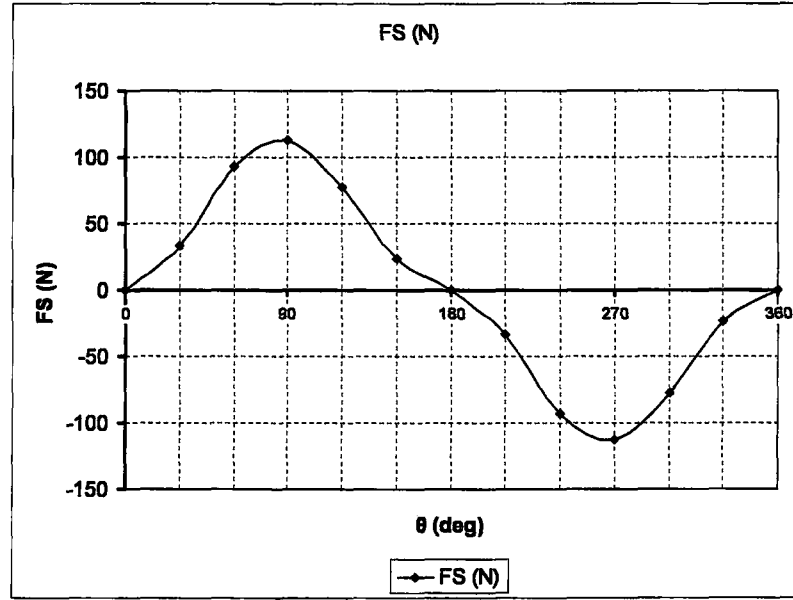


Şekil 4.8  $F_N$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişim grafiği

Basma stroğunda biyeli basmaya çalışan  $F_{b,B}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi:

$$F_{b,B}(\theta, \beta, \gamma) = F_c \cos \gamma + F_m \cos(\theta + \beta)$$

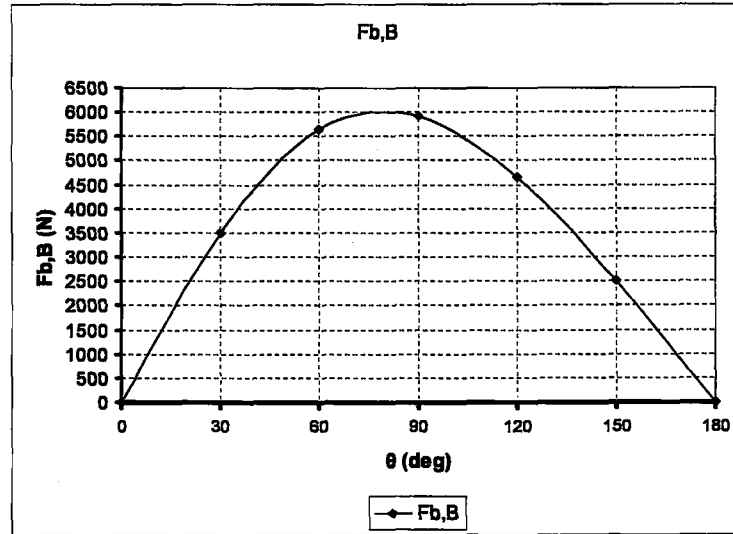
$$0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$$



Şekil 4.9  $F_s$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişim grafiği

Çizelge 4.10  $F_{b,B}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi

$\theta$ [derece]	$F_{b,B}$ [N]
0	0,96
30	3507,5
60	5659,10
90	5930,37
120	4660,52
150	2505,90
180	-0,97



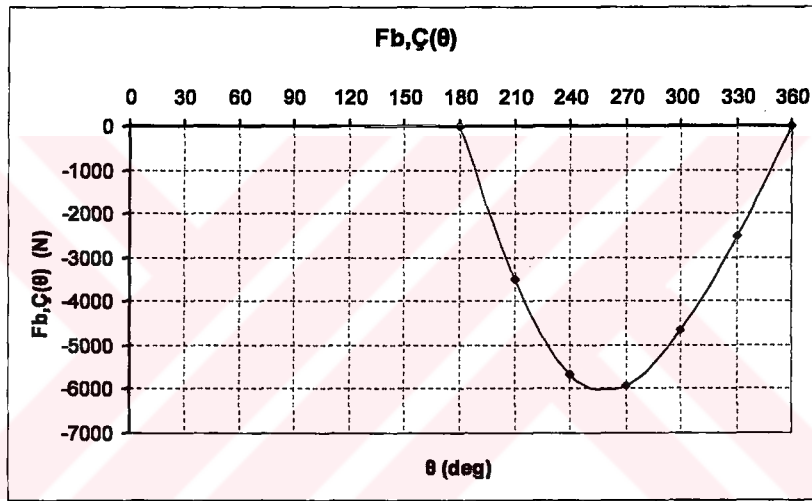
Şekil 4.10  $F_{b,B}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişim grafiği

Emme stroğunda biyeli çekmeye çalışan  $F_{b,C}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değışimi:

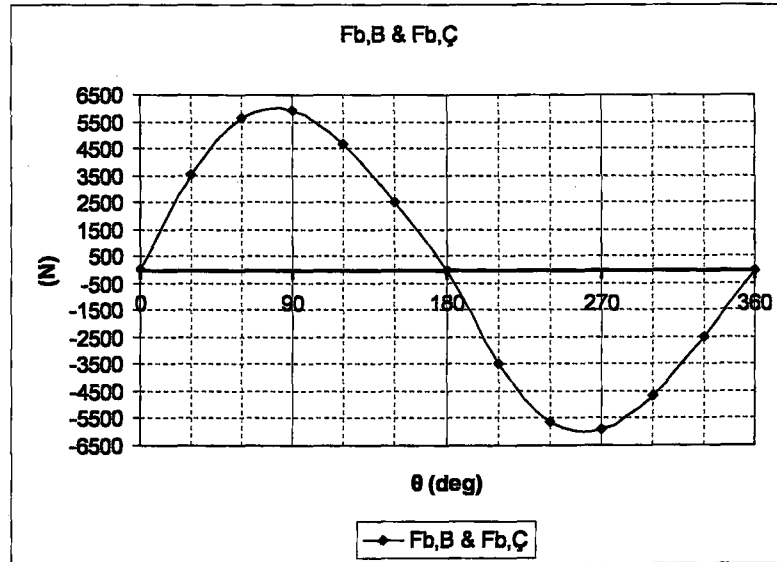
$$F_{b,C} = F_C \sin(\theta + \beta) - F_m \cos(\theta + \beta) \quad 180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$$

Çizelge 4.11  $F_{b,C}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değışimi

$\theta$ [derece]	$F_{b,C}$ [N]
180	0,97
210	-3505,92
240	-5658,43
270	-5930,74
300	-4661,75
330	-2507,66
360	-0,97



Şekil 4.11  $F_{b,C}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değışim grafiğı



Şekil 4.12  $F_{b,B}$  ve  $F_{b,C}$  Kuvvetlerinin  $\theta$  Açısına Göre Değışim Grafiğı

Krank-biyel mafsalındaki bileşke kuvvet  $F_{k,toplam}$

$$F_{k,toplam} = \sqrt{F_m^2 + F_C^2}$$

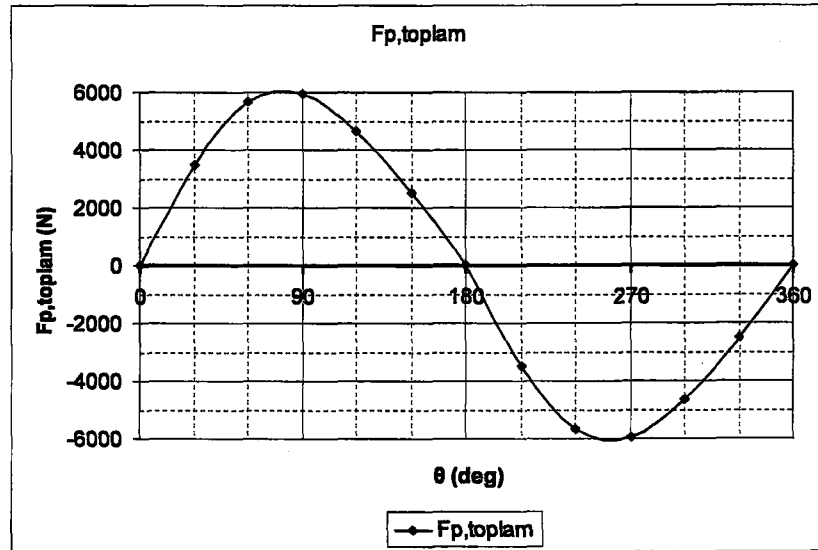
$$F_{k,toplam} = \sqrt{0,966^2 + 6041^2} = 6041,0\text{N}$$

Piston-biyel mafsalındaki bileşke kuvvet  $F_{p,toplam}$ , krank açısına göre hesaplanırsa Çizelge 4.12 'deki dağılım elde edilir.

$$F_{p,toplam} = \sqrt{F_{b,B}^2 + [(F_d(\theta) + F_a(\theta) + F_s)\sin \beta]^2}$$

Çizelge 4.12  $F_{p,toplam}$  kuvvetinin  $\theta$  açısına göre değişimi

$\theta$ [derece]	$F_{p,toplam}$ [N]
0	0,97
30	3507,50
60	5659,12
90	5930,41
120	4660,54
150	2505,91
180	0,97
210	-3505,92
240	-5658,45
270	-5930,77
300	-4661,77
330	-2507,67
360	-0,97



Şekil 4.12  $F_{p,toplam}$  kuvvetlerinin  $\theta$  açısına göre değişim grafiği

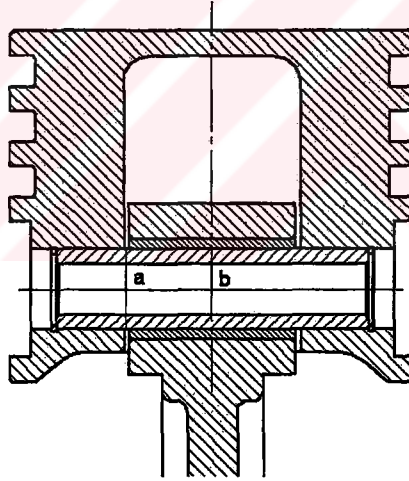
## 5 GERİLME ANALİZİ

### 5.1 Giriş

Bu bölümde önceki bölümlerde hesaplanan kuvvet dağılımları kullanılarak bazı önemli parçalar için gerilme analizi yapılacaktır. Dozaj pompasının çalışması esnasında krankın 360° dönmesi 1,64 sn ' de gerçekleşmektedir. Yapılan olan sonlu elamanlar analizi pompanın bir çevrimi için,  $0 \leq t \leq 1,64$  sn aralığında yapılmıştır.

