

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**İKİZ V MODEL PİSTONLU MOTORUN ATALET KUVVETLERİNİN
ANALİTİK OLARAK HESAPLANMASI, LANCHESTER DENGİ
MEKANİZMASI İLE DENGELENMESİ VE MUKAYESESİ**

SELİM KÜÇÜKATEŞ

KOCAELİ 2019

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

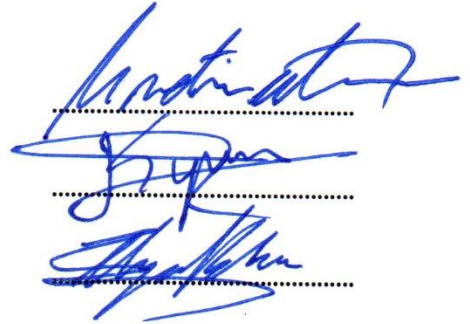
**İKİZ V MODEL PİSTONLU MOTORUN ATALET KUVVETLERİNİN
ANALİTİK OLARAK HESAPLANMASI, LANCHESTER DENGİ
MEKANİZMASI İLE DENGELENMESİ VE MUKAYESESİ**

SELİM KÜÇÜKATEŞ

Prof.Dr. H.Metin ERTUNÇ
Danışman, Kocaeli Üniv.

Prof.Dr. K.Süleyman YİĞİT
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

Doç.Dr. İlyas KANDEMİR
Jüri Üyesi, Gebze Teknik Üniv.



Tezin Savunulduğu Tarih: 26.02.2019

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

İçten yanmalı pistonlu motorların doğrusal ve döner yörüngelerde yüksek hızlar ile çalışan parçalarının bulunmasından dolayı dengelenmemiş en küçük kütleler dahi önemli ölçüde atalet kuvvetleri oluştururlar. Oluşan bu atalet kuvvetlerini dengelemenin amacı; atalet kuvvetlerini yok etmek değil aksine onlara zıt yönde eş atalet kuvvetleri oluşturup birbirini dengeleyip toplam atalet kuvvetlerini en aza indirmektir. Motorun kullanıldığı alanın müsaade ettiği sınır salınım değerleri göz önünde bulundurulduğunda, maliyet konfor ilişkisinin çok önemli olmadığı uygulamalar için motor üzerinde sadece krank denge karşı ağırlıkları ile yetinilirken, maliyet konfor ilişkisinin önemli olduğu uygulamalarda krank denge ağırlıklarına ek olarak bir veya birkaç tane Lanchester denge mekanizması kullanılması gerekebilmektedir. Bu yüksek lisans tezi kapsamında su pompaları ve zirai aletler için tasarlanmış İkiz V model içten yanmalı pistonlu motorun krank, piston ve piston kolunun hareketlerinden doğan rahatsız edici salınımların aynı motora eklenecek olan Lanchester denge mekanizması vasıtası ile en aza indirgenmesi konu edilecektir. Sonuç olarak motor hibrit bir araçta kullanılacaksa Lanchester dengeli SYK tipinde seçilmesi gerekirken mesafe uzatıcı şeklinde kullanılacak bir motor ise Lanchester dengeli AYK tipinde olması gerekmektedir.

Bu tezin yazılması sırasında beni yönlendiren Prof. Dr. H. Metin ERTUNÇ, Prof. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT Hocalarıma ayrıca Mesayi arkadaşım Mehmet BAYRAKTUTAR'a ve kendi öz kardeşim gibi değer verdiğim Ali Batuhan KINDAN'a teşekkür ederim.

Şubat – 2019

Selim KÜÇÜKATEŞ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
TABLolar DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER.....	xiv
KISALTMALAR.....	xviii
ÖZET	xix
ABSTRACT	xx
GİRİŞ	xxi
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. İçten Yanmalı Pistonlu Motorların İnsanlık Tarihindeki Yeri ve Tarihsel Gelişimi	1
1.2. Krank Biyel Mekanizmasının Ana Parçaları	3
1.2.1. Krank	4
1.2.2. Piston	6
1.2.3. Piston kolu	7
1.3. Lanchester Denge Mekanizması	7
1.4. Denge Başarı Oranları	9
1.4.1. Kuvvet denge başarı oranı	9
1.4.1.1. Krank ile dengelenen motorun krank kuvvet denge başarı oranı.....	9
1.4.1.2. Lanchester mekanizması ile dengelenen motorun Lanchester kuvvet denge başarı oranı	9
1.4.2. Moment denge başarı oranı.....	10
1.4.2.1. Krank ile dengelenen motorun krank moment denge başarı oranı.....	10
1.4.2.2. Lanchester mekanizması ile desteklenen motorun Lanchester moment denge başarı oranı	11
1.5. Motorların Dönüş Yönü	11
2. İKİZ V PİSTONLU MOTORUN KİNEMATİĞİ	12
2.1. Krankın Kinematığı.....	14
2.1.1. Krank muylusunun konumu.....	14
2.1.2. Krank muylusunun ivmesi.....	16
2.1.3. Krank ağırlık merkezinin konumu	18
2.1.4. Krank ağırlık merkezinin ivmesi.....	19
2.2. Piston Kinematığı.....	21
2.2.1. Piston konumu.....	22
2.2.1.1. Birinci piston konumu	22
2.2.1.2. İkinci piston konumu	32
2.2.2. Pistonların hızları	32
2.2.2.1. Birinci piston hızı	33
2.2.2.2. İkinci piston hızı.....	36
2.2.3. Pistonların ivmeleri	37

2.2.3.1. Birinci piston ivmesi.....	37
2.2.3.2. İkinci piston ivmesi	40
2.3. Piston Kolu Kinematığı	42
2.3.1. Piston kollarının ağırlık merkezlerinin konumları	43
2.3.1.1. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin konumu	43
2.3.1.2. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin konumu	45
2.3.2. Piston kollarının ağırlık merkezlerinin ivmeleri	47
2.3.2.1. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin ivmeleri	48
2.3.2.2. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin ivmeleri.....	50
2.3.3. Piston kollarının piston pimi merkezindeki dönme açıları	52
2.3.3.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısı.....	52
2.3.3.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısı.....	56
2.3.4. Piston kollarının piston pimi merkezinde dönme açısal hızları	59
2.3.4.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal hızı	59
2.3.4.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal hızı	60
2.3.5. Piston kollarının piston pimi merkezinde açısal ivmeleri	61
2.3.5.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal ivmesi.....	61
2.3.5.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal ivmesi.....	64
3. LANCHESTER DENG MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ	66
3.1. Lanchester Denge Millerinin Ağırlık Merkezi Konumları.....	67
3.1.1. KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi konumu	69
3.1.2. KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi konumu	71
3.2. Lanchester Denge Millerinin Ağırlık Merkezi İvmeleri	73
3.2.1. KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi ivmesi.....	74
3.2.2. KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi ivmesi.....	75
4. İKİZ V PİSTONLU MOTORUN ATALET KUVVETLERİ	77
4.1. Krankın Atalet Kuvvetleri	79
4.1.1. Krankın atalet kuvvetleri	79
4.1.2. Krankın atalet kuvvetlerinden kaynaklanan moment.....	80
4.2. Pistonların Atalet Kuvvetleri	82
4.2.1. Birinci pistonun atalet kuvvetleri.....	82
4.2.1.1. Birinci pistonun atalet kuvvetleri	83
4.2.1.2. Birinci pistonun atalet kuvvetinden kaynaklı momenti.....	84
4.2.2. İkinci pistonun atalet kuvvetleri.....	85
4.2.2.1. İkinci pistonun atalet kuvvetleri.....	86
4.2.2.2. İkinci pistonun atalet kuvvetinden kaynaklı momenti.....	88
4.3. Piston Kollarının Atalet Kuvvetleri.....	88
4.3.1. Piston kollarının atalet kuvvetleri	89
4.3.1.1. Birinci piston kolunun atalet kuvvetleri	89
4.3.1.2. İkinci piston kolunun atalet kuvvetleri	91
4.3.2. Piston kollarının atalet kuvvetlerinden kaynaklı döndürme momentleri.....	92

4.3.2.1. Birinci piston kolunun doğrusal atalet kuvvetlerinden kaynaklı dönme momenti	93
4.3.2.2. İkinci piston kolunun atalet kuvvetlerinden kaynaklı dönme momenti.....	94
4.3.3. Piston kollarının piston pimleri merkezinde dönmesinden kaynaklı döndürme momentleri.....	95
4.3.3.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme momenti.....	95
4.3.3.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme momenti.....	96
5. LANCHESTER DENGİ MEKANİZMASININ ATALET KUVVETLERİ	98
5.1. KEY-Lanchester Denge Milinin Atalet Kuvvetleri	100
5.1.1. KEY-Lanchester denge milinin toplam atalet kuvveti	100
5.1.2. KEY-Lanchester denge milinin atalet kuvvetlerinden kaynaklanan moment.....	101
5.2. KTY-Lanchester Denge Milinin Atalet Kuvvetleri	102
5.2.1. KTY-Lanchester denge milinin atalet kuvveti.....	103
5.2.2. KTY-Lanchester denge milinin atalet kuvvetlerinden kaynaklanan moment.....	103
5.3. Lanchester Denge Millerinin Toplam Atalet Kuvvetleri.....	104
5.3.1. Lanchester denge millerinin toplam atalet kuvveti	105
5.3.1.1. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvvetinin parametreler ile ilişkisi	107
5.3.1.2. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti tepe noktasının krank faz farkı ile ilişkisi	108
5.3.1.3. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti etkime yönünün parametreler ile ilişkisi.....	109
5.3.1.4. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti frekansının açısal dönüş hızı ile ilişkisi.....	111
5.3.2. Lanchester denge millerinin toplam momenti	111
6. İKİZ V PİSTONLU MOTORUN TOPLAM ATALET KUVVETLERİ	114
6.1. İkiz V Pistonlu Motorun Toplam Atalet Kuvveti	115
6.1.1. İkiz V pistonlu motorun krank ile dengelenmediği haldeki toplam atalet kuvveti	117
6.1.2. İkiz V pistonlu motorun kuvvet dengesinin SYK ile optimize edilmesi	119
6.1.2.1. SYK ikiz V pistonlu motorun toplam kuvvet yönü.....	128
6.1.2.2. SYK ikiz V pistonlu motorun gövde salınımı.....	130
6.1.3. İkiz V pistonlu motorun kuvvet dengesinin AYK ile optimize edilmesi	133
6.1.3.1. AYK ikiz V pistonlu motorun toplam kuvvet yönü	146
6.1.3.2. AYK ikiz V pistonlu motorun gövde salınımı	147
6.2. İkiz V Pistonlu Motorun Toplam Momenti	150
6.2.1. İkiz V pistonlu motorun krank ile dengelenmediği haldeki toplam momenti.....	152
6.2.2. İkiz V pistonlu motorun SYK ile dengelendiği haldeki toplam momenti.....	154
6.2.3. İkiz V pistonlu motorun AYK ile dengelendiği haldeki toplam momenti.....	156

7. LANCHESTER DENGELİ İKİZ V PİSTONLU MOTORUN TOPLAM	
ATALET KUVVETLERİ	158
7.1. Lanchester Dengeli İkiz V Pistonlu Motorun Atalet Kuvveti	159
7.1.1. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi.....	161
7.1.1.1. Lanchester denge milleri ile dengelenmiş SYK ikiz V Pistonlu motorun gövde salınımı	175
7.1.2. AYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi.....	178
7.1.2.1. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti yönü	185
7.1.2.2. Lanchester denge milleri ile dengelenmiş AYK ikiz V pistonlu motorun gövde salınımı.....	187
7.1.2.3. Lanchester denge millerinin AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti frekansına etkisi.....	189
7.2. Lanchester Dengeli İkiz V Pistonlu Motorun Toplam Momenti	190
7.2.1. SYK ikiz V pistonlu motorun moment dengesinin Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi.....	192
7.2.2. AYK ikiz V pistonlu motorun moment dengesinin Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi.....	203
8. BULGULAR VE TARTIŞMA	209
8.1. SYK İkiz V Pistonlu Motorun AYK Krank İle Dengelenmesi	209
8.1.1. SYK ikiz V pistonlu motorun AYK krank ile dengelenmesinin krank kuvvet denge başarı oranına etkisi	209
8.1.2. SYK ikiz V pistonlu motorun AYK krank ile dengelenmesinin motor gövde salınımına etkisi	210
8.1.3. SYK ikiz V pistonlu motorun AYK krank ile dengelenmesinin krank moment denge başarı oranına etkisi	211
8.2. SYK İkiz V Pistonlu Motorun Lanchester Denge Milleri ile Desteklenmesi.....	212
8.2.1. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester kuvvet denge başarı oranına etkisi	212
8.2.2. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin motor gövde salınımına etkisi.....	213
8.2.3. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester moment denge başarı oranına etkisi	214
8.3. AYK İkiz V Pistonlu Motorun Lanchester Denge Milleri ile Dengelenmesi	215
8.3.1. AYK ikiz V pistonlu motorun lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester kuvvet denge başarı oranına etkisi	215
8.3.2. AYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin motor gövde salınımına etkisi.....	216
8.3.3. AYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester moment denge başarı oranına etkisi	217
8.4. SYK Lanchester ve AYK Lanchester dengeli İkiz V Pistonlu Motorun birbiri ile mukayesesi.....	218
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	221
KAYNAKLAR.....	224
EKLER.....	226

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER.....	235
ÖZGEÇMİŞ.....	236



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Tek silindirli yatay bir motorun krank biyel mekanizması	4
Şekil 1.2.	$R_K=41,75$ mm $R_{Kd}=20,3$ mm yarıçapında $m_K=3,63$ kg ağırlığında ikiz V pistonlu motorun krankı	5
Şekil 1.3.	Eteğinde ek bir yağ seğmanı bulunduran $D_P=\varnothing 82$ mm çapında $m_P=0,457$ kg ağırlığında ikiz V motorun pistonu.....	6
Şekil 1.4.	Her biri $m_B=0,737$ kg, $L_B=144$ mm ve $L_{\%B}=0.24$ değerlerine sahip birbirine çatal bıçak gibi geçirilmiş ikiz V motorun piston kolları	7
Şekil 1.5.	Krankın altında konuşlandırılmış triger kayışı tahrikli Lanchester denge milleri.....	8
Şekil 2.1.	İkiz V motorun sadece birinci piston ve birinci biyel kolu ile oluşturulmuş X eksenı üzerindeki krank biyel mekanizması.....	12
Şekil 2.2.	İkiz V motorunun krank biyel mekanizmasının 3D görünümü.....	13
Şekil 2.3.	Krank'ın dönüş yönü ve muylu izdüşümleri	14
Şekil 2.4.	Krank muylusu merkezinin X ve Y eksenine izdüşüm grafiğı	16
Şekil 2.5.	Krank muylusunun X ve Y eksenı istikametindeki ivmeleri	16
Şekil 2.6.	Krank muylusunun X ve Y eksenine izdüşüm ivme grafiğı	17
Şekil 2.7.	Krank ağırlık merkezinin X eksenı ile olan açısı ve izdüşümleri.....	18
Şekil 2.8.	SYK için ağırlık merkezinin X ve Y eksenine izdüşüm uzunluğı grafiğı.....	19
Şekil 2.9.	Krankın ağırlık merkezi, kütlesi ve izdüşüm ivmeleri.....	20
Şekil 2.10.	Azami devirde krank ağırlık merkezinin ana eksenlere izdüşüm ivmeleri	21
Şekil 2.11.	Birinci pistonun geometrik yeri.....	23
Şekil 2.12.	Piston kolu krank muylu yarıçapından küçük olamaz!	26
Şekil 2.13.	Krank açısı θ_K ve λ 'ya göre birinci piston konumu grafiğı	28
Şekil 2.14.	Birinci pistonun λ 'ya bağı konumu ve krank ağırlık merkezi konumu arasındaki fark grafiğı	29
Şekil 2.15.	$\lambda_1=0$ ile $\lambda_8=1$ arasında $\Delta_{PS}=83,5$ mm piston stroku için ε_X grafiğı	30
Şekil 2.16.	Krankın 90^0 ve 270^0 açısındaki λ 'ya bağı ε_X grafiğı.....	31
Şekil 2.17.	Birinci pistonun rölanti devri için farklı λ sayılarındaki hız grafiğı.....	34
Şekil 2.18.	Birinci pistonun krank açısına göre hız grafiğı	35
Şekil 2.19.	İkinci pistonun krank açısına göre hız grafiğı	36
Şekil 2.20.	Rölanti devrinde birinci pistonun ivme grafiğı	38
Şekil 2.21.	Farklı λ değerlerinde birinci piston ivme grafiğı.....	38
Şekil 2.22.	Tek silindirli pistonlu motorun piston ataletlerinin krank karşı ağırlığı tarafından dengelenmesi	39
Şekil 2.23.	İkiz pistonlu 90^0 silindir yerleşimli V motorun piston ataletlerinin krank karşı ağırlığı tarafından dengelenmesi	40
Şekil 2.24.	Azami motor devrinde ikinci piston ivme grafiğı	41
Şekil 2.25.	Piston kolunun ağırlık merkezinin yeri	42
Şekil 2.26.	Birinci piston kolu ağırlık merkezinin ana eksenler üzerindeki yeri	43
Şekil 2.27.	Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin yörüngesi	45
Şekil 2.28.	İkinci pistonun ağırlık merkezinin ana eksenler üzerindeki yeri.....	45

Şekil 2.29. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin yörüngesi	47
Şekil 2.30. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivmeleri	48
Şekil 2.31. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivme grafiği	49
Şekil 2.32. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivmeleri	50
Şekil 2.33. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivme grafiği	51
Şekil 2.34. Birinci piston kolunun X eksenine ile yapmış olduğu geniş ve dar açı	52
Şekil 2.35. Birinci piston kolunun X eksenine ile yaptığı açının krank açısına göre grafiği	54
Şekil 2.36. Piston kolunun azami çalışma açısı grafiği	56
Şekil 2.37. İkinci piston kolunun Y eksenine ile yapmış olduğu açı	57
Şekil 2.38. İkinci piston kolunun Y eksenine ile yaptığı açının kranka göre grafiği	58
Şekil 2.39. Birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısal hız grafiği	60
Şekil 2.40. İkinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısal hız grafiği	61
Şekil 2.41. Birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısal ivmesi	61
Şekil 2.42. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme ivme grafiği	62
Şekil 2.43. Birinci piston kolunun farklı λ değerlerinde piston pimi merkezinde dönme ivme grafiği	63
Şekil 2.44. İkinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme ivme grafiği	64
Şekil 3.1. Lanchester dengeleme mekanizmasının krank açısı $\theta_k=0^\circ$ iken durumu	66
Şekil 3.2. Lanchester dengeleme mekanizmasının denge milleri koordinatları	68
Şekil 3.3. Lanchester denge mekanizması denge milleri ağırlık merkezleri konumları	69
Şekil 3.4. KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm grafiği	71
Şekil 3.5. KTY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm grafiği	73
Şekil 3.6. KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi ivmeleri	74
Şekil 3.7. KEY-Lanchester mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm ivmesi	75
Şekil 3.8. KTY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi ivmeleri	75
Şekil 3.9. KTY-Lanchester mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm ivmeleri	76
Şekil 4.1. İkiz V motora krank biyel mekanizmasındaki parçaların eylemsizliklerinden dolayı etki eden atalet kuvvetleri	77
Şekil 4.2. İkiz V motorun krank biyel mekanizmasındaki hareketli parçalarının kütleleri	78
Şekil 4.3. Krank ağırlık merkezinin oluşturduğu atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment	80
Şekil 4.4. Krank ağırlık merkezinin atalet kuvvetleri grafiği	81
Şekil 4.5. Birinci pistonun oluşturduğu atalet kuvvetleri	82
Şekil 4.6. Birinci pistonun atalet kuvvetleri grafiği	84
Şekil 4.7. Birinci pistonun döndürme atalet momentinin krank açısına göre grafiği	85
Şekil 4.8. İkinci pistonun oluşturduğu atalet kuvvetleri	86

Şekil 4.9. İkinci pistonun krank açısına göre atalet kuvvetleri grafiği.....	87
Şekil 4.10. İkinci pistonun döndürme momentinin krank açısına göre grafiği.....	88
Şekil 4.11. Birinci piston kolunun atalet kuvvetleri.....	89
Şekil 4.12. Birinci piston kolu ağırlık merkezi X, Y ekzen iz düşüm kuvvetleri ve oluşturdukları döndürme momenti grafiği	90
Şekil 4.13. İkinci piston kolunun atalet kuvvetleri	91
Şekil 4.14. İkinci piston kolu ağırlık merkezi X, Y ekzen iz düşüm kuvvetleri ve oluşturdukları döndürme momenti grafiği	92
Şekil 4.15. Birinci piston kolunun atalet kuvvetlerinden doğan döndürme momenti	93
Şekil 4.16. İkinci piston kolunun atalet kuvvetlerinden doğan döndürme momenti	94
Şekil 4.17. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme momenti	95
Şekil 4.18. Piston kollarının açılal ivmelerinden kaynaklı dönme momenti grafiği.....	96
Şekil 4.19. İkinci piston kolunun piston pimi çevresinde dönme momenti	96
Şekil 5.1. Lanchester denge milleri	98
Şekil 5.2. Lanchester denge millerinin atalet kuvvetleri	99
Şekil 5.3. KEY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment	100
Şekil 5.4. KEY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment grafiği.....	102
Şekil 5.5. KTY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri	102
Şekil 5.6. KTY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment grafiği.....	104
Şekil 5.7. Lanchester denge mekanizmasının toplam atalet kuvvetleri.....	105
Şekil 5.8. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvvetleri grafiği	106
Şekil 5.9. Lanchester denge millerinin çakışık eksen üzerinde parametre gösterimi	108
Şekil 5.10. Lanchester denge milleri moment grafiği	112
Şekil 6.1. Lanchester mekanizması olmayan ikiz V pistonlu motora etki eden toplam atalet kuvvetleri	114
Şekil 6.2. İkiz V pistonlu motora etki eden atalet kuvvetleri	115
Şekil 6.3. Krank ile dengelenen ikiz V motorun toplam kuvvetleri grafiği	116
Şekil 6.4. Krank tarafından dengelenmeyen motorun krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği	117
Şekil 6.5. Krank tarafından dengelenmeyen motorun krank devrine göre atalet kuvveti genliği grafiği.....	118
Şekil 6.6. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta m_K$ nonlineer ifadesinin m_K değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	121
Şekil 6.7. Krank ağırlığına bağlı SYK krank kuvvet denge başarı oranı grafiği	124
Şekil 6.8. $m_K=3,63$ kg, $R_{Kd}=20,3$ mm ve $\phi_{kd}=180^0$ simetrik yerleşimli ağırlık merkezli krank ile dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun rölanti devrinde çalışırkenki toplam atalet kuvveti grafiği	125
Şekil 6.9. SYK ile optimum bir şekilde dengelenen motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği (açık mavi) ve krank ağırlığı olmayan motorun toplam kuvvet genliği (turuncu) grafiği.....	126
Şekil 6.10. SYK ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti ve doğrultusunun krank açısına göre grafiği.....	128

Şekil 6.11. İkiz V pistonlu motorun $m_K=3,63$ kg krank ile $\varphi_{Kd}=180^0$ de %37,02 dengelendiğinde $\Sigma F(\varphi_{\Sigma F})$ toplam atalet kuvvetinin etki yönüne bağlı grafiği.....	129
Şekil 6.12. SYK dengeli ikiz V pistonlu motorun rölanti devrindeki serbest salınım grafiği	131
Şekil 6.13. SYK dengeli motorun krank açısına göre X ve Y eksenlerindeki salınım grafiği	132
Şekil 6.14. SYK motorun krank açısına göre rölanti devrindeki mutlak salınım grafiği.....	132
Şekil 6.15. SYK dengeli motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği.....	133
Şekil 6.16. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta m_K$ nonlinear ifadesinin m_K değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	136
Şekil 6.17. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{Kd}$ nonlinear ifadesinin φ_{Kd} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	138
Şekil 6.18. Krank ağırlığına bağlı AYK krank kuvvet denge başarı oranı grafiği ...	141
Şekil 6.19. Krank ağırlığına bağlı AYK toplam kuvvet genliği grafiği ve krank kuvvet denge başarı oranı grafiği	141
Şekil 6.20. İkiz V pistonlu motorun krank açısı $\theta_K=45^0$ deyken krank biyel mekanizmasının hareket durumu.....	142
Şekil 6.21. $m_K=3,53$ kg, $R_{Kd}=20$ mm ve $\varphi_{Kd}=182,58^0$ (AYK) ile dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti grafiği.....	143
Şekil 6.22. AYK tarafından dengelenen (açık mavi renkli eğri) ve dengelenmeyen (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği grafiği	144
Şekil 6.23. AYK ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti ve doğrultusunun krank açısına göre grafiği	146
Şekil 6.24. $m_K=3,53$ kg ve $\varphi_{Kd}=182,58^0$ AYK kranklı ikiz V pistonlu motorun $\Sigma F(\varphi_{\Sigma F})$ toplam atalet kuvvetinin etki yönüne bağlı grafiği.....	147
Şekil 6.25. AYK dengeli ikiz V pistonlu motorun serbest salınım grafiği.....	148
Şekil 6.26. AYK dengeli motorun krank açısına göre X ve Y eksenlerindeki salınım grafiği	149
Şekil 6.27. SYK motorun rölanti devrindeki krank açısına göre toplam salınım grafiği.....	149
Şekil 6.28. AYK dengeli motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği.....	150
Şekil 6.29. İkiz V pistonlu motorun atalet kuvvetlerinden ve atalet momentlerinden kaynaklı momentri.....	151
Şekil 6.30. Krank tarafından dengelenmeyen motorun krank açısına göre $\Sigma M(\omega_{Kt})$ toplam moment grafiği.....	153
Şekil 6.31. Krank tarafından dengelenmeyen motorun $\Sigma M(\varphi_{\Sigma F})$ toplam kuvvet açısına göre toplam moment grafiği	153
Şekil 6.32. SYK dengeli ($\varphi_{Kd}=180^0$) motorun krank açısına göre $\Sigma M(\omega_{Kt})$ toplam moment grafiği.....	154
Şekil 6.33. AYK dengeli ($\varphi_{Kd}=182,58^0$) motorun krank açısına göre $\Sigma M(\omega_{Kt})$ toplam moment grafiği.....	156
Şekil 7.1. Lanchester denge milleri eklenmiş ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetleri	158

Şekil 7.2.	Lanchester dengeli ikiz V motorun atalet kuvvetleri.....	159
Şekil 7.3.	Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta m_L$ nonlinear ifadesinin m_L değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	163
Şekil 7.4.	Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta \phi_{KLF}$ nonlinear ifadesinin ϕ_{KLF} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	165
Şekil 7.5.	Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta \phi_{LF}$ nonlinear ifadesinin ϕ_{LF} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	166
Şekil 7.6.	Krank faz açısına bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği ...	169
Şekil 7.7.	Lanchester dengeli SYK motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği	171
Şekil 7.8.	Lanchester denge mekanizması ve simetrik ağırlık merkezli krank ile dengelenmiş ikiz V motorun toplam atalet kuvveti grafiği.....	172
Şekil 7.9.	SYK krank ve Lanchester denge milleri tarafından dengelenen (açık mavi renkli eğri) ve sadece SYK krank tarafından dengelenen (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣF_a toplam kuvvet genlikleri grafiği	173
Şekil 7.10.	SYK ve Lanchester denge milleri ile dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun serbest salınım grafiği.....	176
Şekil 7.11.	Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun krank açısına bağlı X ve Y eksen salınımı grafiği.....	177
Şekil 7.12.	Lanchester dengeli SYK motorun krank açısına göre rölanti devrindeki toplam salınım grafiği	177
Şekil 7.13.	Krank faz açısına bağlı AYK Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği.....	179
Şekil 7.14.	Lanchester toplam kuvvet yönüne bağlı AYK Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği.....	180
Şekil 7.15.	Lanchester denge ağırlığına bağlı AYK Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği.....	180
Şekil 7.16.	Lanchester dengeli AYK motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği	182
Şekil 7.17.	Lanchester denge mekanizması ve AYK ile dengelenmiş ikiz V motorun toplam atalet kuvveti grafiği	182
Şekil 7.18.	Lanchester dengeli AYK (açık mavi renkli eğri) ve sadece AYK (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣF_a toplam kuvvet genlikleri grafiği	183
Şekil 7.19.	Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti ve doğrultusu grafiği	186
Şekil 7.20.	Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun $\Sigma F(\phi_{\Sigma F})$ toplam atalet kuvvetinin etki yönüne bağlı grafiği.....	187
Şekil 7.21.	Lanchester denge milleri ile dengelenmiş AYK ikiz V pistonlu motorun rölanti devrindeki serbest salınım grafiği	188
Şekil 7.22.	Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun krank açısına bağlı X ve Y eksen salınımı grafiği.....	188
Şekil 7.23.	Lanchester dengeli AYK motorun krank açısına göre rölanti devrindeki toplam salınım grafiği	189
Şekil 7.24.	Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetleri grafiği	189
Şekil 7.25.	Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun atalet kuvvetlerinden kaynaklı momentleri	190