### 5.2 Piston Pernosu

Pompanın çalışması esnasında, piston pernosu zamana göre değişken kuvvetlere maruz kalır. Bu değişken kuvvetler piston pernosunda eğilme ve kesme gerilmeleri ve perno geometrisinde ovalleşme meydana getirir. Tehlikeli kesit perno boyunun orta noktasındaki "b" kesitidir ve eğilme gerilmesi ile zorlanmaktadır. Ayrıca piston ile biyel arasındaki kesit olan "a" kesitinde kesme gerilmesi meydana gelmektedir. Piston pernosu malzemesi olarak alaşımlı çelikler ve serleştirilmiş çelikler kullanılır. Hesaplamalarda kullanılacak olan semboller aşağıda sıralanmıştır.



Şekil 5.1 Tehlikeli kesitler

- $F_{perno}$  : Pernoya etki eden kuvvet, [N]  
 $\sigma_{e,perno}$  : Pernoda meydana gelen eğilme gerilmesi, [MPa]  
 $\tau_{k,perno}$  : Pernoda meydana gelen kesme gerilmesi, [MPa]  
 $l_{perno}$  : Perno boyu, [m]  
 $b$  : Piston iç oyuk genişliği, [m]  
 $l_{yatak}$  : Perno ile piston arasında yataklama boyu, [m]  
 $d_{i,perno}$  : Perno iç çapı, [m]  
 $d_{d,perno}$  : Perno dış çapı, [m]  
 $a$  : Perno iç çapının perno dış çapına oranı,

$\Delta d_{perno,maks}$  : Pernonun ovalleşmesi esnasında meydana gelen maksimum dış çap büyümesi, [m]

$E$  : Perno malzemesinin elastiklik modulu  
(Çelik malzeme için  $E= 2.10^5 - 2,3.10^5$  MPa)

$K_b, K_y, K_ç$  : Sırasıyla boyut, yüzey ve çentik katsayıları

$S$  : Emniyet katsayısı

$\sigma_D$  : Test parçası yorulma dayanımı, [MPa]

$\sigma_D^*$  : Düzeltilmiş yorulma dayanımı, [MPa]

$\sigma_{EM}$  : Emniyetli gerilme dayanımı, [MPa]

$\sigma_{D,ç}$  : Test parçası çekme zorlanmasına göre yorulma dayanımı, [MPa]

$\sigma_{D,e}$  : Test parçası eğilme zorlanmasına göre yorulma dayanımı, [MPa]

$\sigma_o$  : Ortalama gerilme, [MPa]

$\sigma_g$  : Gerilme genliği, [MPa]

$\sigma_{maks}$  : Maksimum gerilme , [MPa]

$\sigma_{min}$  : Minimum gerilme , [MPa]

Bileyden pernoya aktarılan dinamik kuvvet, dozaj pompasının bir çevrimi için,  $\theta$  açısına göre hesaplanırsa Çizelge 5.1 ve Şekil 5.2 ' deki sonuçlar ortaya çıkar. Kuvvet tam değişken olup, Şekil 5.5 (a) 'da gösterilen eğrisel dağılıma göre perno dış çapına periyodik olarak bir alttan bir üstten etki eder. Pistonun gidip gelme hareketi neticesinde meydana gelen atalet kuvvetleri çok düşük olduğundan ihmal edilmiştir.

$$F_{perno} = F_C \cdot \cos \gamma + F_M \cdot \cos(\theta + \beta) \quad (5.1)$$

Perno kesitinde maksimum eğilme gerilmesi, perno boyunun tam orta noktasında ve  $F_{perno}$  kuvveti maksimum değerine ulaştığında ortaya çıkmaktadır. (5.2) ifadesinde Şekil 5.5 (a) ' da gösterilen yükleme durumu sonucunda meydana gelen eğilme gerilmesi verilmiştir.

$$\sigma_{e,perno} = F_{perno} \frac{(l_{perno} + 2b - 1,5l_{yatak})}{1,2(1 - \alpha^4)d_{d,perno}^3} \quad (5.2)$$

$$\alpha = \frac{d_{i,perno}}{d_{d,perno}} \quad (5.3)$$

$$l_{yatak} = l_{perno} - b \quad (5.4)$$

Çizelge 5.1  $F_{perno}$  kuvvetinin dinamik değişimi

$\theta$ [derece]	$F_{perno}$ [N]
0	0,69
30	3507,28
60	5659,01
90	5930,42
120	4660,70
150	2506,15
180	-0,69
210	-3507,28
240	-5659,01
270	-5930,42
300	-4660,70
330	-2506,15
360	0,69

Çizelge 5.2 Perno orta kesiti için  $\sigma_{e,perno}$  gerilmesinin dinamik değişimi

$\theta$ [derece]	$\sigma_{e,perno}$ [MPa]
0	0,02
30	77,14
60	124,45
90	130,42
120	102,49
150	55,11
180	-0,02
210	-77,14
240	-124,45
270	-130,42
300	-102,49
330	-55,11
360	0,02

b kesiti için,  $\sigma_{e,perno}$  gerilmesi  $\theta$  açısına göre hesaplanırsa Çizelge 5.2 ve Şekil 5.3 'deki sonuçlar ortaya çıkar.

Ck45 malzeme  $\sigma_D=310$  MPa,  $K_b=0,96$ ,  $K_y=0,93$ ,  $K_\phi=1$  ve  $S=2$  için mukavemet kontrolü yapılırsa:

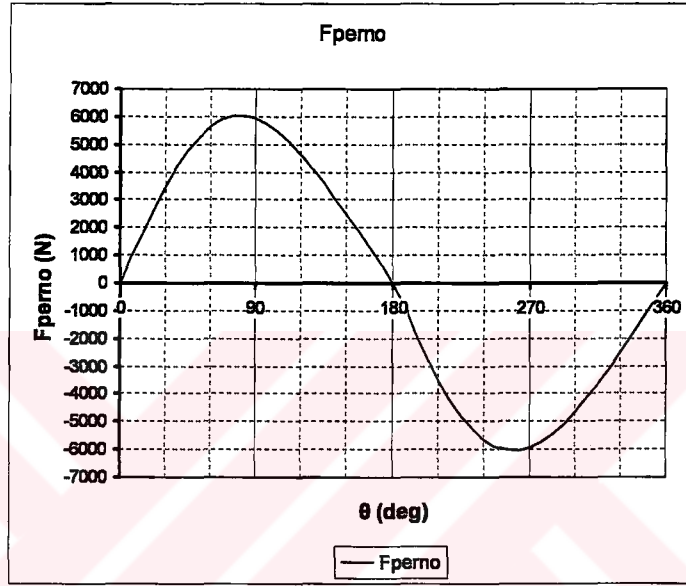
$$\sigma_D^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\phi} \sigma_D \quad (5.5)$$

$$\sigma_D^* = \frac{0,96 \cdot 0,93}{1} \cdot 310 = 276.80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{EM} = \frac{\sigma_D^*}{S} \geq \sigma_{mev} \quad (5.6)$$

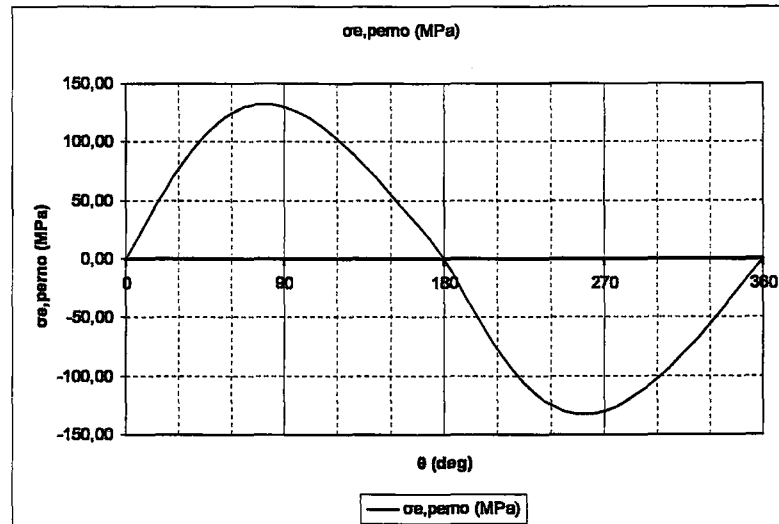
$$\sigma_{EM} = \frac{276,80}{2,0} = 138.40 \geq 131 \text{ MPa}$$

Perno eğilme gerilmesine göre emniyetlidir.



Şekil 5.2  $F_{perno}$  kuvvetinin dinamik değişimi

Pernodaki kesme gerilmesi piston ile biyel arasındaki a kesitinde meydana gelmektedir. Bu kesitteki kesme gerilmesinin  $\theta$  krank açısına göre değişimi Çizelge 5.3 ve Şekil 5.4 ' de gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Perno orta kesiti için  $\sigma_{e,perno}$  gerilmesinin dinamik değişimi

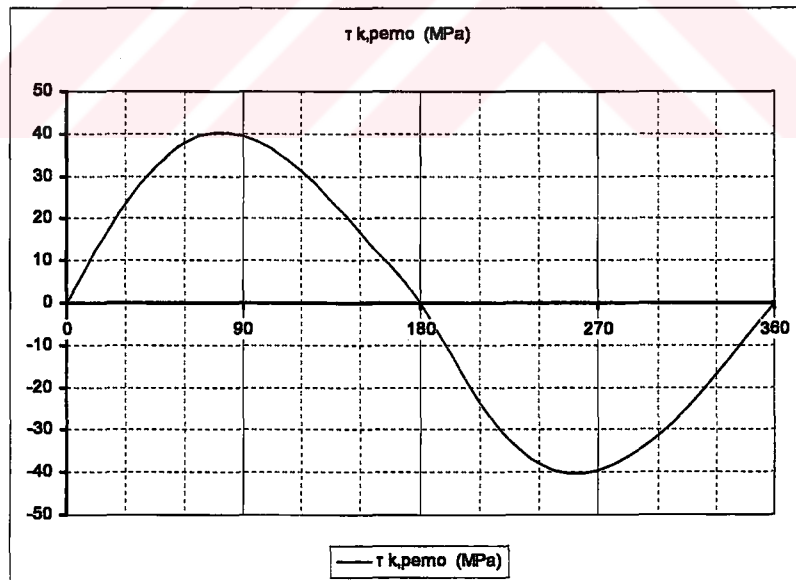
$$\tau_{k,perno} = 0,85.F_{perno} \frac{(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)d_{d,perno}^2} \quad (5.7)$$

Çizelge 5.3  $\tau_{k,perno}$  gerilmesinin dinamik değişimi

$\theta$ [deg]	$\tau_{k,perno}$ [MPa]
0	0,01
30	23,47
60	37,87
90	39,69
120	31,19
150	16,77
180	-0,01
210	-23,47
240	-37,87
270	-39,69
300	-31,19
330	-16,77
360	0,01

Pernoya etki eden radyal kuvvet neticesinde pernoda ovalleşme meydana gelir. Bu ovalleşmenin meydana getirdiği çap büyümesi değeri b kesiti için (5.8) ifadesiyle verilmiştir.