Şekil 7.26. Yüksek dereceli $\delta\Sigma F_a/\delta\phi_{LE}$ nonlinear ifadesinin ϕ_{LE} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	194
Şekil 7.27. Yüksek dereceli $\delta\Sigma F_a/\delta\phi_{LT}$ nonlinear ifadesinin ϕ_{LT} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması	196
Şekil 7.28. KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına bağlı SYK Lanchester moment denge başarı oranı grafiği	198
Şekil 7.29. KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına bağlı SYK Lanchester moment denge başarı oranı grafiği	199
Şekil 7.30. SYK Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun rölanti devri için krank açısına bağlı toplam moment eğrisi	200
Şekil 7.31. Lanchester dengeli SYK (açık mavi renkli eğri) ve sadece SYK (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣM_a toplam moment genlikleri grafiği	201
Şekil 7.32. KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına bağlı SYK Lanchester moment denge başarı oranı grafiği	205
Şekil 7.33. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun rölanti devrinde krank açısına bağlı toplam moment eğrisi	205
Şekil 7.34. Lanchester dengeli AYK (mavi renkli eğri) ve sadece AYK (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣM_a toplam moment genlikleri grafiği	206
Şekil 8.1. SYK ve AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetleri grafiği.....	210
Şekil 8.2. Rölanti devrinde çalışan SYK ve AYK motorun mutlak salınım grafiği.....	210
Şekil 8.3. SYK ve AYK ikiz V motorun rölanti devrindeki moment grafiği	211
Şekil 8.4. Lanchester dengeli SYK motor ile sadece SYK motorun rölanti devrinde krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği.....	212
Şekil 8.5. SYK ve Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun mutlak salınımı grafiği	213
Şekil 8.6. Rölanti devrinde çalışan SYK motorun Lanchester'siz ve Lanchester'li denge halleri için moment eğrisi grafiği.....	214
Şekil 8.7. Sadece AYK ve aynı motorun Lanchester mekanizması ile desteklenmiş modelinin rölanti devrinde krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği	216
Şekil 8.8. AYK ve Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun mutlak salınım grafiği	217
Şekil 8.9. Azami devirde çalışan AYK motorun Lanchester'siz ve Lanchester'li denge halleri için moment eğrisi grafiği.....	218
Şekil 8.10. Lanchester dengeli SYK ve AYK motorların rölanti devrindeki toplam kuvvet grafiği.....	219
Şekil 8.11. Lanchester dengeli SYK ve AYK motorların rölanti devrindeki mutlak salınımı grafiği.....	219
Şekil 8.12. lanchester dengeli SYK ve AYK iki ayrı motorun rölanti devri için toplam moment grafiği.....	220

TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1. Piston hızlarına göre motor çeşitleri	33
Tablo 6.1. Motor devirlerine göre krank dengesiz motorun toplam atalet kuvvet genliği tablosu	118
Tablo 6.2. m_K parametresinin en yüksek G_{KF} değeri için bilgisayar ortamındaki yakınsak çözüm tablosu	123
Tablo 6.3. SYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu	125
Tablo 6.4. m_K ve ϕ_{Kd} parametrelerinin en yüksek G_{KF} değeri için bilgisayar ortamındaki yakınsak çözüm tablosu.....	140
Tablo 6.5. AYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu	143
Tablo 7.1. ϕ_{KLF} , ϕ_{LF} , m_L bilinmeyen parametrelerinin SYK'da en yüksek G_{LF} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu	168
Tablo 7.2. Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu	172
Tablo 7.3. ϕ_{KLF} , ϕ_{LF} , m_L bilinmeyen parametrelerinin AYK'da en yüksek G_{LF} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu.....	179
Tablo 7.4. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu	183
Tablo 7.5. ϕ_{LE} , ϕ_{LT} bilinmeyen parametrelerinin SYK'da en yüksek G_{LM} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu	198
Tablo 7.6. Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam moment genliği tablosu	200
Tablo 7.7. ϕ_{LE} , ϕ_{LT} bilinmeyen parametrelerinin AYK'da en yüksek G_{LM} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu	204
Tablo 7.8. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam moment genliği tablosu	206

SİMGELER

α_{B1}	: Piston kolu 1 Z eksen açısal ivmesi	[rd/s ²]
a_{B1X}	: Piston kolu 1 ağırlık merkezi X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{B1Y}	: Piston kolu 1 ağırlık merkezi Y eksen ivmesi	[m/s ²]
α_{B2}	: Piston kolu 2 Z eksen açısal ivmesi	[rd/s ²]
a_{B2X}	: Piston kolu 2 ağırlık merkezi X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{B2Y}	: Piston kolu 2 ağırlık merkezi Y eksen ivmesi	[m/s ²]
α_K	: Krank Z eksen açısal ivmesi	[rd/s ²]
a_{KdX}	: Krank ağırlık merkezi X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{KdY}	: Krank ağırlık merkezi Y eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{KX}	: Krank muylu X eksen izdüşüm ivmesi	[m/s ²]
a_{KY}	: Krank muylu Y eksen izdüşüm ivmesi	[m/s ²]
α_{LE}	: KEY-Lanchester denge milinin açısal ivmesi	[rd/s ²]
α_{LT}	: KTY-Lanchester denge milinin açısal ivmesi	[rd/s ²]
a_{LEX}	: KEY-Lanchester denge mili X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{LEY}	: KEY-Lanchester denge mili Y eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{LTX}	: KTY-Lanchester denge mili X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{LTY}	: KTY-Lanchester denge mili Y eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{mX}	: Motor gövdesi X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{mY}	: Motor gövdesi Y eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{P1X}	: Piston 1 X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{P1Y}	: Piston 1 Y eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{P2X}	: Piston 2 X eksen ivmesi	[m/s ²]
a_{P2Y}	: Piston 2 Y eksen ivmesi	[m/s ²]
C_P	: Piston ortalama hızı	[m/s]
C_{Pa}	: Piston azami hızı	[m/s]
D_P	: Piston çapı	[m]
$\Delta\phi_{LdE}$	: KEY-Lanchester denge mili faz açısı	[rd]
$\Delta\phi_{LdT}$	: KEY-Lanchester denge mili faz açısı	[rd]
Δ_{PS}	: Piston kursu	[m]
F_{B1X}	: Piston kolu 1 ağırlık merkezi X eksen atalet kuvveti	[N]
F_{B1Y}	: Piston kolu 1 ağırlık merkezi Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{B2X}	: Piston kolu 2 ağırlık merkezi X eksen atalet kuvveti	[N]

F_{B2Y}	: Piston kolu 2 ağırlık merkezi Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{KdX}	: Krank ağırlık merkezi X eksen atalet kuvveti	[N]
F_{KdY}	: Krank ağırlık merkezi Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{LEX}	: KEY-Lanchester denge mili X eksen atalet kuvveti	[N]
F_{LEY}	: KEY-Lanchester denge mili Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{LTX}	: KTY-Lanchester denge mili X eksen atalet kuvveti	[N]
F_{LTY}	: KTY-Lanchester denge mili Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{P1X}	: Piston 1 X eksen atalet kuvveti	[N]
F_{P1Y}	: Piston 1 Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{P2X}	: Piston 2 Y eksen atalet kuvveti	[N]
F_{P2Y}	: Piston 2 X eksen atalet kuvveti	[N]
φ_{Kd}	: Krank denge ağırlığının krank muylu açısından beri yeri	[rd]
φ_{KLF}	: Lanchester denge milleri azami kuvvet krank faz açısı	[rd]
φ_{LE}	: KEY-Lanchester denge mili merkezi açısı	[rd]
φ_{LF}	: Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti yönü	[rd]
φ_{LT}	: KTY-Lanchester denge mili merkezi açısı	[rd]
$\varphi_{\Sigma F}$	: Motorun toplam atalet kuvveti yönü	[rd]
G_{KF}	: Krank kuvvet denge başarı oranı	[boyutsuz]
G_{KM}	: Krank moment denge başarı oranı	[boyutsuz]
G_{LF}	: Lanchester kuvvet denge başarı oranı	[boyutsuz]
G_{LM}	: Lanchester moment denge başarı oranı	[boyutsuz]
$L_{\%B}$	: Piston kolu ağırlık merkezi yüzdesi	[boyutsuz]
L_B	: Piston kolu uzunluğu	[m]
L_{B1X}	: Birinci piston kolu uzunluğunun X eksen izdüşümü	[m]
L_{B1Y}	: Birinci piston kolu uzunluğunun Y eksen izdüşümü	[m]
L_{B2X}	: İkinci piston kolu uzunluğunun X eksen izdüşümü	[m]
L_{B2Y}	: İkinci piston kolu uzunluğunun Y eksen izdüşümü	[m]
L_{BG}	: Piston kolu büyük ağırlık merkezi mesafesi	[m]
L_{LE}	: KEY-Lanchester denge milli krank merkezine olan mesafesi	[m]
L_{LT}	: KTY-Lanchester denge milli krank merkezine olan mesafesi	[m]
λ	: Krank piston kolu oranı	[boyutsuz]
m_B	: Piston kolu ağırlığı	[kg]
$M_{B\alpha 1}$	: Piston kolu 1 açısal ivme kaynaklı döndürme momenti	[Nm]
$M_{B\alpha 2}$	: Piston kolu 2 açısal ivme kaynaklı döndürme momenti	[Nm]
M_{Ba1}	: Piston kolu 1 doğrusal ivme kaynaklı döndürme momenti	[Nm]
M_{Ba2}	: Piston kolu 2 doğrusal ivme kaynaklı döndürme momenti	[Nm]
m_K	: Krank ağırlığı	[kg]
M_{Kd}	: Krank ağırlık merkezi Z eksen döndürme momenti	[Nm]
m_L	: Lanchester denge mili ağırlığı	[kg]

M_{LE}	: KEY-Lanchester denge mili Z eksen döndürme momenti	[Nm]
M_{LT}	: KTY-Lanchester denge mili Z eksen döndürme momenti	[Nm]
m_P	: Piston ağırlığı (Her iki piston için)	[kg]
M_{P1}	: Piston 1 Z eksen döndürme momenti	[Nm]
M_{P2}	: Piston 2 Z döndürme momenti	[Nm]
n_K	: Krank devri	[d/dk]
θ_{B1g}	: Piston kolu 1 X eksen geniş açısı	[rd]
θ_{B1X}	: Piston kolu 1 X eksen dar açısı	[rd]
θ_{B2Y}	: Piston kolu 2 Y eksen açısı	[rd]
θ_{Ba}	: Piston kolu azami salınım açısı	[rd]
θ_K	: Krank açısı	[rd]
R_K	: Krank muylusu dönme yarıçapı	[m]
R_{Kd}	: Krank ağırlık merkezi yarıçapı	[m]
R_{Ld}	: Lanchester denge mili ağırlık merkezi yarıçapı	[m]
S_{B1X}	: Piston kolu 1 ağırlık merkezi X eksen konumu	[m]
S_{B1Y}	: Piston kolu 1 ağırlık merkezi Y eksen konumu	[m]
S_{B2X}	: Piston kolu 2 ağırlık merkezi X eksen konumu	[m]
S_{B2Y}	: Piston kolu 2 ağırlık merkezi Y eksen konumu	[m]
S_{KdX}	: Krank ağırlık merkezi X eksen konumu	[m]
S_{KdY}	: Krank ağırlık merkezi Y eksen konumu	[m]
S_{KX}	: Krank muylusu X eksen izdüşümü	[m]
S_{KY}	: Krank muylusu Y eksen izdüşümü	[m]
S_{LEX}	: KEY-Lanchester denge ağırlığı X eksen konumu	[m]
S_{LEY}	: KEY-Lanchester denge ağırlığı Y eksen konumu	[m]
S_{LTX}	: KTY-Lanchester denge ağırlığı X eksen konumu	[m]
S_{LTY}	: KTY-Lanchester denge ağırlığı Y eksen konumu	[m]
S_m	: Motor gövdesi mutlak salınımı	[m]
S_{ma}	: Motor gövdesi mutlak salınım genliği	[m]
S_{P1X}	: Piston 1 X eksen konumu	[m]
S_{P1Y}	: Piston 1 Y eksen konumu	[m]
S_{P2X}	: Piston 2 X eksen konumu	[m]
S_{P2Y}	: Piston 2 Y eksen konumu	[m]
t	: Zaman	[s]
V_{P1X}	: Piston 1 X eksen hızı	[m/s]
V_{P2Y}	: Piston 2 Y eksen hızı	[m/s]
ω_{B1}	: Piston kolu 1 açısal hızı	[rd/s]
ω_{B2}	: Piston kolu 2 açısal hızı	[rd/s]
ω_{LE}	: Krank ile eş yönlü denge mili açısal hızı	[rd/s]
ω_{LT}	: Krank ile ters yönlü denge mili açısal hızı	[rd/s]

ω_K	: Krank açısal hızı	[rd/s]
X_{LmE}	: KEY-Lanchester denge mili merkezi X eksen konumu	[m]
X_{LmT}	: KTY-Lanchester denge mili merkezi X eksen konumu	[m]
X_m	: Motor gövdesi X eksen konumu (Salınım)	[m]
X_{ma}	: Motor gövdesi X eksen konumu genliği (Salınım)	[m]
Y_{LmE}	: KEY-Lanchester denge mili merkezi Y eksen konumu	[m]
Y_{LmT}	: KTY-Lanchester denge mili merkezi Y eksen konumu	[m]
Y_{ma}	: Motor gövdesi Y eksen konumu genliği (Salınım)	[m]
Y_m	: Motor gövdesi Y eksen konumu (Salınım)	[m]
ΣF	: Toplam atalet kuvveti	[N]
ΣF_a	: Toplam atalet kuvveti genliği	[N]
ΣF_{LX}	: Lanchester denge milleri bileşke X eksen atalet kuvveti	[N]
ΣF_{LY}	: Lanchester denge milleri bileşke Y eksen atalet kuvveti	[N]
ΣF_X	: Toplam X eksen atalet kuvveti	[N]
ΣF_Y	: Toplam Y eksen atalet kuvveti	[N]
ΣM	: Toplam döndürme momenti	[Nm]
ΣM_a	: Toplam döndürme momenti genliği	[Nm]
ΣM_L	: Lanchester denge milleri toplam momenti	[Nm]
T_{LE}	: KEY-Lanchester denge millinin krank ile devir oranı	[boyutsuz]
T_{LT}	: KTY-Lanchester denge millinin krank ile devir oranı	[boyutsuz]

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
AÖNÖ	: Alt Ölü Noktadan Önce
AÖNS	: Alt Ölü Noktadan Sonra
AYK	: Asimetrik Yerleşimli Ağırlık Merkezli Kranka Sahip
KEY	: Krank ile Eş Yönlü
KTY	: Krank ile Ters Yönlü
LDM	: Lanchester Denge Mekanizması
PTO	: Power Transmisyon Out (Güç çıkışı)
SY	: Saat Yönüne
SYK	: Simetrik Yerleşimli Ağırlık Merkezli Kranka Sahip
SYT	: Saat Yönünün Tersine
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
ÜÖNÖ	: Üst Ölü Noktadan Önce
ÜÖNS	: Üst Ölü Noktadan Sonra

İKİZ V MODEL PİSTONLU MOTORUN ATALET KUVVETLERİNİN ANALİTİK OLARAK HESAPLANMASI, LANCHESTER DENGİ MEKANİZMASI İLE DENGELENMESİ VE MUKAYESESİ

ÖZET

Bu yüksek lisans tezi kapsamında su pompaları ve zirai aletler için tasarlanmış İkiz V model içten yanmalı pistonlu motorun krank, piston ve piston kolunun hareketlerinden doğan rahatsız edici titreşimlerin aynı motora eklenecek olan Lanchester denge mekanizması vasıtası ile en aza indirgenmesi konu edilmiştir. Bu sebepler göz önünde bulundurulduğunda, elektrikli bir araçta mesafe uzatıcı olarak kullanılması düşünülen içten yanmalı pistonlu motorun beklenen titreşim konforunu en yüksek manada sağlayabilecek dinamik bir yapıya sahip model oluşturulmuştur.

İçten yanmalı pistonlu motorlarda piston kolunun hem döner hem de doğrusal yörüngeler üzerinde hareket ediyor olmasından dolayı ataletlerinin hesaplanması krank ve piston ataletlerinin hesaplamalarına oranla daha fazla zahmet gerektirir. Bu meyanda incelenen herhangi bir literatürde rastlanmayan bir hesaplama yöntemi ile anlaşılması daha sade ve kolay bir hesaplama tekniği kullanarak klasik usullerde krank ve piston koluna indirgenmesi gereken ağırlıkları önemsemeden doğrudan kendi ağırlıkları üzerinden hesaplar yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kuvvet Denge Oranı, Moment Denge Oranı, İndirgenmiş Kütle, Lanchester Denge Mekanizması, İkiz V Model İçten Yanmalı Pistonlu Motor.

ANALYTICAL CALCULATION OF THE INITIATIVE STRUCTURES OF THE TWIN V MODEL INTERNAL COMBUSTED PISTON AND THE BALANCING WITH LANCHESTER BALANCING SHAFT

ABSTRACT

Within the scope of this master's thesis, it is aimed to minimize the disturbing vibrations arising from the movements of the crank, piston and piston rod of Twin V model internal combustion piston engine designed for water pumps and agricultural tools by means of Lanchester balance mechanism which will be added to the same engine. In view of these reasons, it is desired to create a model with a dynamic structure which can provide the expected vibration comfort of the internal combustion piston engine which is thought to be used as a distance extender in an electric vehicle in the highest sense.

In the case of internal combustion piston engines, the calculation of inertia due to the fact that the piston rod moves on both rotary and linear orbits requires more effort than the crank and piston inertia calculations. By using a calculation method which is not found in any literature which is not found in this literature, a simple and easy calculation technique will be used to calculate the weight on the crank and piston rod directly in their own weight.

Keywords: Force Balancing Ratio, Moment Balancing Ratio, Reduced Mass, Lanchester Balancing Mechanism, Twin V Model Internal Combustion Piston Engine.

GİRİŞ

İçten yanmalı pistonlu taşıt motorların çok yüksek hızlar ile git gel, dönme ve kısmi dönme hareketi yapan birçok parçaya sahip olmalarından dolayı, hareketli parçaların kinematik ve dinamik olarak modellenip, oluşan toplam sarsıntı kuvvetlerini en aza indirebilmek için dengeleyici amaçlı karşı ağırlıklar kullanılması gerekir. Öyleki dengelemesi yapılacak yüksek devirli motorlarda bir gram ağırlığın hesaplama hatası çok ciddi titreşimlere sebebiyet verirken, motor gövde ve parçalarında sürekli değişken yüklenmelerden kaynaklı hasarlara neden olabilmektedirler. Yarış araçlarında kullanılan motorlar aşırı yüksek devirlere sahip olduğundan, en küçük bir dengeleme sorununun ciddi sonuçları olabilir. Yirmi yıl önce, bir motorun piston ve piston kollarının ağırlıkları birbirlerinden daha ağır veya hafifseler bu büyük bir sorun oluşturmazdı, açıklamak gerekirse; Hareket halindeki krank biyel mekanizmasının toplam kütlesi o denli fazlaydı ki, parçalar arasındaki on gram ağırlık farkının anlaşılması neredeyse imkânsızdı. Ancak bugünün, motor üreticileri, yüksek mukavemetli, düşük ağırlıklı bileşenlerin tasarım sınırlarını zorluyorlar; Öyleki sadece birkaç gram ağır veya hafif olan bir piston ve piston kolu gurubu, aşırı yüksek devirlerde oluşturdukları titreşimler ile motorun yataklarını harap ederken, volant bağlantı cıvatarını makaslama kesebilmektedir. Bu yüzden, motorun ciddi anlamda performans üretmesi isteniyorsa onun hareket eden bütün kütlelerini doğru bir şekilde dengelemek, her zamankinden daha önemli olmuştur.

İçten yanmalı pistonlu motorların doğrusal ve döner yörüngelerde yüksek hızlar ile çalışan parçalarının bulunmasından dolayı dengelenmemiş en küçük kütleler dahi önemli ölçüde atalet kuvvetleri oluştururlar. Dengelemenin amacı; atalet kuvvetlerini yok etmek değil aksine onlara zıt yönde eş atalet kuvvetleri oluşturup birbirini dengeleyip toplam atalet kuvvetlerini en aza indirmektir. Üretilen bu zıt kuvvetler nihayetinde yataklama elamanları üzerinden aktarılacağı için aslında aşırı dengelenmiş bir motorun yataklama elamalarının daha az dengelenmiş motora oranla daha kuvvetli seçilmesi gerekmektedir. Krankın dönüşü sırasında krank biyel mekanizması vasıtası ile oluşturulan piston hareketi incelendiğinde piston kolunun

uzunluğunun sonsuz olmayışından kaynaklı karmaşık trigonometrik bir fonksiyon açığa çıkmaktadır. Krankın merkezkaç denge ağırlığının piston yörüngesi üzerindeki izdüşümü tam bir sinüzoidal hareket oluşturduğu halde pistonun hareketinin tam bir sinüzoidal şekilde olmayışı dengeleme işleminin gerçek anlamda mükemmel olamamasına sebebiyet vermektedir. Yukarıda bahsi edilen sebepler, içten yanmalı pistonlu motorların atalet kuvvetlerinin dengelenmesi işlevini güçleştirmektedir. Bu tez çalışması kapsamında dengelenmesi gereken motorun yapısal karakterine uygun Lanchester denge mekanizmasının seçilip boyutlandırılması yapılmıştır. Bahse konu atmosferik dolumlu ikiz¹ V pistonlu motorun 5750 d/dk 'lık azami devrinde 60 BG üretebilmesi için hacminin 800 cc ve bu hacmi karşılayacak pistonun ağırlığının dengelenebilmesi için gereken dengeleme unsurlarının pistona mukabil karşı ağırlıkları oluşturuyor oluşu, motorun toplam ağırlığını etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Piston ağırlığının bir birim artması dengeleme unsurlarının da doğrusal orantı varsayıldığında birer birim artmasına ve toplam ağırlığın katlanmasına neden olacaktır. Bundan dolayı tasarımı yapılacak olan motorun kinematik modelinin piston ağırlığından en az etkilenen dengeleme düzeneğine sahip bir yapıda olması gerekmektedir. Piston kolunun uzunluğunun sonsuz olduğu düşünülen tek silindirli bir motorda, piston ataletlerinin dengelenmesi için krank karşı ağırlığı piston hareket doğrultusunda bir dengeleme yaparken piston hareketine dik farklı bir salınım üretir. Bu sebep ile tek silindirli bir motor sinüzoidal salınımlı bir pistona sahip olsa (sonsuz uzunlukta piston kolu) ve salınımı tam anlamı ile sönümlendiğinde dahi aynı salınımın piston hareketine dik ekseninde krank karşı denge ağırlığı tarafından üretildiği görülür. Bu sebeple piston kolu sonsuz uzunluktaki tek silindirli teorik bir motor sadece krank karşı ağırlığı ile dengelenecekse piston ataletinin sadece yarısı dengelenebilir, böylelikle krank piston hareketi istikametinde toplam salınımı yarıya düşürürken piston hareketine dik yönde benzeri büyüklükte salınım üretir. Lanchester denge mekanizmasının kullanılmadığı 90° açılı V motorlarda piston ataletine yakın atalet üreten krank karşı denge ağırlığı seçilebilir. Böylelikle krank karşı ağırlığı pistonlardan birinin ataletini dengelerken diğer piston ise krank denge ağırlığının ilk pistona 90° açıda ürettiği yana salınımı dengeler. Bu tür motorlarda tek silindirli motorlara oranla çok daha iyi dinamik denge sonuçları alınsa da, piston kolunun sonsuz uzunlukta olmayışından sebep

¹ İki silindirli pistonlu motor

gerçek manada mükemmel dengeleme yapılamaz. Bu tez kapsamında vaktiyle zirai amaç ile tasarlanan ikiz V tipinde iki silindirli, Lanchester denge sistemi olmayan bir motorun yüksek konfor gereksinimi olan elektrikli taşıtlarda kullanılabilmesi için sarsıntılarının en aza indirilmesi amaçlı cebirsel analitik hesaplama çalışmaları yapılacaktır. Nihayetinde her iki motor için elde edilen atalet kuvvetleri grafikleri yardımı ile denge başarı oranları mukayese edilmiştir.

Krank biyel mekanizmasındaki doğrusal hareket eden kütlelerin dengelenmesi için motor mühendisleri arasında krank mili karşı ağırlıklarının sağlaması gereken denge seviyesi (yüzdesi) hakkında geçmişten günümüze her zaman bir tartışma süregelmıştır. Bahsi edilen bu dengeleme işlemi yüzdesi; piston ve piston kolunun uç kısmını teşkil eden doğrusal hareket ettiği düşünülen kütleler toplamı ile krank denge ağırlığının oranından başkası değildir. Krank karşı denge ağırlığı, dönen kütlenin %100'ü ve doğrusal hareket eden kütlenin %50'sini oluşturur. Doğrusal hareket eden kütleler toplamının yüzdesi çoğu zaman tasarımcının amaçladığı krank mili karşı denge kütlesi ataletinden kaynaklı titreşim ve tepe yatak yükleri arasında, birinden birini tercihen makul bir dengeleme için kullanılır. Çeşitli motor mimarileri, çeşitli çalışma hızları ve kullanım türleri için, ticari kullanımdan motor sporlarındaki daha yüksek hızlı işlevlere kadar, %20 ile %80 arasındaki denge faktörleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Çalışma koşullarına bağlı olarak, tasarımcının arzu ettiği farklı bir denge faktörünün bir performans avantajı olabileceği ve bu aşamada, muhtemelen mümkün olan her bölgede istenilen dengeleme işlemini azami ölçüde sağlayabilmeleri için yataklama elemanlarının gelişim sürecine göre yeniden derlenmesinin istenilebileceği aşikârdır. Misal verilecek olunursa; Motorun çalışma hızı bölgesindeki çalışma döngüsü boyunca daha düşük bir denge faktörü ile hareketli parçaların tepe atalet kuvvetleri artarken, ortalama yatak yükü önemli ölçüde azalabilir. Çeşitli denge faktörü seviyeleri için beklenen sürtünme kayıplarını karşılaştırarak, %50'den az bir denge faktörü olan bir krank mili ile çalışmaya karar verilebilir.

Tezin konusu; İkiz V pistonlu motorun ilk tasarlandığı Lanchester denge mili olmayan haliyle Lanchester denge mili ile dengelendiği hal arasındaki kuvvet ve moment denge oranının bulunması olduğundan heriki motorunda sadece titreşim kuvvetlerinin mukayese edilebilmesi için yataklama yükleri gözardı edilecektir.

Analitik hesaplamalar sonucunda bulunan denklemler grafikler yardımı ile açıklanacak, Lanchester denge sistemine sahip olan ve olmayan her iki motorun toplam azami atalet kuvveti genlikleri birbiri ile karşılaştırılacaktır.

Denge işleminin atalet kuvveti için başarı ölçeğinin mukayese usulü; Her bir dinamik modelin eşit krank devrinde, nihai dengelemelerden oluşan toplam atalet kuvveti genliğinin, denge unsurunun (krank ağırlığı veya Lanchester denge milleri) olmadığı halde elde edilen toplam denge kuvveti genliğine oranı şeklinde belirlenecektir. Kuvvet denge başarı oranı asla motorlardaki bilinen geleneksel denge faktörü ile karıştırılmamalıdır.