$\Delta d_{perno,maks}$  0.02-0.05 mm değerlerini geçmemelidir.



Şekil 5.4  $\tau_{k,perno}$  gerilmesinin dinamik değişimi

$$\Delta d_{perno,maks} = \frac{1350.F_{perno}}{EI_{perno}} \left( \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.8)$$

$$\Delta d_{perno,maks} = \frac{1350.6.10^{-3}}{2.10^5.0,0618} \left( \frac{1+0,625}{1-0,625} \right)^3 [0,1 - (0,625 - 0,4)^3]$$

$$\Delta d_{perno,maks} = 4,46.10^{-3} \text{ mm}$$

Perno ovalleşmesi neticesinde iç ve dış yüzeylerde ortaya çıkan gerilmeler yatay ve düşey düzlemlerde incelenirse Şekil 5.5 (b) ' deki sonuç ortaya çıkacaktır. Pistonun gidip gelme hareketi yaptığı düzleme düşey düzlem ve düşey düzleme dik olan düzlemede yatay düzlem denilirse, Şekil 5.5 (b) ' de gösterilen 1, 2, 3 ve 4 ' nolu noktalarda ovalleşme nedeniyle meydana gelen gerilmeler sırasıyla (5.9), (5.10), (5.11) ve (5.12) ' ifadeleriyle hesaplanabilir.

Perno dış yüzeyinde yatay düzlemde meydana gelen gelen gerilme (1' nolu nokta)

$$\sigma_1 = \frac{15.F_{perno}}{l_{perno} \cdot d_{d,perno}} \left[ 0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.9)$$

Perno dış yüzeyinde düşey düzlemde meydana gelen gelen gerilme (3' nolu nokta)

$$\sigma_3 = -\frac{15.F_{perno}}{l_{perno} \cdot d_{d,perno}} \left[ 0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.10)$$

Perno iç yüzeyinde yatay düzlemde meydana gelen gelen gerilme (2' nolu nokta)

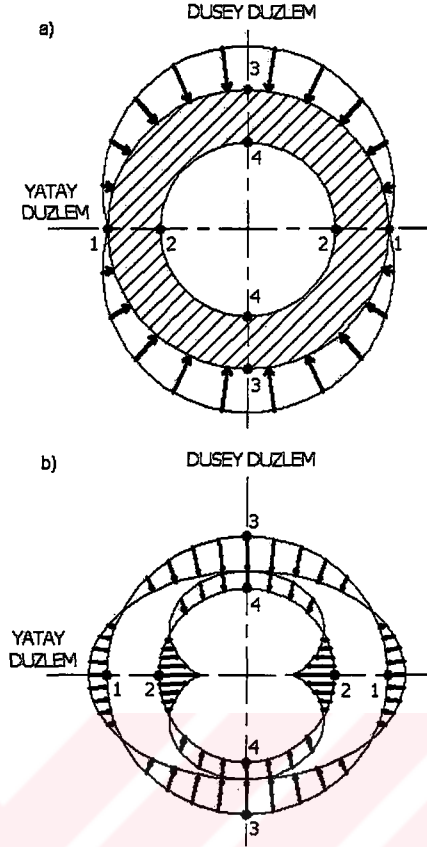
$$\sigma_2 = -\frac{15.F_{perno}}{l_{perno} \cdot d_{d,perno}} \left[ 0,19 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.11)$$

Perno iç yüzeyinde düşey düzlemde meydana gelen gelen gerilme (4' nolu nokta)

$$\sigma_4 = \frac{15.F_{perno}}{l_{perno} \cdot d_{d,perno}} \left[ 0,174 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.12)$$

Ovalleşmeden meydana gelen en büyük gerilme, pernonun iç yüzeyinde ve yatay düzlemde (2' nolu nokta) meydana gelmektedir. Bu hesaplamalar sonucunda meydana gelen gerilmeler 300-350 MPa değerini geçmemelidir.

$$\sigma_2 = -\frac{15.6.10^{-3}}{0,0618.0,016} \left[ 0,19 \frac{(1+2.0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2 0,625} + \frac{1}{1-0,625} \right] [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = -85,30 \text{ MPa}$$



Şekil 5.5 Kuvvetlerin dinamik değişimi ve ovalleşme Etkisi

### 5.3 Piston

Pistonda meydana gelen gerilmelerin hesaplanmasında sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Pistona etki eden kuvvetler aşağıdaki gibidir:

- Pernodan pistona aktarılan kuvvet,  $F_{perno}$
- Döner silindirin pistona uyguladığı tepki kuvveti,  $F_N$
- Döner silindir ile piston arasında meydana gelen sürtünme kuvveti,  $F_s$
- Akışkan basıncı ve ataletinin meydana getirdiği eksenel kuvvet,  $F_a$

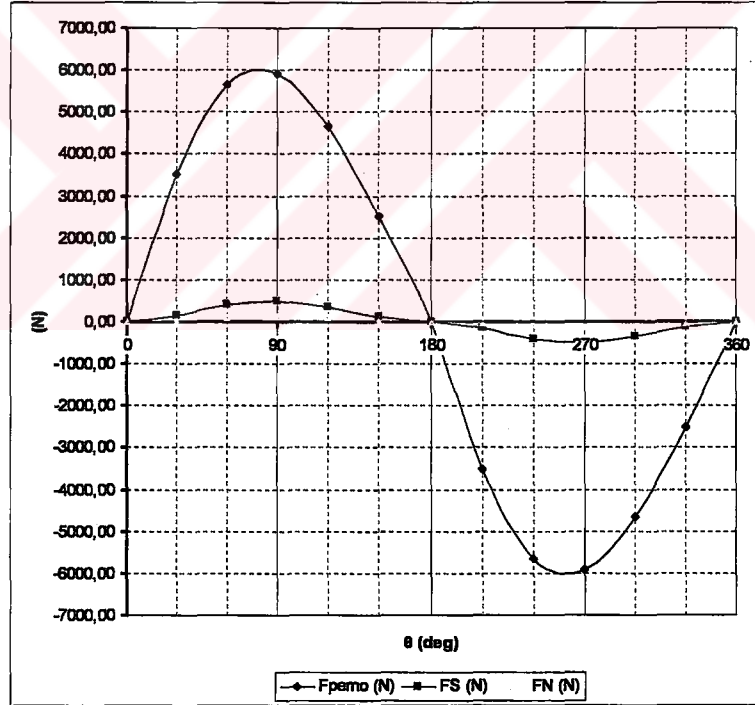
Bu kuvvetlerin ilk üçü önceki bölümlerde hesaplanmış olup Çizelge 5.4 ' te ve Şekil 5.6 ' da gösterilmiştir.

Pratikteki uygulamalarda piston malzemesinin seçilmesinde, meydana gelen gerilmelerin yanısıra proses akışkanının özellikleri de dikkate alınır. Örnek olarak suyun arıtılması işleminde kullanılan bir dozaj pompasında paslanmaz çelik malzeme, asit pompalayacak bir sistemde ise PTFE malzemeler kullanılır. Bir çok plancer veya piston ısı işlem görmüş veya yüzeyi sertleştirilmiş malzemedен imal edilir. Buna ek olarak plancer veya piston, 316L paslanmaz çelik veya C1020 malzemelerine tungsten carbide veya seramik oksid kaplanması yoluyla da imal edilebilir.

Çizelge 5.4 Pistona etki eden kuvvetlerin değışimi

$\theta$ [derece]	$F_{\text{perno}}$ [N]	$F_N$ [N]	$F_S$ [N]
0	0,69	0,00	0,00
30	3507,28	335,18	33,52
60	5659,01	934,54	93,45
90	5930,42	1129,53	112,95
120	4660,70	769,63	76,96
150	2506,15	239,47	23,95
180	-0,69	0,00	0,00
210	-3507,28	-335,03	-33,50
240	-5659,01	-934,43	-93,44
270	-5930,42	-1129,60	-112,96
300	-4660,70	-769,84	-76,98
330	-2506,15	-239,64	-23,96
360	0,69	0,00	0,00

Çizelge 5.4 ' de hesaplanan kuvvetler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak piston modeline uygulandığında Şekil 5.7 'deki gerilme değışimi edilmiştir.



Şekil 5.6 Pistona etki eden kuvvetlerin değışimi

Şekil 5.7, krank açısı  $\theta$  ' ın 0 ile arasında 360 ° değışimi esnasında meydana gelen

- Maksimum gerilme
- XY düzlemindeki maksimum gerilme
- ZX düzlemindeki maksimum gerilme
- YZ düzlemindeki maksimum gerilme

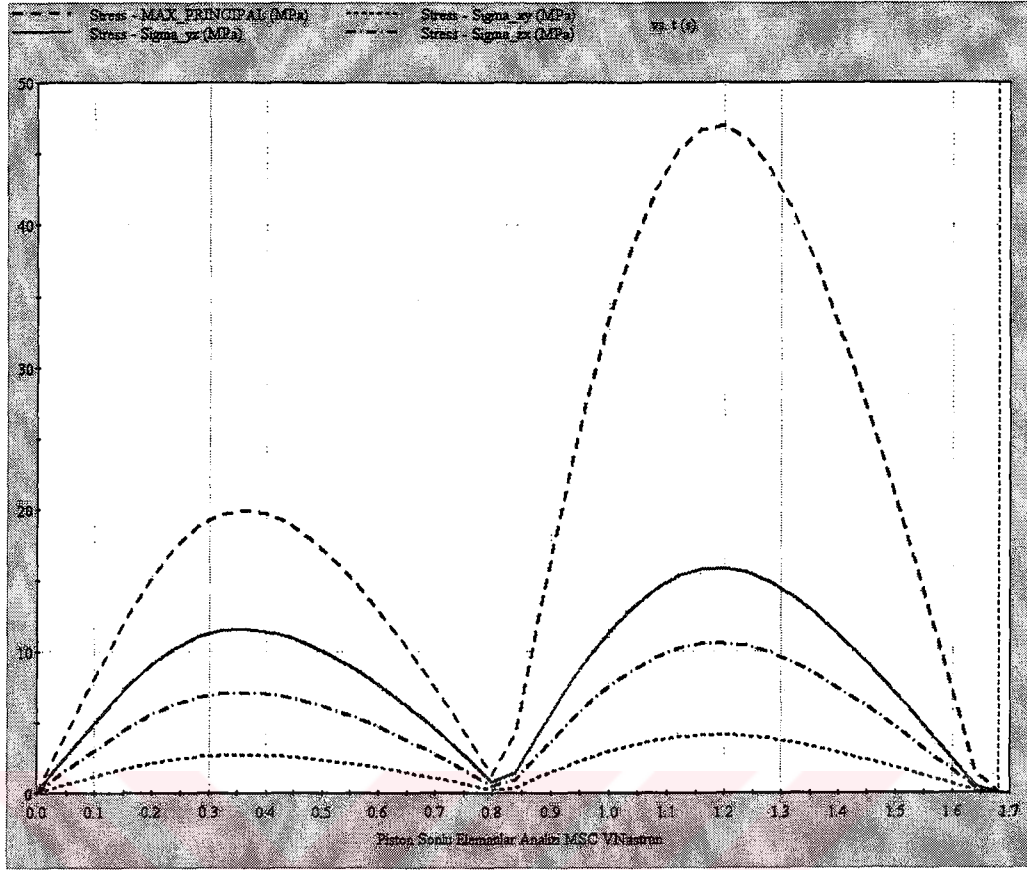
değerlerini göstermektedir. Diyagramda yatay eksen saniye cinsinden olup olup  $t=1,647$  bir çevrimin sonunu göstermektedir. Çizelge 5.5 ' te zaman ile krank açısı dağılımı gösterilmiştir.

Çizelge 5.5 Krank açısı zaman değişimi

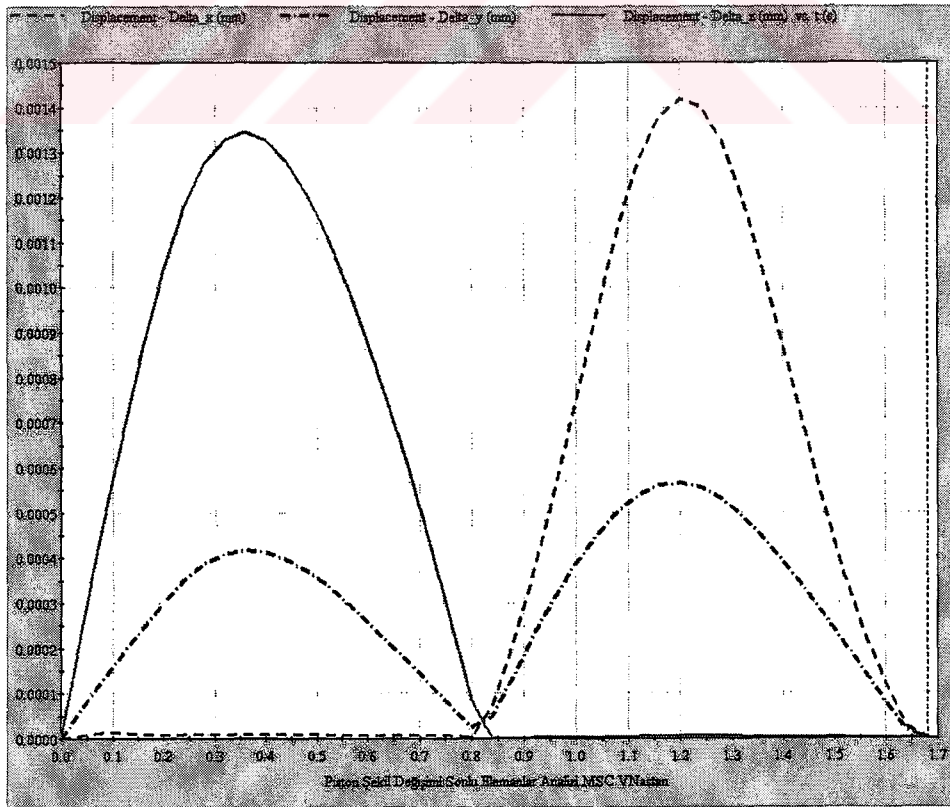
$\theta$ [derece]	t [sn]
0	0,000
30	0,137
60	0,274
90	0,412
120	0,549
150	0,686
180	0,823
210	0,961
240	1,098
270	1,235
300	1,372
330	1,510
360	1,647

Şekil 5.8 ' de pistonda X, Y ve Z doğrultularında meydana gelen maksimum elastik şekil değişimlerinin zamana göre değişimi gösterilmiştir.

Şekil 5.9 'da emme stroğunda maksimum gerilme meydana geldiği anda, pistondaki gerilme dağılımı gösterilmiştir.

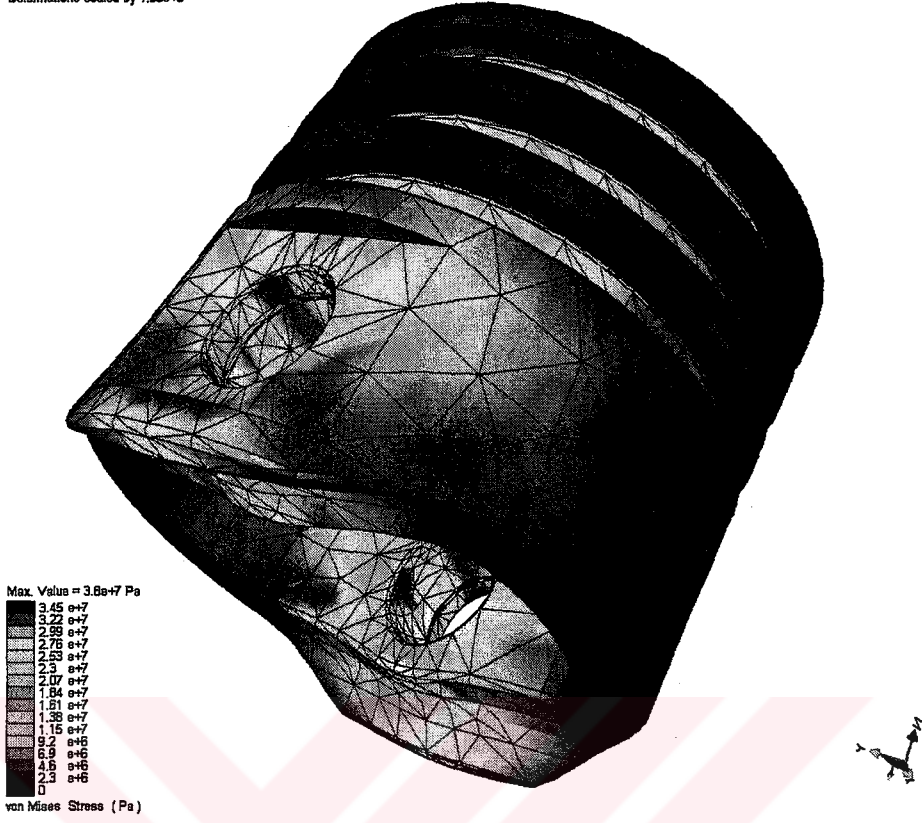


Şekil 5.7 Pistonda meydana gelen gerilmeler



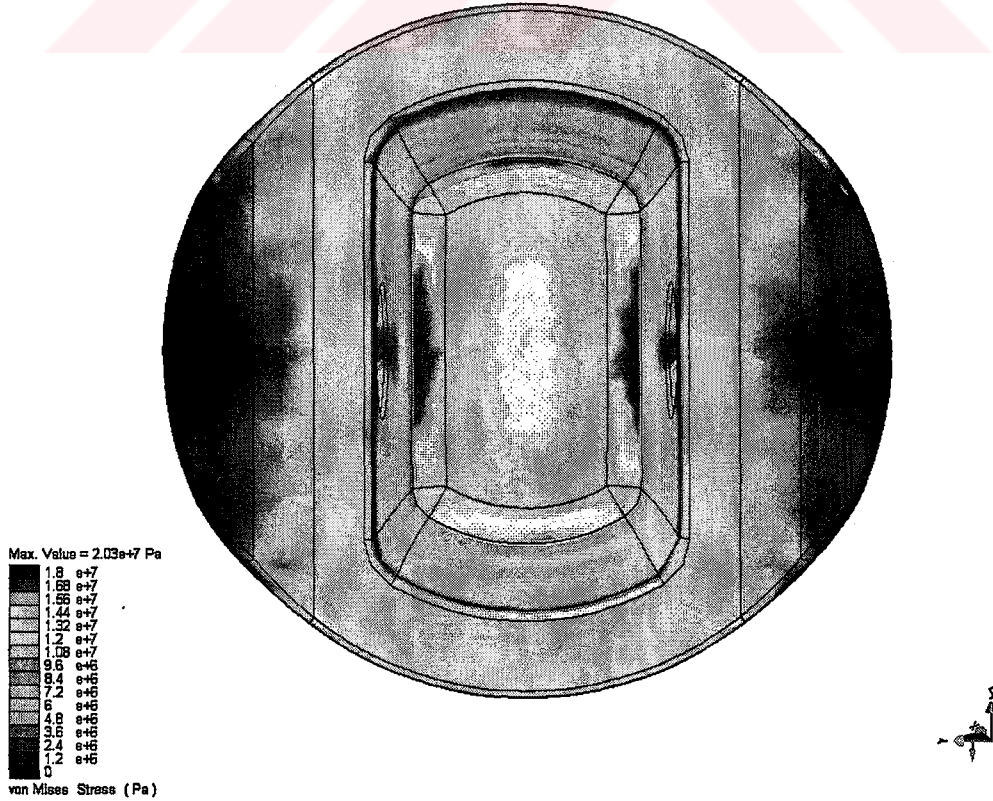
Şekil 5.8 Pistonda meydana gelen şekil değişimi