Denge işleminin toplam moment için başarı oranı mukayese usulü; Her iki dinamik modelin eşit krank devrinde nihai dengelemelerden oluşan toplam döndürme momenti genliğinin, denge unsurunun olmadığı halde elde edilen toplam döndürme momenti genliğine oranı şeklinde belirlenecektir.

1. GENEL BİLGİLER

1.1. İçten Yanmalı Pistonlu Motorların İnsanlık Tarihindeki Yeri ve Tarihsel Gelişimi

Modern teknoloji devrinde, içten yanmalı motorların tarihçesini bilmek pek önemli görülmeyebilir. İlk motordan bu günkü modern motorlara gelinceye kadar, içten yanmalı motorların geçirdiği değişiklikleri ve bu motorlara katkısı bulunan mucitleri bilmek, ilerde yapılacak bu tür çalışmalar sırasında gelinmiş son nokta itibarı ile değişimin ne denli doğru yollardan devam ettiği ve gerçekten istenilen ile elde edilmiş sonucun mukayesesini yapabilmek adına çok önemli olacaktır.

İnsanoğlu tarih boyunca zekâsını kullanarak hem ihtiyaçlarını kolay karşılamak, hem de daha rahat yaşama yollarını aramışlardır. Bu yüzden ateşi bulmuş, matbaayı icat etmiş, buharın kuvvetinden yararlanmış, elektriği ve atomu bulmuş, uzayı araştırmıştır. Bu süreç aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Ateşin bulunması.
- Hayvanların ehlileştirilmesi.
- Matbaanın bulunması.
- Buhar makinalarının bulunması.
- İçten yanmalı motorların bulunması.
- Elektriğin bulunması.

İçten yanmalı motorlar da insanoğlunun önemli icatlarından birisidir. İçten yanmalı motorların icadı ve gelişme tarihlerini kesin olarak bilmek güçtür. İçten yanmalı motorların icadını bir kişiye mal etmenin yanlış olmasının yanında bir ulusa da mal etmek yanlıştır. Birçok bilim adamı hâlihazırda kullanılan içten yanmalı motorların inkişafında görev almış, bir önceki mucidin bulduğuna bir şeyler eklenerek günümüzdeki modern motorlara ulaşılmıştır. Buna rağmen araştırmalar daha devam etmektedir. Bu arayışların başlıca konuları arasında, motorların daha az yakıt

tüketmesi, ekonomik, sesiz, güvenli ve çevre kirliliğine duyarlı ek donanımlar gelmektedir [1].

Dünyada içten yanmalı ilk motor olarak barutun kimyasal enerjisi ile çalışan ateşli silahlar gurubundaki top gösterilebilir [2]. Elimizdeki kayıtlara göre, içten yanmalı motorlar üzerinde, ilk çalışmalar on sekizinci asrın ikinci yarısında başlamıştır [3].

1794 de İngiliz Mühendisi Mr. Robert Street terementin ve hava karışımını alevle ateşleyerek çalışabilecek motor projesi yaptı [1]. Bu buluş, bazı sakıncaları nedeniyle uygulama alanı bulamadıysa da sonradan bu alanda çalışacaklara ön fikir vererek ışık tutmuştur.

Hava gazı ile çalışan, ticari bakımdan elverişli ilk motor, Fransız Mühendisi Jean Etienne Lenoir tarafından 1860 yılında yapıldı. Bu motorda yakıt olarak kullanılan hava gazı, sıkıştırılmadan ateşlendiği için motorun gücü ve devri istenilen seviyeye yükseltilememiştir [3]. Beklenen başarı elde edilemediyse de, bütün bu çalışmalar insanlığı bu günkü modern yaşama doğru adım, adım yaklaştırmıştır.

1862 de Fransız Mühendisi Alphonso Beau de Rochas dört zamanlı çevrimin esaslarını ortaya koydu. Böylece birinci zamanda emilen yakıt hava karışımının, ateşlenmesinden önce sıkıştırılması gerektiği prensibi de, Rochas tarafından bulunmuştur [4]. Bütün bu çalışmaları en iyi şekilde değerlendiren Alman Mühendisi Nikolaus August Otto, dört zaman prensibine göre başarı ile çalışan ilk motoru, 1876 tarihinde yaptı. Yakıt olarak hava gazı kullanılan bu motorda, önceleri karışım kendi kendine ateşleninceye kadar sıkıştırılarak ateşleme temin edilmişse de, bu kontrolsüz yanma başarılı olamamıştır. Bunun üzerine Otto sıkışan karışımı bir alevle ateşleyerek motorunu dakikada 150–200 devirle çalıştırmayı başardı. Ticari bakımdan önemli sayılmayan motor, bu alandaki düşünürlere büyük ümitler vermiştir [5]. Otto bu motorun patentini, 1877 de Amerika'dan aldı ve 1881 de yaptığı bir motoru, Fransa'da açılan bir dünya sergisinde insanlığa sunmuştur [6]. Otto'nun bu motoru prensip olarak günümüzdeki modern dört zamanlı motorların aynısıdır.

Bu çalışmalardan ayrı olmasına rağmen kısa bir zaman sonra İngiliz Mühendisi Dugal Clerk iki zaman esasına göre çalışan ilk motoru buldu. Bu motorlarda, dört

zamanlı motorlardaki emme ve egzoz supapları yerine, silindirin yan tarafında bulunan, emme ve egzoz pencerelerinin piston vasıtasıyla, açılıp kapanmasıyla emme ve egzoz işi gerçekleştirilmiştir [7].

Bu çalışmalar Avrupa'da sürerken Amerika'da George Brayton, 1880 tarihinde yakıt olarak benzin kullanılan bir motor yapmış ve bunu, yüzüncü Filedelfiya Sergisinde halka göstermiştir [9].

Otto'nun yaptığı dört zamanlı motorda ateşleme alevle yapıldığı için motor devri, ancak dakikada 150-200 devre çıkabiliyordu. Kontrollü bir ateşlemesi olmayan bu motor, geniş bir uygulama alanı bulamadı. Otto'nun çalışma arkadaşlarından Gottlieb Daimler, 1883 yılında Otto'dan ayrılarak kurduğu atölyede, sıcak boru ateşlemesi denilen bir sistemi geliştirmiştir. Yaptığı motorun yanma odasına bakır çubuk yerleştirerek, dıştan bakır çubuğu karpit lambası ile ısıtmak sureti ile motorun ateşlenmesini ısınan bakırdan temin etmiş, boru sıcaklığını ayar ederek, motor devrini ve çalışmasını kısmen kontrol altına alıp, motor devrini 800-1000 devire çıkarmayı başarmıştır [8]. Bu önemli gelişme içten yanmalı motorların otomobilde kullanılabileceğini ortaya koymuş olmasına rağmen dönemin motorlarında henüz yakıt olarak hava gazı kullanılmaktaydı.

Bundan sonraki çalışmalar, havagazının yerine benzinin kullanılmasını sağlamak için benzini pülverize ederek, hava ile karıştırılması üzerinde yoğunlaştırıldı. Bu amaçla Daimler Almanya'da, Forest Fransa'da çalışmalar yapmışlardır.

1.2. Krank Biyel Mekanizmasının Ana Parçaları

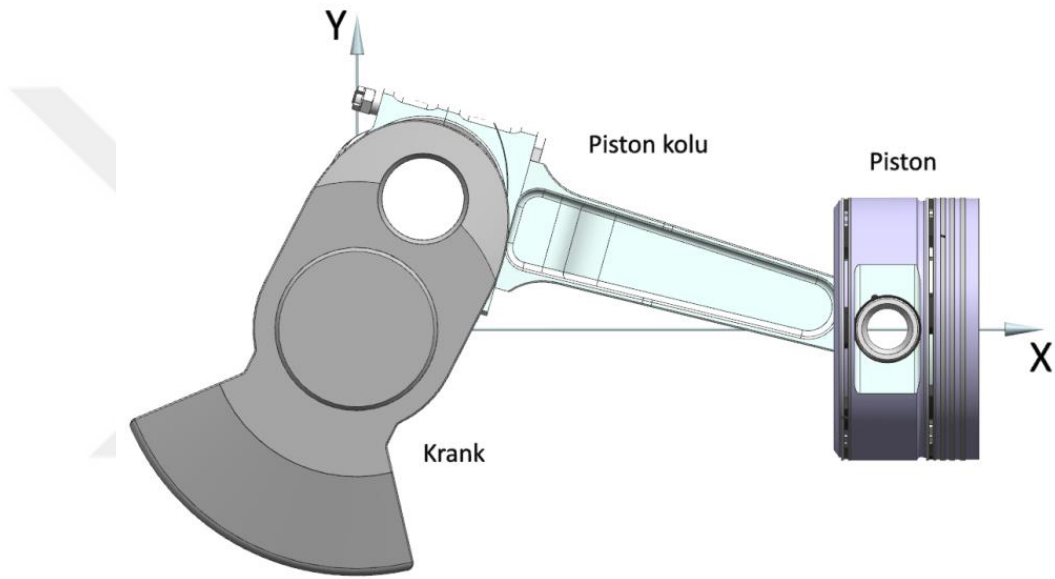
Krank biyel mekanizması öteleme hareketini dönme hareketine veya dönme hareketini öteleme hareketine çevirebilen, ana yatak eksenindeki bir tahrik noktasından itibaren krank kolu², biyel³ ve piston adlı uzuvlara sahip mecburi hareketli kinematik bir zincirdir. Pistonlu motorlarda kızak (piston ve silindir gömleği), hareketi veren biyel, hareketi ileten, krank kolu hareketi alıp dönme hareketine çeviren uzuvlar olduğundan mekanizma iki serbeslik derecesine sahipken pistonlu kompresörlerde krank kolu; hareketi veren, biyel; hareketi ileten, kızak ise

² Ana yatak ile muylu arasındaki kol

³ Piston kolu

hareketi alıp, gidip gelme işlevi yapan uzuvlar olduğundan mekanizma tek serbestlik derecesine sahiptir.

Krank biyel mekanizması motor bloğu ile beraber dört uzuvlu dört mafsallı bir yapıdadır. Bunlardan; krank ana yatağı, krank kol yatağı, piston pimi yatağı döner iken, piston ile silindir bloğu eşleşmesinden oluşan ise ötelemeli tip mafsaldır. Motorda krank tek serbestlik dereceli hareketi motor kompresör fazındayken biyel aracılığı ile pistonu aktarırken, çalışma sırasında piston, hareketini biyel aracılığı ile kranka iletir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Tek silindirli yatay bir motorun krank biyel mekanizması

Krank biyel mekanizmaları büyük gövdeli gemi ve kara konuşlu elektrik üreteç motorlarında $60 d/dk$ ile dönerlerken F1 ve Yarış motorsiklet motorlarında $15000 d/dk$ ile dönebilmektedirler.

1.2.1. Krank

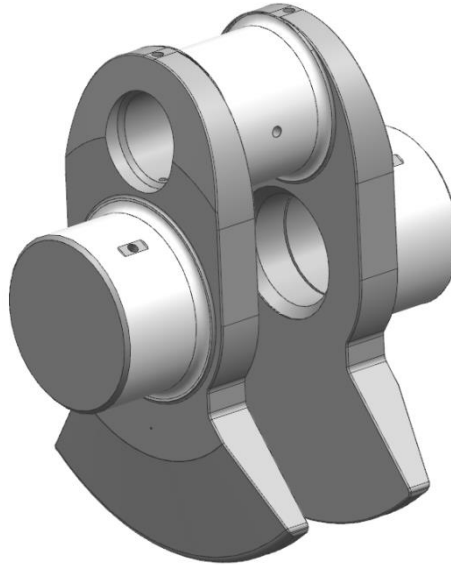
Krank mili en basit ifadeyle; pistonun doğrusal hareketini dairesel dönme hareketine çeviren bir motor elemanıdır. Krank mili malzemesi olarak küresel grafitli dökme demir kullanılır. İlk etapta kaba şekilde dökümü yapılan çelik, dövme ve sertleştirme işlemlerinden sonra asıl şeklini alır. Ayrıca dövme işleminden sonra muylu yüzeyleri özel taşlama işlemlerine tabi tutularak parlatılırlar.

Krank mili ana yatak muylusu, kol muylusu, kaldıraç kolları, denge ağırlıkları ve flanş gibi kısımlardan oluşmaktadır. Yapıca çok büyük olan gemi motorlarının krankları birbirine sıkı geçmeler ile bağlanmış birçok parçadan oluştuğu gibi taşıt motorlarının krankları genelde tek parçadan imal edilirler.

Krank mili motorun çalışmasının sürekliliğini sağlamak için aynı zamanda bir volan görevi de görür. Bu sebep ile motorlarda krank millerinin denge işlemini gerçekleştirebilmesi için başlıca iki önemli kuvvet söz konusudur.

- Atalet momenti.
- Merkezkaç kuvveti.

Atalet momenti krankın dönme hızı değişikliklerine göstermiş olduğu dirençtir. Tez konusu motorun krankının sabit devirlerindeki titreşimleri inceleneceği için krank açısal hızı ω_K sabit kabul edildiğinden, krank atalet momenti hesaplamalara dâhil edilmeyecektir.



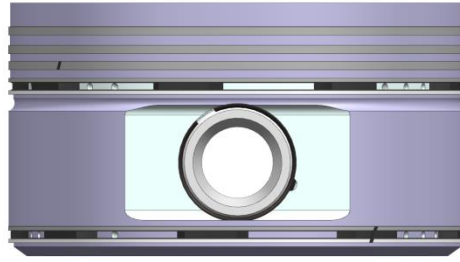
Şekil 1.2. $R_K=41,75$ mm $R_{Kd}=20,3$ mm yarıçapında $m_K=3,63$ kg ağırlığında ikiz V pistonlu motorun krankı

Krank mili, motorun bütününde sarsıntı oluşumunu engellemek için muylulara ters yönde ağırlıklarla birlikte imal edilir (Şekil 1.2). Bu yapının ağırlık merkezi dönme merkezinin dışında (R_{Kd}) olacağından krank dönme merkezinde merkezkaç kuvvet oluşturur. Krank ana yatak merkezinde oluşan merkezkaç kuvvet, ileri geri yörüngede hareket eden pistonları ve piston kollarının bir kısım kütesinin üretmiş

olduğu atalet kuvvetlerini dengelemeye yarar. Merkezkaç kuvvetinin dışa uyguladığı kuvvet aynı zamanda piston kolunun krank muylusuna verdiği gaz kuvvetlerinden doğan yükten dolayı, krank ana yatak muylularının eğilmesini önlemek için karşı etki oluşturur. Bu aynı zamanda krank ana yataklarının yükünü azaltılır. Çok silindirli motorlarda peş peşe dizilen karşı ağırlıklar birbirlerinin merkezkaç kuvvetini sönümleyip titreşime engel olurlar. Piston ateşleme sıraları ve krankın dönme açısı da buna imkân verecek şekilde düzenlenmiştir [11].