Deformations scaled by 1.08e+3



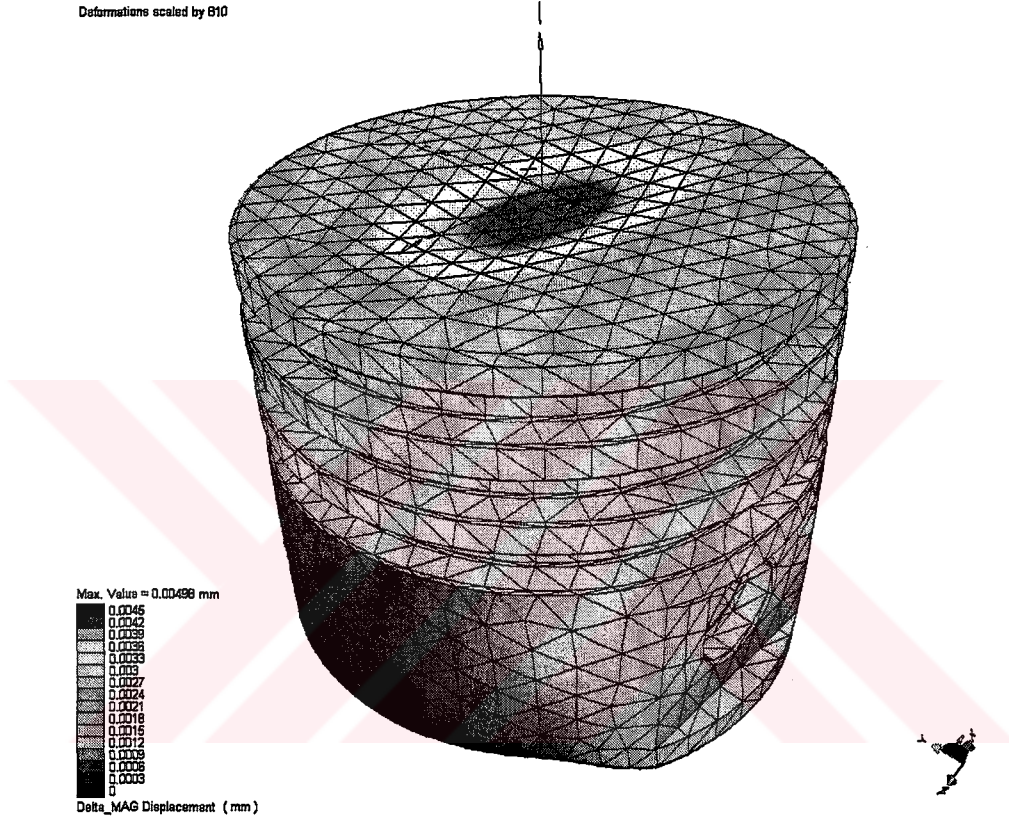
Şekil 5.9 Emme stroğunda maksimum gerilme anı

Deformations scaled by 810



Şekil 5.10 Piston tepe bölgesinde gerime dağılımı

Basma evresinde akışkanın basıncı pistonun tepe bölgesinde eğilme gerilmesi meydana getirir. Bu eğilme gerilmesi değerine göre pistonun tepesinin et kalınlığı kontrol edilmelidir. Şekil 5.10' da  $P_a = 20.10^5$  Pa basınca maruz kalan pistonun tepe bölgesindeki gerilme dağılımı ve Şekil 5.11' de  $P_a = 20.10^5$  Pa basınca maruz kalan pistonun tepe bölgesindeki şekil değişimi dağılımı görülmektedir.

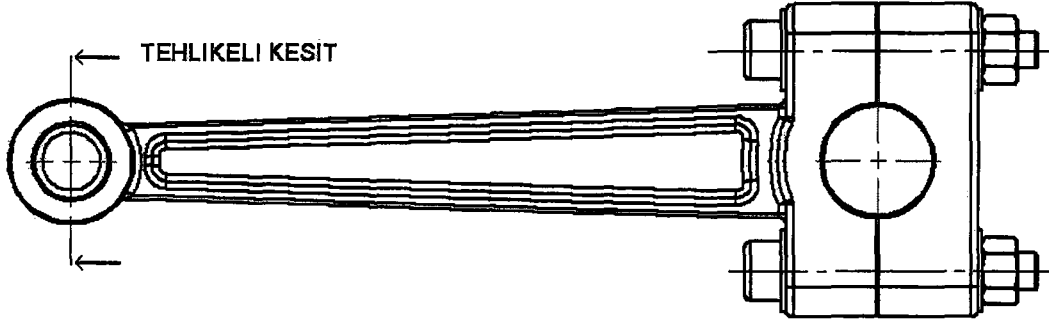


Şekil 5.11 Piston tepe bölgesinde şekil değişimi dağılımı

#### 5.4 Biyel

Biyel küçük başına pres geçme yoluyla çakılan bronz kaymalı yatak, etrafına bir baskı uygulamaktadır. Bu baskı çalışma esnasında meydana gelecek olan farklı ısıl genişleme nedeniyle daha da artacaktır. Oluşan baskı, pompa kararlı rejime ulaştığında biyel küçük başında değeri zamana göre sabit olan bir gerilme yaratacaktır.

Kaymalı yatak gerilmesine ek olarak pernodan aktarılan dinamik kuvvet Şekil 5.12' de gösterilen tehlikeli kesitte çekme gerilmesi meydana getirir. Tehlikeli kesitte meydana gelen gerilmeler aynı tür olduğundan vektörel olarak toplanırsa, kesitin tam dinamik olmayan bir şekilde zorlandığı ortaya çıkar.



Şekil 5.12 Biyel tehlikeli kesit

- $\Delta_{\Sigma}$  : Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasındaki toplam sıkılık, [mm]  
 $\Delta$  : Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasındaki pres geçme sıkılığı, [mm]  
 $\Delta_t$  : Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasında ısınma nedeniyle oluşan sıkılık, [mm]  
 $\Delta T$  : Sıcaklık farkı, [°K]  
 $d_{b,k,i}$  : Biyel küçük başı iç çapı, [mm]  
 $d_{b,k,d}$  : Biyel küçük başı dış çapı, [mm]  
 $\alpha_b$  : Bronz kaymalı yatağın termal genleşme katsayısı, [1/°K]  
 $\alpha_{\varphi}$  : Çelik biyel malzemesinin termal genleşme katsayısı, [1/°K]  
 $P_{b,k}$  : Toplam sıkılık nedeniyle biyel küçük başında etki ettiği kabul edilen basınç, [MPa]  
 $\sigma_{b,k,i}$  : Toplam sıkılık neticesinde biyel küçük başı delik iç yüzeyinde meydana gelen gerilme, [MPa]  
 $\sigma_{b,k,d}$  : Toplam sıkılık neticesinde biyel küçük başı dış yüzeyinde meydana gelen gerilme, [MPa]  
 $\mu_p$  : Poisson oranı  
 $E_{biyel}$  : Biyel malzemesinin elastiklik modülü, [MPa]  
 $E_{bronz}$  : Biyel kaymalı yatağının elastiklik modülü, [MPa]

Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasında ısınma nedeniyle oluşan sıkılık:

$$\Delta_t = d_{b,k,i}(\alpha_b + \alpha_{\varphi})\Delta T \quad (5.13)$$

$$\Delta_t = 20(1,8 \cdot 10^{-5} + 1,0 \cdot 10^{-5})15 = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Biyel küçük başı ile kaymalı yatak arasında pres geçme sıkılığı:  $\Delta = 0,04$  mm alınır:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t \quad (5.14)$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,04 + 2,4 \cdot 10^{-3} = 0,0424 \text{ mm}$$

Toplam sıkılık nedeniyle biyel küçük başında etki ettiği kabul edilen teorik basınç:

$$P_{b,k} = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d_{b,k,i} \left[ \frac{(d_{b,k,d}^2 + d_{b,k,i}^2)/(d_{b,k,d}^2 - d_{b,k,i}^2) + \mu_p}{E_{biyel}} + \frac{(d_{b,k,i}^2 + d_{d,perno}^2)/(d_{b,k,i}^2 - d_{d,perno}^2) - \mu_p}{E_{bronz}} \right]}$$

$$P_{b,k} = \frac{0,0424}{20 \left[ \frac{(34^2 + 20^2)/(34^2 - 20^2) + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{(20^2 + 16^2)/(20^2 - 16^2) - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 44,42 \text{ MPa}$$

Biyel küçük başında dış ve iç yüzeylerde meydana gelecek olan gerilmeler "Lame Denklemleri" ne göre aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\sigma_{b,k,d} = P_{b,k} \frac{2 \cdot d_{b,k,i}^2}{d_{b,k,d}^2 - d_{b,k,i}^2} \quad (5.16)$$

$$\sigma_{b,k,d} = 44,42 \frac{2 \cdot 20^2}{34^2 - 20^2} = 47,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b,k,i} = P_{b,k} \frac{d_{b,k,d}^2 + d_{b,k,i}^2}{d_{b,k,d}^2 - d_{b,k,i}^2} \quad (5.17)$$

$$\sigma_{b,k,i} = 44,42 \frac{34^2 + 20^2}{34^2 - 20^2} = 91,42 \text{ MPa}$$

Hesaplanan  $P_{b,k}$  basıncı ve dinamik olarak değişen  $F_{perno}$  kuvveti sonlu elamanlar yöntemi ile biyel küçük başına uygulanıp zamana göre değişen gerilmeler Şekil 5.13 ' e göre elde edilir.

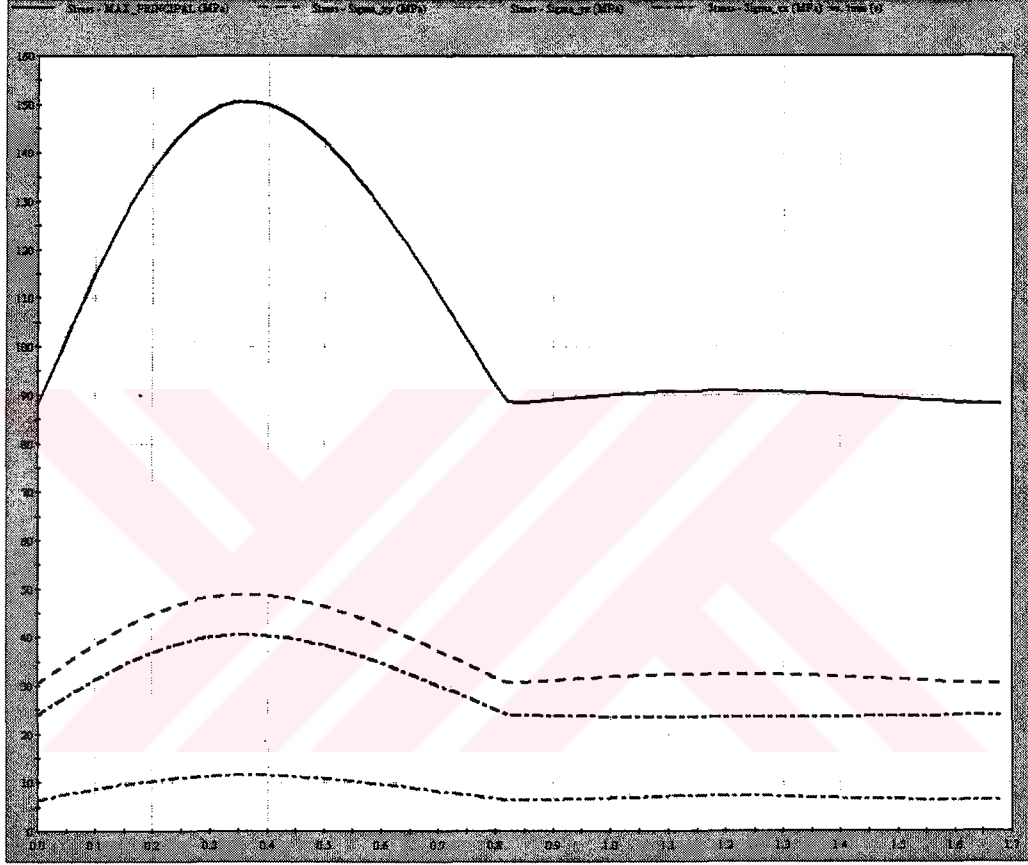
Ck45 malzeme,  $\sigma_{maks} = 150 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{min} = 90,50 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_k = 700 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{D,\zeta} = 280 \text{ MPa}$ ,  $S = 2$ ,  $K_y = 0,9$ ,  $K_b = 0,88$  ve  $K_{\zeta} = 1,272$  için mukavemet kontrolü şu şekilde yapılır:

Ölçü ve geometrisinde ani değişimler olmayan, yüzeyi kaliteli bir şekilde işlenmiş parçalarda çentik katsayısı malzeme iç yapısındaki kaliteye bağlı olarak ortaya çıkacaktır. Bu tür parçalarda çentik katsayısı (5.18) ifadesine göre kolayca hesaplanabilir.

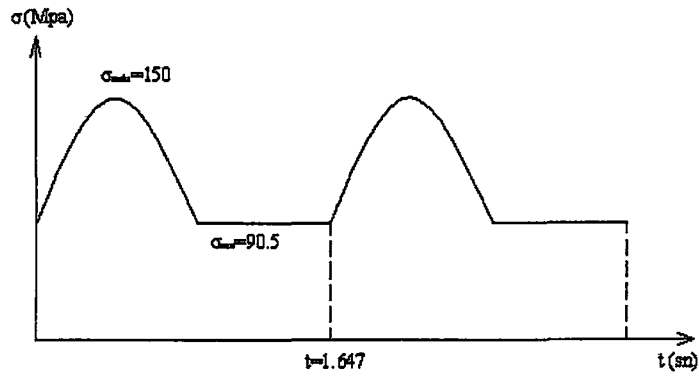
$$K_f = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_k - 400) \quad (5.18)$$

$$K_f = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (700 - 400) = 1,272$$

$$\sigma_{D^*} = \frac{K_b \cdot K_y}{K_f} \sigma_{D, \text{el}} = \frac{0,88 \cdot 0,9}{1,272} 280 = 174,30 \text{ MPa}$$



Şekil 5.13(a) Biyelde zamana göre meydana gelen maksimum gerilmeler



Şekil 5.13(b) Biyelde zamana göre meydana gelen maksimum gerilmeler

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} = \frac{150 + 90,50}{2} = 174,30 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} = \frac{150 - 90,50}{2} = 29,75 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

Dizayn denkleminde göre emniyet kontrolü yapılırsa, biyel küçük başının tehlikeli kesiti Ck45 malzeme için emniyetlidir.

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D^* / S} + \frac{\sigma_o}{\sigma_k / S} \leq 1 \quad (5.21)$$

$$\frac{29,75}{174,30/2} + \frac{120,25}{700/2} = 0,68 \leq 1$$

#### 5.4.1 Biyel Civataları

Biyelin büyük başında kullanılan öngerilmeli civatalar çekme gerilmesiyle zorlanmaktadır.  $F_{ön}$  öngerilmesiyle statik olarak yüklenen civataya, şiddeti dinamik olarak değişen  $F_{i\dot{s}}$  kuvveti de etki ettiği için titreşimli gerilme zorlanması ortaya çıkar. Civata kontrol hesabında kullanılacak olan semboller aşağıdaki gibidir:

- $F_{ön}$  : Öngerilme kuvveti, [N]
- $F_{i\dot{s}}$  : İşletme kuvveti, [N]
- $k_{e\dot{s}}$  : Civata ve biyel malzemelerinin eşdeğer rijik katsayısı
- $i$  : Civata sayısı
- $d_{ad}$  : Civata dişdibi çapı, [mm]

Önceki datalardan işletme kuvveti  $0 \leq F_{i\dot{s}} \leq 6000$  N olarak tespit edilir. Civatalar iki adet, M10 ve 6.8 dayanıma sahiptir.

$$F_{ön} = (2...3) \cdot F_{i\dot{s}} / i \quad (5.22)$$

$$F_{ön} = 2,5 \cdot 6000 / 2 = 7500 \text{ N}$$

$k_{e\dot{s}}$  katsayısı deneysel datalara göre  $0,15 \leq k_{e\dot{s}} \leq 0,25$  olarak tespit edilmiştir.

$$F_{maks} = F_{\ddot{on}} + k_{e\ddot{s}} \cdot F_{i\ddot{s}} / i \quad (5.23)$$

$$F_{maks} = 7500 + 0,2 \cdot 6000 / 2 = 8100 \text{ N}$$

$$F_{\min} = F_{\ddot{on}} = 7500 \text{ N} \quad (5.22)$$

$$\sigma_{maks} = \frac{F_{maks}}{\frac{\pi d_{dd}^2}{4}} = \frac{8100}{\frac{\pi 8,16^2}{4}} = 154,90 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{\min}}{\frac{\pi d_{dd}^2}{4}} = \frac{7500}{\frac{\pi 8,16^2}{4}} = 143,40 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{154,90 + 143,40}{2} = 149,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{154,90 - 143,40}{2} = 5,75 \text{ MPa}$$

6.8 civata malzemesi,  $\sigma_k=600$  MPa,  $\sigma_{D,\xi}=600 \cdot 0,4=240$  MPa,  $S=2$ ,  $K_y=0,88$ ,  $K_b=1$  ve  $K_\xi=3$  için mukavemet kontrolü şu şekilde yapılır:

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_{D^*} / S} + \frac{\sigma_o}{\sigma_k / S} \leq 1$$

$$\sigma_{D^*} = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\xi} \sigma_{D,\xi}$$

$$\sigma_{D^*} = \frac{1,0,88}{3} 240 = 70,4 \text{ MPa}$$

$$\frac{5,75}{70,4/2} + \frac{149,15}{600/2} = 0,66 \leq 1$$

Civata 6.8 malzeme için emniyetlidir.

## 6. SONUÇLAR

### 6.1 Giriş

Dozaj pompalarının diğer pompalardan farkı, deplasmanının değiştirerek kapasitesini ayarlayabilmesidir. Dozaj pompalarının hepsi pozitif deplasmanlı pompalar sınıfına dahil olup, konstrüktif açıdan plancerli veya diyaframlı olanları piyasada geçerlilik bulmuştur.

Diyaframlı pompalar sızdırmazlık açısından plancerli tiplere göre daha avantajlıdır. Plancerli pompalar daha yüksek basınçlarda kullanılır.

Plancerli veya diyaframlı tiplerin hepsi 2 stroklu emme-basma prensibine göre çalışmakta olup kontrüksiyonları birbirine son derece benzemektedir. Pompalama odasına emme stroğunda emilen proses akışkanı, basma stroğunda basılmak suretiyle bir doz akışkan pompalanır. Çalışma prensibi, gidip gelme hareketi yapan diyafram veya plancer yardımıyla, azalan hacimle vakum oluşturmak ve artan hacimle akışkan hareketi oluşturmaktır. Plancer veya diyafram gidip gelme hareketini yaparken çek valf sistemi akışkana yön verir.

Deplasman pompanın bir strokta yerdeğiştirdiği hacimdir. Dozaj pompalarında deplasman dozajlama hacmi olarak adlandırılır. Dozajlama hacminin değiştirilmesi için pistonun veya diyaframın ilerleme boyunun değiştirilmesi gerekmektedir. İlerleme boyu yani strok, dozajlama hacmi ile doğru oranlı olarak değişmektedir.

Deplasman ayarı için en çok kullanılan iki mekanizma değişken eksantriklikli krank sistemi ve mekanik kayıp yöntemidir. Değişken eksantriklik yöntemi, akış karakteristiği açısından mekanik strok kaybı yönteminden daha üstündür fakat daha pahalı bir konstrüksiyon gerektirir.

Bu çalışmada değişken eksantriklikli krank mekanizmasıyla çalışan bir dozaj pompası konstrüktif olarak incelenmiştir. Sistemin temelini oluşturan piston, perno ve biyel gibi kritik parçaların dinamik koşullarda nasıl zorlandığı, hangi kesitlerin tehlike altında olduğu ve hangi malzemelerle yola çıkılması gerektiği incelenmiştir.

### 6.2 Kinematik Analiz Sonuçları

Strok eksantrikliğin iki katı değerine eşit olduğundan, eksantriklik arttığı zaman strok ve dolayısıyla deplasman artmaktadır.

Pistonun stroğunun hızının ve ivmesinin krank açısına göre değişimi incelendiğinde, plancer hızının sinüzoidal bir değişim gösterdiği ve bu sinüzoidal değişimin ivmelenme olgusu

meydana getirdiği ortaya çıkmış olur. İvmelenme olgusu pompalanan akışkana da aynen yansımaktadır. Çizelge 6.1' de krank açısına göre kinematik analiz sonuçları verilmektedir.