1.2.2. Piston

Motorlu araçlarda ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren düzenektir. Bu sebep ile motorlarda fiziki yükler haricinde termal zorlamaya en çok maruz kalan parçalardan biridir. Piston, yapı itibarıyla gövde sızdırmazlığı sağlayan segmanlar ve piston kolu ile bağlantıyı sağlayan mafsaldan oluşur.



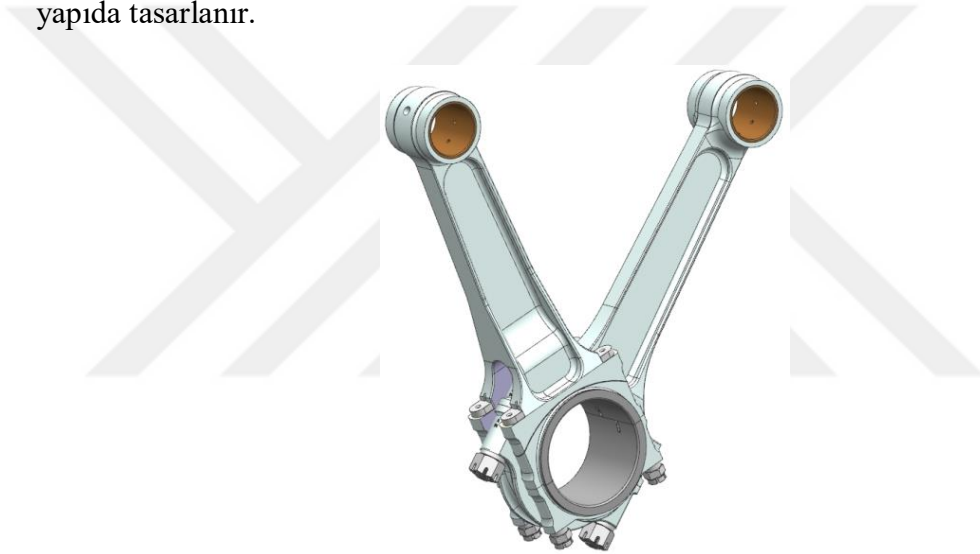
Şekil 1.3. Eteğinde ek bir yağ seğmanı bulunduran $D_p=\varnothing 82$ mm çapında $m_p=0,457$ kg ağırlığında ikiz V motorun pistonu

Piston kısıtlı bir yol boyunca ileri geri hareket etmesinden dolayı aşırı ataletsel zorlamalara maruz kalır. Ataletsel zorlamaları en aza indirmek için pistonlar genelde hafif metal alaşımlarından (alüminyum vb) yapılırlar. Piston tasarımı ve boyutlandırılması açısından ciddi yatırımlar ve mühendislik isteyen bir motor parçasıdır. Şekil 1.3'deki teze konu ikiz V motorun pistonu görünmektedir. Pistonun hareketini piston koluna iletebilmesi için, tek serbestlik dereceli açısal bir mafsalı oluşturabilen pim deliği vardır. Mafsala küçük gözü ile bağlı olan piston kolunun büyük kolu ile bağlı olduğu krank muylusu ile düzlemsel bir bölgede çalışabilmesi için piston pim delik eksenine, krankın dönme eksenine paralel durumda konumlandırılmıştır.

1.2.3. Piston kolu

Piston kolu, pistonla krank milini birbirine bağlayan parçadır. Bir ucu piston pimi vasıtası ile pistonla ve diğer ucu veya büyük tarafı ise krank muylusu ile krank miline bağlanan biyel kolları, pistonun silindir içinde yaptığı eksenel hareketi dönme hareketine çevirerek krank milinin dönmesini sağlar.

Piston kolu motor parçaları içindeki en çok zorlanan parçalardan biridir. Bir yandan pistonun itme kuvvetini eksen istikametinde kranka iletirken diğer yandan kol uzunluğundan dolayı merkezkaç kuvvetlerin etkisinde kalır. Bu sebep ile piston kolu kesiti maruz kaldığı basma ve eğilme yükleri altında en iyi dayanım sağlayacak bir yapıda tasarlanır.



Şekil 1.4. Her biri $m_B=0,737$ kg, $L_B=144$ mm ve $L_{\%B}=0.24$ değerlerine sahip birbirine çatal bıçak gibi geçirilmiş ikiz V motorun piston kolları

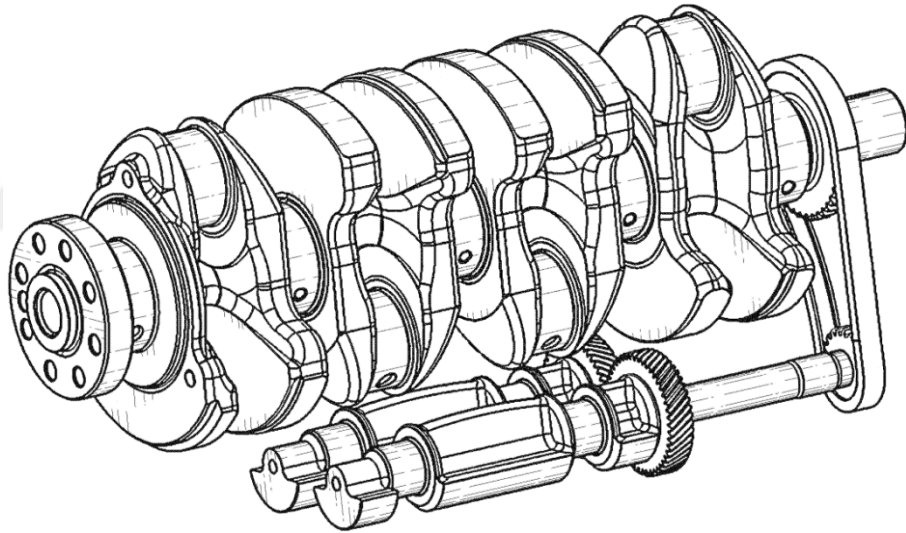
Şekil 1.4'deki ikiz V pistonlu motor piston kolları çatal bıçak şeklinde birbiri içine geçirilmiştir. Pistonların aynı düzlem üzerinde olmasını sağlayan bu tasarımın en önemli getirisi; piston hareketlerinden doğan kuvvetlerin sallanır çift (krank milinin her iki ucunun motor çalışması sırasında koni biçiminde sallanması) oluşmayacak şekilde dengelenebilmesidir.

1.3. Lanchester Denge Mekanizması

Lanchester dengeleme mekanizması 1904 yılında İngiliz Mühendis Frederick William Lanchester [9] tarafından hareketli mekanizmalarda titreşim giderme maksadı ile geliştirilmiştir. Mekanizmanın en temel prensibi birbirine zıt yönde eşit

hızda dönen iki mile bağlanmış iki merkezkaç ağırlığının olmasıdır. Millerden biri krank ile eş yönlü⁴ dönerken diğeri krank ile ters yönlü⁵ dönmektedir. 1975 yılında Mitsubishi firması birbirine yakın olan iki denge milini motor bloğu üzerinde farklı yerlere yerleştirmek kaydı ile denge milinin moment etkisinden de faydalanarak dengeleme mekanizmasını bugünkü son haline getirmiştir [10].

Şekil 1.5'deki çift şafttan oluşan dengeleme sisteminin en önemli özelliği istenilen tek bir yönde salınım yapabilmesidir. Böylelikle krankın, piston ve piston kolundan doğan birincil kuvvetlerin salınımlarını dengelediği sırada krank frekansının iki misli şekilde oluşan toplam ikincil salınımların dengelenmesinde kullanılabilir. Bu harmonik dengeleme yaklaşımı pistonlu motor tasarımında iyi bilinmektedir. Yüksek hızlı mekanik sistemlerde, titreşimli hareket ile titreşimlerin azaltılmasını sağlayan en çok tercih edilen dengeleme tekniklerinden biridir.



Şekil 1.5. Krankın altında konuşlandırılmış triger kayışı tahrikli Lanchester denge milleri

Bununla birlikte, Lanchester dengeleyicisi motorlarda sadece krank biyel mekanizmalarının dengelenmesi için kullanılır. Benzeri bir amaç için Arakelian V. ve Briot S. Yapmış oldukları bir çalışmada Lanchester denge mekanizması olmadan motorun atalet kuvvetleri ve moment dengesini aynı anda yapabilmek için iç içe geçmiş iki kam üzerinde çalışan yay ve kütle takipçi makaraları kullanmışlardır [11].

⁴ KEY-Lanchester denge mili

⁵ KTY-Lanchester denge mili

1.4. Denge Başarı Oranları

Denge başarı oranları; Pistonlu motorlardaki bilinen denge faktöründen farklı olarak bu tez kapsamında motorun kuvvet ve moment dengesinin en iyi şekilde hesaplanabileceği mukayese kıstası olarak üretilmiş bir dengeleme oranı büyüklüğüdür. Dengelemeyi istediğimiz motorun çalışması sırasında hareket eden parçalarının üretmiş olduğu toplam kuvvet genliği ve toplam moment genliği ile alakalı bir derecelendirme yapmak için üretilmiş oransal büyüklüklerdir. Bu büyüklükler hakkında detaylı bilgi alt başlıkları ile birlikte aşağıda verilmiştir.

1.4.1. Kuvvet denge başarı oranı

1.4.1.1. Krank ile dengelenen motorun krank kuvvet denge başarı oranı

Motorun hareketli parçalarının üretmiş olduğu toplam kuvvetin ΣF , en büyük tepe değeri (ΣF_{max}) ile en küçük tepe değeri (ΣF_{min}) arasındaki farka, toplam kuvvet genliği denir ve ΣF_a ile ifade edilir.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Motorun krank karşı ağırlığı ile dengelendiği haldeki toplam kuvvet genliğinin, aynı özelliklere sahip motorun krank karşı ağırlığı (krank merkezkaç ağırlığı) ile dengelenmediği haldeki toplam kuvvet genliği oranına; Kuvvet krank dengeleme başarı oranı denir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$G_{KF} = 1 - (\Sigma F_a(m_K \neq 0) / \Sigma F_a(m_K = 0)) \quad (1.2)$$

Yukarıdaki (1.2)'deki denklemde yer alan $\Sigma F_a(m_K \neq 0)$ ifadesi, motorun krank ile dengelendiği $m_K \neq 0 \text{ kg}$ durumdaki toplam kuvvet genliğidir. Aynı şekilde $\Sigma F_a(m_K = 0)$ ifadesi ise, motorun krank ile dengelenmediği krank kütlelerinin $m_K = 0 \text{ kg}$ durumundaki toplam kuvvet genliğidir.

1.4.1.2. Lanchester mekanizması ile dengelenen motorun Lanchester kuvvet denge başarı oranı

Motorun krank karşı ağırlığı ve Lanchester denge mekanizması ile dengelendiği haldeki toplam kuvvetin aynı özelliklere sahip motorun sadece krank karşı ağırlığı ile

dengелendiđi ($m_K \neq 0 \text{ kg}$) haldeki toplam kuvvete oranına; Lanchester kuvvet dengeleme başarı oranı denir ve aşığıdaki gibi ifade edilir.

$$G_{LF} = 1 - (\Sigma F_a(m_L \neq 0) / \Sigma F_a(m_L = 0)) \quad (1.3)$$

Denklem (1.3)'de yer alan $\Sigma F_a(m_L \neq 0)$ ifadesi, motorun krank ve Lanchester dengeleme mekanizması ile dengелendiđi $m_L \neq 0 \text{ kg}$ durumdaki toplam kuvvet genliğidir. Aynı şekilde $\Sigma F_a(m_L = 0)$ ifadesi ise, motorun krank ile dengелendiđi halde Lanchester denge mekanizması ile dengelenmediği $m_L = 0 \text{ kg}$ durumundaki toplam kuvvet genliğidir.

1.4.2. Moment denge başarı oranı

1.4.2.1. Krank ile dengelenen motorun krank moment denge başarı oranı

Motorun hareketli parçalarının üretmiş olduğu toplam momentin ΣM , en büyük tepe değeri (ΣM_{max}) ile en küçük tepe değeri (ΣM_{min}) arasındaki farka toplam moment genliği denir ve ΣM_a ile ifade edilir (1.4).

$$\Sigma M_a = \Sigma M_{max} - \Sigma M_{min} \quad (1.4)$$

Motorun krank karşı ağırlığı ile dengелendiđi haldeki toplam momentinin, aynı özelliklere sahip motorun krank karşı ağırlığı ile dengelenmediği haldeki toplam momente oranına; Krank moment denge başarı oranı denir ve aşığıdaki gibi ifade edilir.

$$G_{KM} = 1 - (\Sigma M_a(m_K \neq 0) / \Sigma M_a(m_K = 0)) \quad (1.5)$$

Yukarıda (1.5) numaralı denklemde yer alan $\Sigma M_a(m_K \neq 0)$ ifadesi, motorun krank ile dengелendiđi $m_K \neq 0 \text{ kg}$ durumdaki toplam moment genliğidir. Aynı şekilde $\Sigma M_a(m_K = 0)$ ifadesi ise, motorun krank ile dengelenmediği krank kütlesinin $m_K = 0 \text{ kg}$ durumundaki toplam moment genliğidir.

1.4.2.2. Lanchester mekanizması ile desteklenen motorun Lanchester moment denge başarı oranı

Motorun krank karşı ağırlığı ve Lanchester denge mekanizması ile dengelendiği haldeki toplam moment genliğinin aynı özelliklere sahip motorun sadece krank karşı ağırlığı ile dengelendiği haldeki toplam moment genliğine oranına; Lanchester moment denge başarı oranı denir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$G_{LM} = 1 - (\Sigma M_a(m_L \neq 0) / \Sigma M_a(m_L = 0)) \quad (1.6)$$

(1.6) numaralı denklemde yer alan $\Sigma M_a(m_L \neq 0)$ ifadesi, motorun krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelendiği $m_L \neq 0 \text{ kg}$ durumdaki toplam moment genliğidir. Aynı şekilde $\Sigma M_a(m_L = 0)$ ifadesi ise, motorun krank ile dengelendiği halde Lanchester denge mekanizması ile dengelenmediği $m_L = 0 \text{ kg}$ durumundaki toplam moment genliğidir.

1.5. Motorların Dönüş Yönü

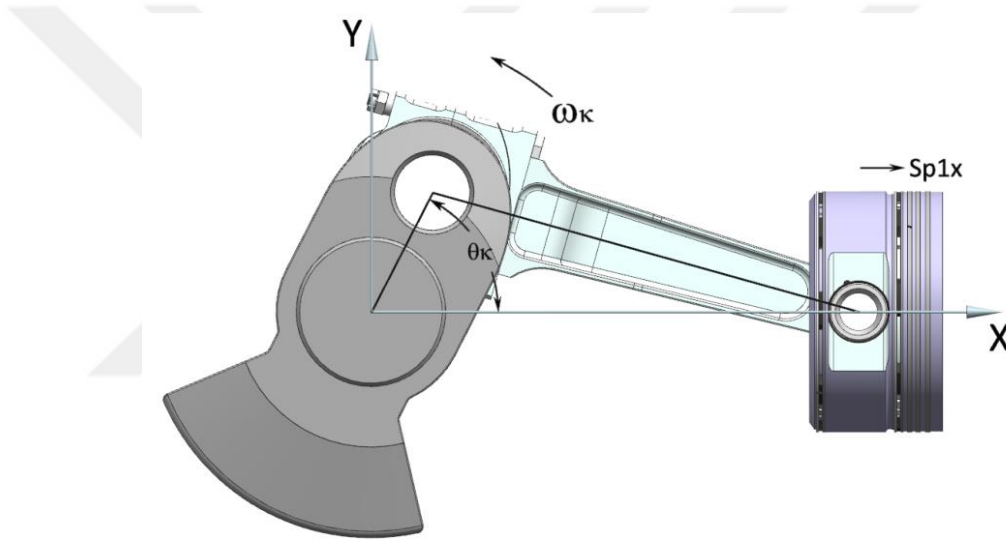
Taşıt motorlarının krank dönüş yönü aracın önünden bakılarak belirtilir. Bu açıdan bakıldığında eğer krank sağa doğru dönüyorsa motor sağa dönüşlü, sola doğru dönüyorsa sola dönüşlü şekilde adlandırılır.

İlk yapılan motorların el yordamı ile çalıştırılıyor olması, insanların ekseriyasının sağ elini kullanması, motorların güç çıkışlarının (PTO) arka kısımlarında oluşu sebebi ile çalıştırılmaya en elverişli yerin ön taraf olması, krankın önden bakıldığında saat yönüne (SY) doğru dönüyor olmasını gerektirmiştir.

Zaman içinde sağa dönüşlü motorlar için geliştirilen aktarma sistemlerinin belirli bir standarda oturması, çok zorunlu olmadıkça motorların elektrikli marş motorları ile çalıştırıldıkları dönemlerde dahi gelenekçi, sağa dönüşlü şekilde üretimlerinin sürdürülmelerine neden olmuştur.

2. İKİZ V PİSTONLU MOTORUN KİNEMATİĞİ

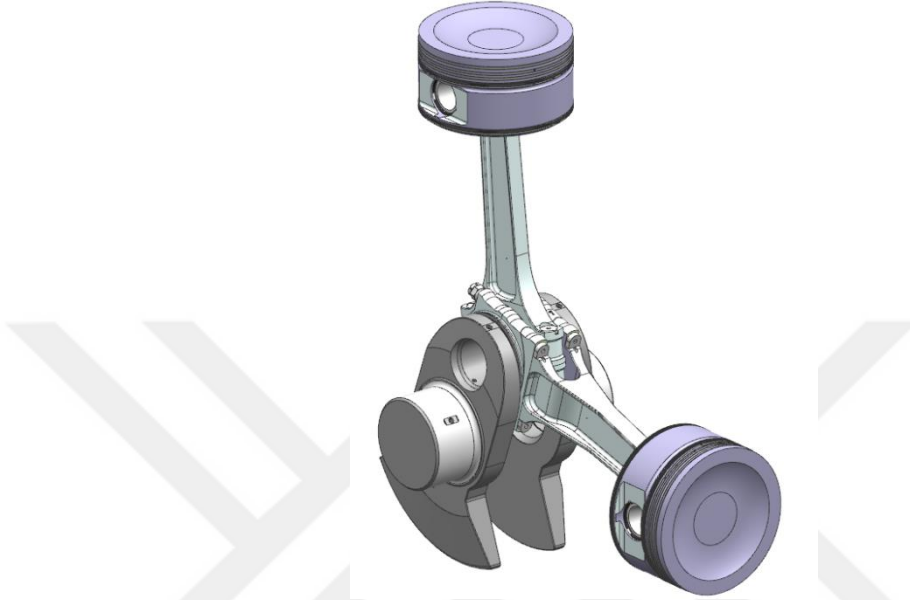
Krank biyel mekanizması doğrusal hareketi döner harekete, döner hareketi doğrusal harekete çeviren bir yapıya sahip olduğundan günümüz mekanik dünyasında terk edilemeyen bir yere sahiptir. Motor bloğu sayılmadan, mekanizma tekniği açısından bakıldığında üç kol düzeneğine benzer yapıdadır. Bir yönü ile dönme hareketini öteleme hareketine çevirdiği için krankın dönüş açısı (θ_K) ile pistonun ötelenmesi (S_{P1X}) arasında bir matematik ilişkiye sahiptir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. İkiz V motorun sadece birinci piston ve birinci biyel kolu ile oluşturulmuş X eksenini üzerindeki krank biyel mekanizması

Pistonun yapmış olduğu ileri geri hareketlerden doğacak olan atalet kuvvetlerinin incelenebilmesi için krank dönüşüne bağlı olarak piston kursunun bulunması gerekmektedir. Doksan derece yerleşimli silindir açıklığına sahip ikiz V motorunun her bir pistonunun krank dönme açısına göre ayrı ayrı konum, hız ve ivme hesaplamaları yapılmadan sadece tek bir piston üzerinden yapılan hesaplamaları gerekli faz kaymaları göz önünde bulundurularak daha sonra diğer pistonla aktararak cebirsel işlemlerin gereksiz uzamasının önüne geçilecektir. Aynı şekilde ikiz V 90° silindir açıklığına sahip bir motorun normalde, konumlanması dikey eksene göre simetrik olmasına rağmen, hesaplamaların ve şekillerin daha kolay takip edilebilir ve anlaşılabilir olmasını sağlamak adına birinci silindiri X eksenini üzerine, ikinci silindiri Y eksenini üzerine yerleştirmek kaydı ile işlemler yapılacaktır.

Teze konu ikiz V pistonlu motorun piston kollarının çatal bıçak şeklinde birbirine içine girmiş olmalarından dolayı (Şekil 2.2) krank dönme eksenine (Z) göre düzlemsel sallanma hatası⁶ oluşturmamaktadır. Bu sebep ile düzlemsel kuvvetler yok kabul edilerek hesaplamalarda yer verilmeyecektir.



Şekil 2.2. İkiz V motorunun krank biyel mekanizmasının 3D görünümü

Benzeri bir tez çalışmasında İstanbul Teknik Üniversitesi’de 2010 yılında yapılan bir yüksek lisans tezi çalışmasında tek silindirli Antor 3LD510 dizel motorun atalet kuvvetlerini [12] numaralı referans kitapta bahsedilen Krank biyel mekanizmasının yaklaşık kinematik modeli ve indirgenmiş kütleler yöntemini kullanarak dinamik modelin hesaplanması işlemini gerçekleştirilmiştir. Motorun mevcut ikincil atalet kuvvetleri Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş ve nihai atalet kuvvetleri büyük oranda minimize edilmiştir. Üçüncül atalet kuvvetleri için ikinci Lanchester denge mekanizmasına ihtiyacın olduğunu fakat maliyet ve motorun kullanım alanlarının göz önünde bulundurarak buna ihtiyacın olmadığı belirtilmiştir. Yapılmış olunan analitik hesaplamalar bilgisayar ortamında çalışan bir simülasyon programında doğrulanmış ve birbirine çok yakın sonuçlar elde edilmiştir [13]. Bu referansta bahsedilen teorik hesaplamalar neticesinde bulunan piston yol denkleminin karmaşık bir halde olduğu, Motorun tek silindirli tarım aletlerinde kullanılacak oluşu, konfor beklentisinin olmayışı nedeni ile piston kolunun uzunluğu

⁶ Sallanır çift.

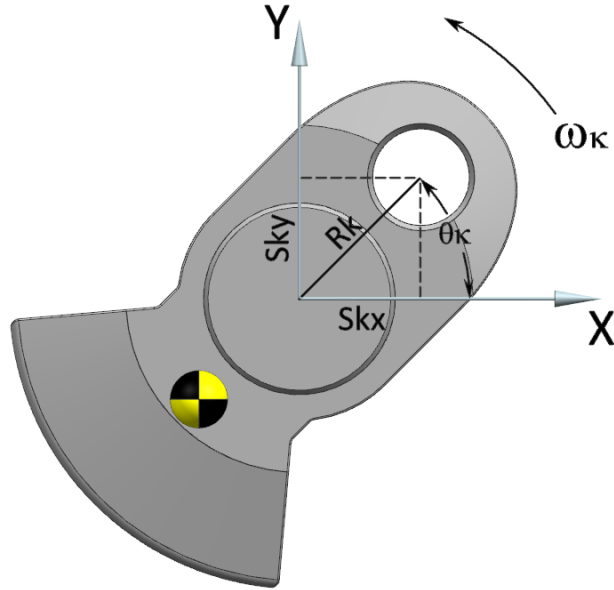
sonsuzu gider şeklinde düşünülüp ifadenin daha sade bir hali bulunmuş ve türev işlemlerinde kolaylık sağlanmıştır.

Bu tez çalışmasında elde edilmesi düşünülen dengeleme değerlerinin konfor beklentisinin çok daha fazla oluşundan dolayı piston yol ifadesinin sadeleştirilmeden ardı ardına iki defa türevlerinin alınması ve böylece gerçek piston hızı ve ivmesinin ifadelerine ulaşılması hedeflenmektedir.

2.1. Krankın Kinematığı

Krankın başlangıç açısı X ekseninde bulunan birinci silindirin üst ölü noktası (ÜÖN) olup motorun (açıların arttığı) saat yönünün tersine (SYT) doğru döndüğü varsayılp krank açısı X eksenine ile krank muylusu arasındaki θ_K şeklinde kabul edilecektir (Şekil 2.3).

2.1.1. Krank muylusunun konumu



Şekil 2.3. Krank'ın dönüş yönü ve muylu izdüşümleri

Tez içerisinde yapılacak olan hesaplamaların daha rahat anlaşılabilmesini sağlamak adına dengelemesi yapılacak olan motorun geleneksel motorlar gibi sağa değil de sola doğru (ω_K) dönüyor olduğu kabul edilecektir (Şekil 2.3).

Cebirsel ifadelerin daha basit açıklanabilmesi için Krankın merkezini⁷ koordinat sisteminin merkezinde olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda krank ile piston kolunun bağlantısını sağlayan krank muylusu koordinat sisteminin merkezi etrafında R_K yarı çapında krank ile eş açısal hızda (ω_K) saat yönünün tersine doğru dönecektir. Saat yönünün tersine doğru dönen krankın muylu dönüş yarıçapını R_K , başlangıç noktasının X eksenini üzerinde ve açısının θ_K ile gösterildiğini kabul edelim. θ_K krank açısı parametresi açısal hız ve zaman cinsinden yazılırsa,

$$\theta_K = \omega_K \cdot t \quad (2.1)$$

(2.1) numaralı denklemde olduğu gibi krankın açısal hızı ile t zaman parametresinin çarpımı şeklinde gösterilebilir. Buna göre krankın muylu dönüş yarıçapı R_K 'nın X eksenini üzerindeki izdüşüm uzunluğu,

$$S_{KX} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.2)$$

şeklinde hesaplanabilir. Aynı şekilde Şekil 2.3'ten krankın muylu dönüş yarıçapının R_K 'nın Y eksenini üzerindeki izdüşüm uzunluğu,

$$S_{KY} = R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.3)$$

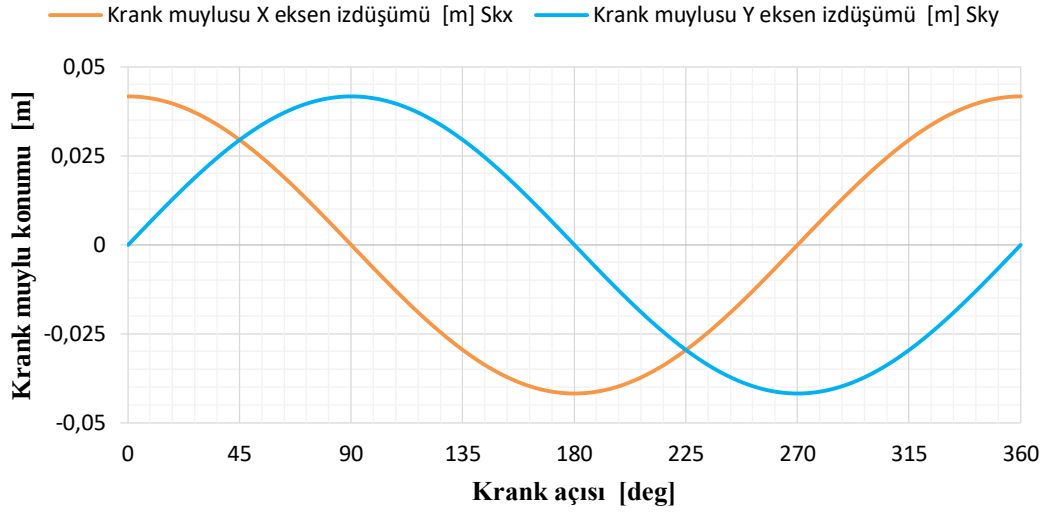
şeklinde bulunur. $\sin$ ve $\cos$ grafiklerinin fonksiyonları aslında farklı fazlardaki sinüzoidlerdir Krank muylusunun X ve Y eksenleri üzerindeki izdüşüm denklemleri (2.2) ve (2.3) safi sinüzoidal⁸ dalga şekli üreten ifadelerdir. Kısaca açıklamak gerekirse; Sabit açısal hızla dönen krankın her iki eksen üzerindeki muylu konumunun izdüşümü zamana göre kusursuz sinüzoidal hareket sergilemektedirler. X ve Y eksenleri üzerindeki izdüşüm hareketlerinin her biri muyluya bağlı bulunan piston kolları vasıtası ile pistonlara taşınırlar. Ne varki piston kolları hareketi taşıdıkları istikamette krankın dönmesinden dolayı zamanla paralellikleri bozulduğundan dolayı muyludan aldıkları safi sinüzoidal hareket pistonlara iletilirken bozulmaktadır.