Çizelge 6.1 Kinematik analiz özeti

$\theta$ [derece]	$\beta$ [derece]	$\gamma$ [derece]	$S(\theta)$ [m]	$v(\theta)$ [m/s]	$a(\theta)$ [m/s <sup>2</sup> ]
0	0,00	90,00	0,000	0,000	0,728
30	5,48	54,52	0,007	0,093	0,588
60	9,51	20,49	0,024	0,152	0,247
90	10,98	-10,98	0,046	0,160	-0,117
120	9,51	-39,51	0,066	0,126	-0,364
150	5,48	-65,48	0,079	0,067	-0,471
180	0,00	-90,00	0,084	0,000	-0,494
210	5,48	-125,48	0,079	-0,067	-0,471
240	9,51	-159,51	0,066	-0,126	-0,364
270	10,98	-190,98	0,046	-0,160	-0,117
300	9,51	-219,51	0,024	-0,152	0,247
330	5,48	-245,48	0,007	-0,093	0,588
360	0,00	-270,00	0,000	0,000	0,728

### 6.3 Atalet Kuvvetleri

İvmelenme neticesinde, gidip gelme hareketi yapan plancer grubunun kütlesi atalet kuvveti meydana getirir. Bu atalet kuvveti pompanın açısal hızının karesi ile doğru orantılı olduğundan, pompa hızı arttığında atalet kuvvetleri çok ciddi mertebelere gelecektir. Özellikle yüksek devirli pompalarda atalet kuvvetleri dikkatli bir şekilde göz önüne alarak boyutlandırma yapılmalıdır.

$$a(\theta) = \omega^2 e(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta)$$

Sabit hızla dönen bir krank sisteminde eksantrik kütle merkezkaç kuvvetleri meydana getirecektir. Yine pompa açısal hızının karesiyle doğru orantılı olan bu değişim, yüksek hızlarda ciddi bir problem olarak karşımıza çıkacaktır. Yüksek hızlarda çalışan pompaların krank ve biyel grubu kütleleri mümkün olduğu kadar hafif tasarlanmalıdır.

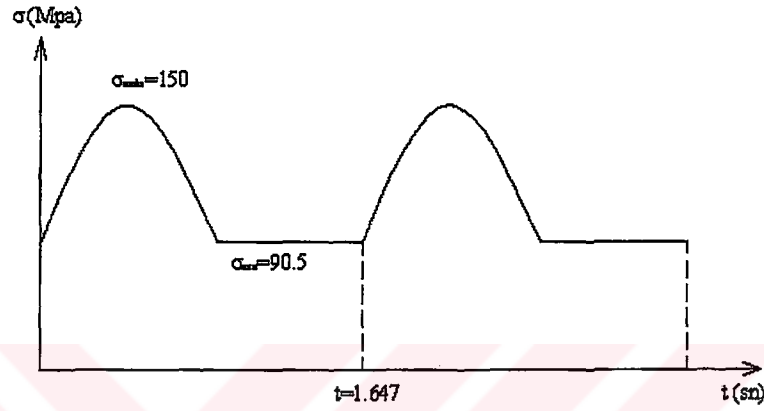
Tasarlanmış olan dozaj pompasını düşük devirli olduğundan, meydana gelen atalet kuvvetleri ihmat edilebilecek kadar düşük mertebededir.

### 6.4 Bazı Kritik Parçaların Yükleme Durumları

#### 6.4.1 Biyel

Biyel, krank ile pistonu birbirine bağlayan bir koldur. Biyel küçük başı biyelin en tehlikeli yüklenen kısmıdır. Biyel küçük başına çakılan kaymalı yatak, biyelin yüzeyine bir basınç

uygular. Çalışma esnasında farklı ısısal genleşmelerden ötürü bu basınç artacak ve biyel küçük başında zamana göre değişmeyen gerilmelere neden olacaktır. Buna ek olarak kranktan alınan itme kuvveti tam değişken bir etki ile biyel küçük başında gerilmelere neden olur. Meydana gelen toplam gerilme, sıklıktan oluşan statik gerilme ile krank kuvveti neticesinde oluşan tam değişken gerilmenin toplamıdır. Yapılan hesaplamalar sonucunda biyel malzemesi için Ck45 uygun görülmüş, krank açısına göre biyel tehlikeli kesitindeki gerilme dağılımı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Biyelde meydana gelen maksimum gerilmeler

Biyel küçük başını biyel büyük başına bağlayan civatalar titreşimli değişken çekme gerilmesiyle zorlanır. Yapılan hesaplamalar sonucunda biyel büyük başı civataları 6.8 olarak uygun görülmüştür.

#### 6.4.2 Perno

Perno, biyel küçük başı ile pistonu birbirine bağlamaktadır. Biyel küçük başından alınan tam değişken kuvvet ile eğilme ve kesme zorlanmasına çalışır. Eğilme gerilmesi perno boyunun tam orta kesitinde, kesme gerilmesi piston ve biyel küçük başının arasındaki kesitte meydana gelir. En tehlikeli zorlanma eğilme zorlanmasıdır. Yapılan hesaplamalara göre perno tehlikeli kesitindeki gerilmelerin zamana göre değişimi aşağıda verilmiştir.

Çizelge 6.2 Perno tehlikeli kesindeki  $\sigma_{e,perno}$  değişimi

$\theta$ [derece]	$\sigma_{e,perno}$ [MPa]
0	0,02
30	77,14
60	124,45
90	130,42
120	102,49
150	55,11
180	-0,02
210	-77,14
240	-124,45
270	-130,42
300	-102,49
330	-55,11
360	0,02

### 6.4.3 Piston

Piston akışkanı emen ve basan parça olup, perno ile biyel küçük başına bağlanmıştır. Piston emme stroğunda geriye çekilirken, pernoya bağlı olan deliğin orta kesiti tehlikeli bir şekilde çekme gerilmesiyle zorlanır. Buna ilaveten piston tepesinin et kalınlığı, basma stroğunda pompalama odasında meydana gelebilecek olan yüksek basınçlarda eğilmeye zorlanmaktadır.

Piston analizinde kullanılan kuvvet değişim datası aşağıdaki gibidir.

Çizelge 6.3 Pistona etki eden kuvvetlerin değişimi

$\theta$ [derece]	$F_{perno}$ [N]	$F_N$ [N]	$F_s$ [N]
0	0,69	0,00	0,00
30	3507,28	335,18	33,52
60	5659,01	934,54	93,45
90	5930,42	1129,53	112,95
120	4660,70	769,63	76,96
150	2506,15	239,47	23,95
180	-0,69	0,00	0,00
210	-3507,28	-335,03	-33,50
240	-5659,01	-934,43	-93,44
270	-5930,42	-1129,60	-112,96
300	-4660,70	-769,84	-76,98
330	-2506,15	-239,64	-23,96
360	0,69	0,00	0,00

Bu kuvvetler sonucunda elde edilen maksimum gerilme 40 MPa mertebelerindedir.

**KAYNAKLAR**

A. Kolchin, V. Demidov (1984) "Design of Automative Engines" , MIR PUBLISHERS, Moscow

Cecotti D. , (1997) "Pompe Doseuse", BAC SGM Bitirme Tezi, Academié Nantes, Fransa

Bozacı A. , Koçaş İ. ve Çolak Ö. Ü. (2000) "Makina Elemanlarının Projelendirilmesi" , Çağlayan Kitabevi .

Deniau P. , (2005) "A Short History of the Dosing Pump", Milton Roy Dosapro Sales Promotion Department, Fransa

Dikmen. F (2003) " Makina Elemanları I, II Ders Notları"

Gogolin L., (2005) "Dosing Pumps in Practical Applications" ,Manager Technical Department, Lutz-Jesco GmbH, Germany

Henshaw T. L. (1987) "Reciprocating Pumps" Van Norstrand Reinhold Company, Inc., New York,

Karassik I. J. , Missina J. P. , Cooper P. ve Heald C. (2001) "Pump Handbook" , McGRAW-HILL, New York

Kullanma kılavuzu, (2004) "Dosing Pumps Installation NPSH Pulsation Dampers" Dosapro Milton Roy Company, Fransa

Miller, J. E. , (1987) " The Reciprocating Pump—Theory, Design and Use". John Wiley & Sons, Inc. New York

Roizil L. , Levassor J.F. , Girondin C. , (2000) "Pompe Alimentaire A Clapets Pilotes", BAC SGM Bitirme Tezi, Academié Nantes, Fransa

Shigley J. E. , (1996) "Mechanical Enginnering Design", McGraw-Hill, New York

Shigley J. E. , Mischke C. R. , (2001) "Standard Handbook of Machine Design", McGraw-Hill Second Edition , New York

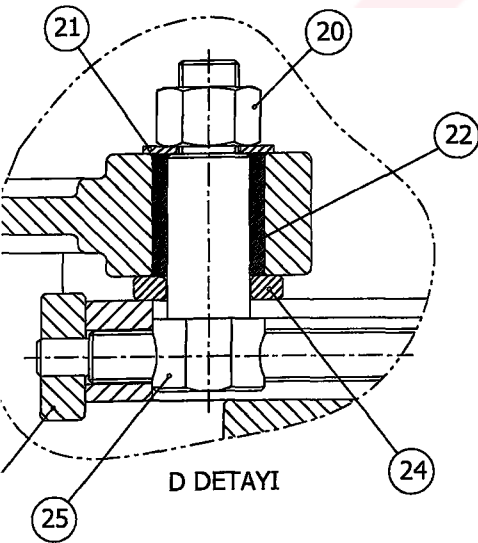
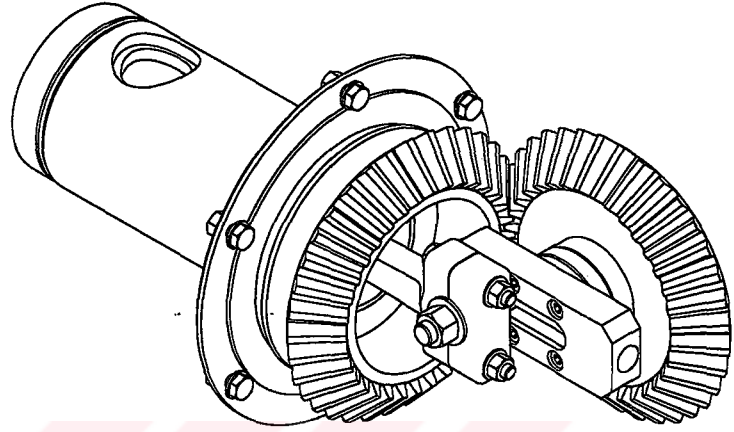
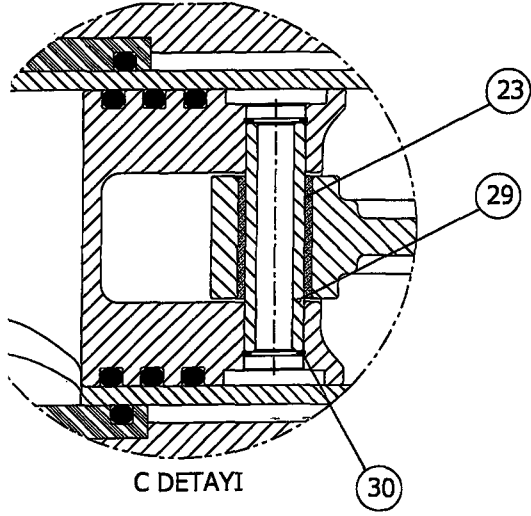
**İNTERNET KAYNAKLARI**

- 1) [www.bran-luebbe.com](http://www.bran-luebbe.com)
- 2) [www.dosapro.com](http://www.dosapro.com)
- 3) [www.miltonroymixing.com](http://www.miltonroymixing.com)
- 4) [www.pcmpompes.com](http://www.pcmpompes.com)

**EKLER**

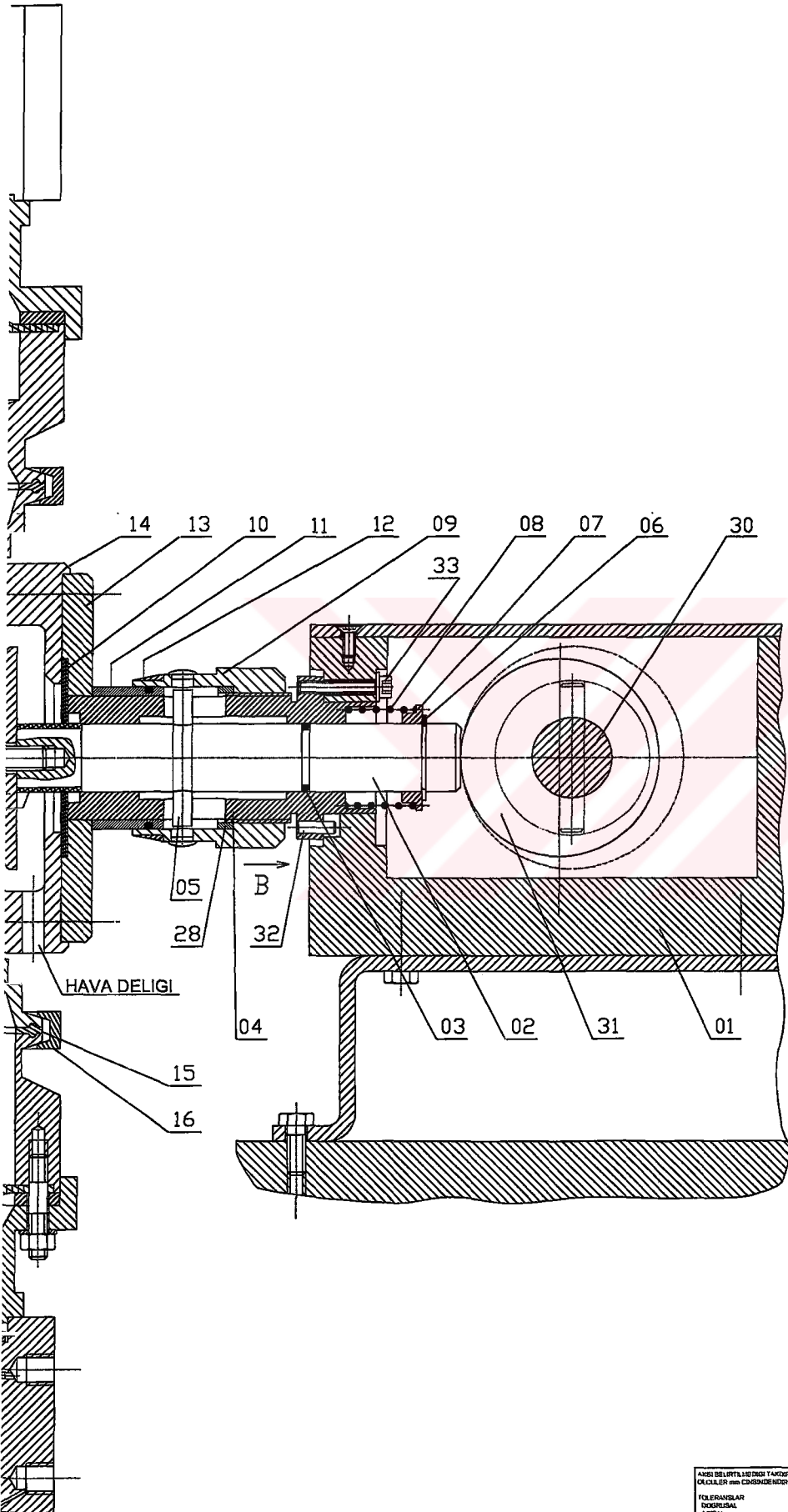
- Ek 1 Analiz edilen dozaj pompasının teknik resmi  
Ek 2 Diyaframlı tip bir dozaj pompası örnek teknik resmi





NO	PARÇA ADI	MALZEME	YÜZEY İŞLEMLERİ	ADET
1	GOVDE	St37	PUSKURTME BOYA	1
2	PİNYON KONİK DİSLİSİ (z=35, m=6)	Ck45		1
3	STROK AYAR YATAGI	C45		1
4	KONİK DİSLİ (z=35, m=6)	Ck45		1
5	M10 SOMUN	4.6		8
6	M10x25 CIVATA	4.6		6
7	PISTON	Ck45	TEFLON	1
8	O-RİNG Ø80x6	SİLİKON		3
9	O-RİNG Ø100x6	SİLİKON		2
10	DOZAJ MEMESİ	X2 CrNiN 18-10 (1.4311)		1
11	BİLYALI YUVARLANMA ELAMANI			2
12	ÖN KAPAK	C45	PUSKURTME BOYA	1
13	YUZUK	St50		2
14	DÖNER SİLİNDİR	X2 CrNiN 18-10 (1.4311)		1
15	ÖN BURÇ	PA11		1
16	ARKA BURÇ	PA11		1
17	GİRİŞ GRUBU	X2 CrNiN 18-10 (1.4311)		1
18	SİLİNDİR GOVDESİ	St50	PUSKURTME BOYA	1
19	BİYEL	Ck45		1
20	M16 SOMUN			1
21	RONDELA			1
22	BİYEL BÜYÜK BAS BURCU	BRONZ		1
23	BİYEL KÜÇÜK BAS BURCU	BRONZ		1
24	AYAR PULU	BRONZ		1
25	KAYICI PİM	Ck45		1
26	STROK AYAR VIDASI	Cu Sn 12 Zn 1 P		1
27	STROK AYAR TEKERİ	St 37		1
28	GLÜPİLYA 4x35			1
29	PERNO	Ck45		1
30	İC CAP SEGMANI Ø16x1,5	Ck45		2
31	M10x70 CIVATA	6.8		2
32	BİYEL MERKEZLEME BURCU	St37		2

AŞIŞ BELİRTİLERİNE TAABİT OLUP OLMADIKLARINI GÖZETİM İÇİN BELİRTİLMELİDİR		YÜZEY KALİTESİ	VERİLEBİLEN PAHAAR 03145 DİR	RESİM İSTİFİNDEKİ ÖLÇÜ ALIYORUZ ÖLÇÜLER VERİLDİĞİ İZLENİMDE DEĞERLERDİR	REVİZYON
TOLERANSLAR DOKÜMANA GÖRE					
İSİM	BAZA	TARİHİ			
ÇİZEN					
KONTROL					
ONAY					
MALZEME			BAGLIF		
AŞIŞI			PİSTONLU DOZAJ POMPASI		
TARİHİ			TEKNIK RESİM NO		
AŞIŞI			EK1		A1
AŞIŞI			EKİBY 10		
AŞIŞI			DOKÜMAN 1.1		



NO:	PARÇA ADI:	ADET	MALZEME
01	GOVDE	1	DD30
02	PISTON	1	C85
03	SIZDIRMAZLIK COSTASI Ø18x2.5	1	NITRİL
04	DOZAJ KAFASI DESTEĞİ	1	X2 CrNiMo 17-2
05	PISTON DURDURMA PİMİ	1	C45
06	DIS CAP SEGMANI DIN471 Ø22x1.5	1	
07	MALAFİ	1	C45
08	GERİ ÇEKME YAYI	1	C85
09	AYAR TEKERİ	1	X2 CrNiMo 18-10
10	BAGLANTI YUZUGU	1	VİTON
11	AYAR TEKERİ BURCU	1	X2 CrNiMo 18-10
12	YUZUK	1	X2 CrNiMo 18-10
13	HAVALAN. GOVDESİ YUZUGU	1	X2 CrNiMo 18-10
14	HAVALANDIRMA GOVDESİ	1	X2 CrNiMo 18-10
15	KELEPÇE CONTASI	2	SİLİKON
16	SIKMA BİLEZİĞİ	2	X2 CrNiMo 17-7
17	DOZAJ KAFASI	1	X2 CrNiMo 17-12
18	DIYAFRAM	1	TEFLON
19	M8 DIYAFRAM VIDASI	1	X2 CrNiMo 18-10
20	DIYAFRAM DESTEK RONDELASI	1	X2 CrNiMo 17-12
21	PISTON BURCU	1	PVC
22	CEK VALF YATAGI	2	X2 CrNiMo 17-12
23	CEK VALF BİLYASI	2	X2 CrNiMo 17-12
24	EMME VALFİ KOLU	1	X2 CrNiMo 17-12
25	EMME VALF GOVDESİ	1	X2 CrNiMo 17-12
26	CEK VALF DIYAFRAMI	2	TEFLON
27	RAKOR	2	X2 CrNiMo 17-12
28	DURDURMA HALKASI	1	C45
29	SENSOR	4	
30	KAM MILİ	1	C45
31	KAM	1	C45
32	MERKEZLEME PİMİ	1	Si37
33	M4 VİDA	3	8.8

AISI BELİRTİLERİNDEN YAKORNE ÖLÇÜLERİNE GÖRE		YUZUĞU KALİTESİ:	VERİLEN YENİ PARKAP 0.2x45° DR	RİBELİ ÜSTÜNDEKİ ÖLÇÜ ALIŞIYOR ÖLÇÜLER VERİLEN ÖLÇÜLERE GÖRELERDİR	REVİZYON
FİGÜRANLAR DOKÜRİSAL AÇISAL:					
ÇİZEN	İSİSİ	BİLEZİ	TARİHİ	BASKI:	
KONTROL				KAM TAHRİKLİ DIYAFRAMLI DOZAJ POMPASI	
ÇİZİM				TİKNİK RESİM	
				EKG	
				A1	
				AĞIRI:	
				ÖLÇÜ: 1:1	
				DOKÜMAN 1.1	

**ÖZGEÇMİŞ**

Adı Soyadı	Engin TEZEL	
Doğum tarihi	23.12.1980	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1994-1998	Boğaziçi Behçet Kemal Çağlar Lisesi
Lisans	1999-2003	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstruksiyon Programı

**Çalıştığı Kurumlar:**

5.1.2004 – 2.6.2005 Tekno Kauçuk Plastik Malzeme A.Ş