Krank kolu uzunluğu (krank muylusu dönüş yarıçapı) $R_K = 0,04175 \text{ m}$ için krank muylusunun X eksenini üzerindeki izdüşümü S_{KX} ve Y eksenini üzerindeki izdüşümü

⁷ Ana yatak muylusunun merkezi.

⁸ Sınırlı sayıda sinüs eğrisi ile oluşturulabilen fonksiyon.

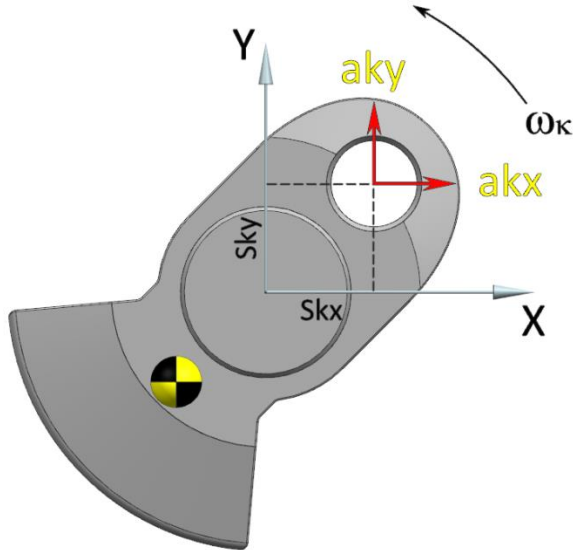
S_{KY} 'nin, krank açısı ile değişimi bilgisayar ortamında yapılan hesaplamalar (Ek-A) neticesinde çizdirilmiş ve elde edilen değişim Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4. Krank muylusu merkezinin X ve Y eksenine izdüşüm grafiği

Krank muylusunun X ve Y eksenine üzerine düşen konumlarının eğrileri Şekil 2.4'de görüldüğü gibi sinüzoidal bir harekettir.

2.1.2. Krank muylusunun ivmesi



Şekil 2.5. Krank muylusunun X ve Y eksenine istikametindeki ivmeleri

Krank muylusunun merkezkaç şeklindeki ivmesinden ziyade Şekil 2.5'deki koordinat sisteminin X ve Y eksenlerine izdüşen ivmelerini bilmek diğer parçaların oluşturmuş olduğu ivmeleri de aynı yönler göre hesap edip kolayca toplayabilmek açısından daha uygundur. Bu sebep ile krank muylularının eksenlere paralel olan

konum denklemlerinin (2.2), (2.3) ayrı ayrı ikinci mertebeden zamana (t) göre türevleri alınmalıdır. İşlem sürdürüldüğünde,

$$a_{KX} = d^2 S_{KX} / dt^2 \quad (2.4)$$

$$a_{KY} = d^2 S_{KY} / dt^2 \quad (2.5)$$

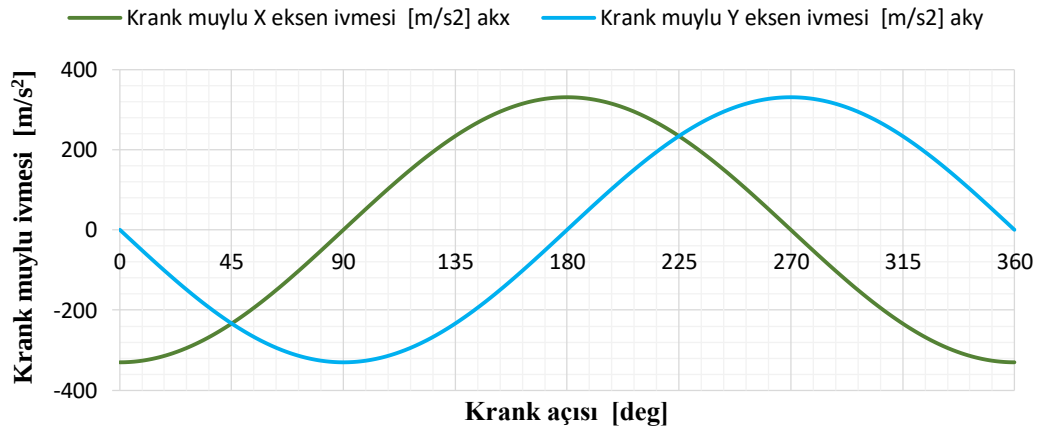
denklemleri elde edilir. Bulunan (2.4) ve (2.5) genel türev denklemleri (2.2) ve (2.3) krank mıylusu X ve Y eksen izdüşüm konumu ifadelerine ayrı ayrı uygulandığında, sırası ile,

$$a_{KX} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.6)$$

$$a_{KY} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.7)$$

şeklinde krank mıylusunun X ve Y eksen üzerindeki izdüşüm ivmeleri bulunur. Krank mıylusunun X ve Y eksenleri üzerindeki izdüşüm ivme grafiği (2.6) ve (2.7) numaralı ifadelerden de anlaşılacağı gibi safi sinüzoidal yapıdadır.

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ için hesaplanan krank mıylusu X ve Y eksen izdüşüm ivmelerinin krank açısı θ_K ile değişimi aşağıdaki grafikteki gibidir.



Şekil 2.6. Krank mıylusunun X ve Y eksenine izdüşüm ivme grafiği

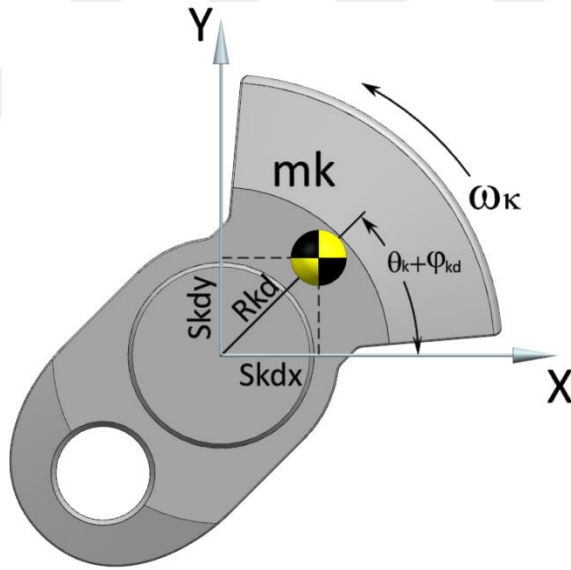
Şekil 2.6'deki grafikten de anlaşılacağı üzere krankın ω_K açısal hızı ile dönüşü sırasında X ve Y eksen üzerine izdüşen mıylu ivmeleri, birbirinden 90° faz farklıdır. Bu sebepten dolayı krank mıylusunun 180° karşısında duran krank ağırlığı m_K sonsuz uzunlukta bir piston koluna ($L_B = \infty$) sahip motorun her bir piston ataletinin dengelenmesi işlemine %100 katkıda bulunabilir. Ancak X eksen üzerinde çalışan

birinci pistonun yarı kursu civarındaki dengelenmesi sırasında krank ağırlık merkezi X eksenini istikametindeki dengeleme hareketinden farklı olarak Y eksenini istikametinde henüz kursunun başında olan ve Y eksenini istikametinde çalışan ikinci pistonuda dengelemeye çalışıyor olduğundan dengeleme eksenini haricindeki eksenlere taşan atalet kuvvetleri olmadığından 90^0 mimariye sahip ikiz V motorlar sıra tipi ikiz motorlardan çok daha iyi dengelenebilirler.

Krank dönme hızı sabit kabul edildiğinden ($\alpha_K = 0$), ideal şartlar⁹ sağlandığında motorun gövdesine krankın dönme hızından dolayı herhangi bir şekilde moment aktarılmaz.

2.1.3. Krank ağırlık merkezinin konumu

Krank ağırlık merkezi krank ana muylu eksenine göre R_{kd} kadar merkez kaçık olmakla beraber krank muylusu ile φ_{kd} derece ileri fazdadır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Krank ağırlık merkezinin X eksenine göre açısı ve izdüşümleri

Motorların ekseriyasında φ_{kd} açısı 180^0 (SYK) olmasına rağmen bu tez kapsamında incelenecek olunan motorun ikiz V model olmasından dolayı asimetrik piston hareketleri göz önünde bulundurularak krank ağırlık merkezi ile krank muylusu arasındaki faz açıklığı φ_{kd} değeri 180^0 'nin bir iki derece önünde veya arkasında olabilir (AYK) nihai sonuç Bölüm 6'da hesaplanmıştır. Şekil 2.3'deki krank

⁹ Yataklama sürtünmelerin olmadığı.

muylusunun açısai konumu (2.1) numaralı ifade ile belirtildiğinden Şekil 2.7'deki krank ağırlık merkezi açısai konumu ise krank muylusu açısai konumuna göre φ_{Kd} açısı kadar farklı olacağından, Şekil 2.7'deki krank ağırlık merkezi açısai konumu,

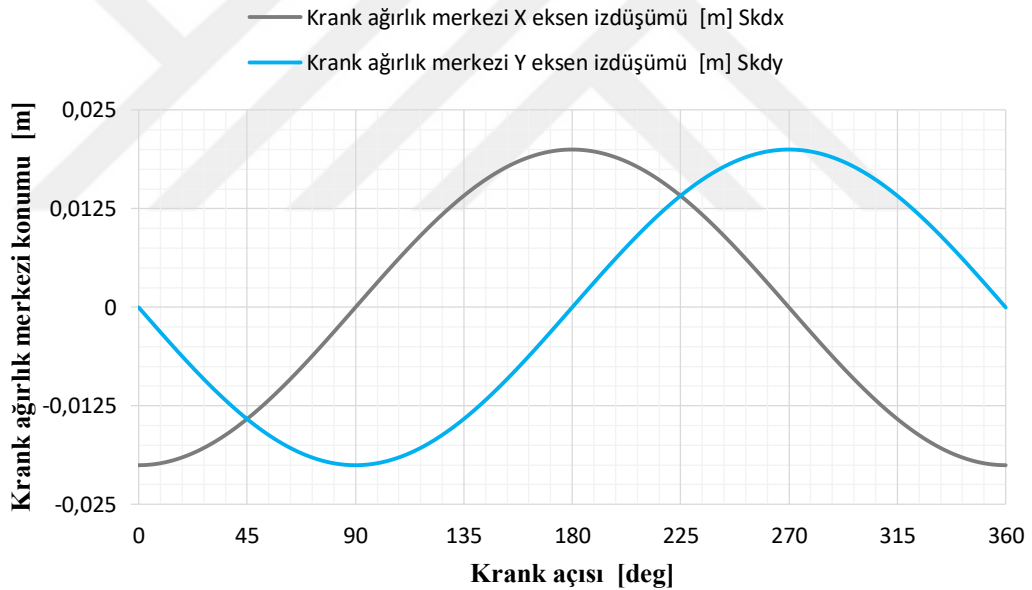
$$Q_K + \varphi_{Kd} = \omega_K \cdot t + \varphi_{Kd} \quad (2.8)$$

şeklinde yazılabilir. Aynı şekilden krankın ağırlık merkezinin X eksenine ve Y eksenine ayrı ayrı izdüşüm uzunlukları,

$$S_{KdX} = R_{Kd} \cdot \cos(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.9)$$

$$S_{KdY} = R_{Kd} \cdot \sin(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.10)$$

şeklinde hesaplanabilir. $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ için krank ağırlık merkezi X ve Y eksenlerine izdüşüm konumu aşağıdaki grafikte görünmektedir.



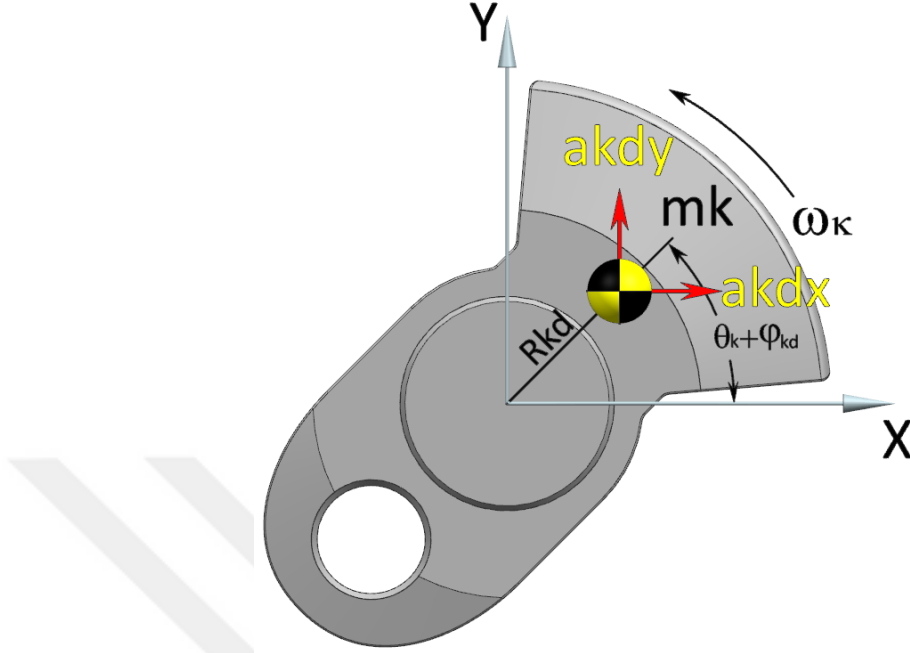
Şekil 2.8. SYK için ağırlık merkezinin X ve Y eksenine izdüşüm uzunluğu grafiğı

Şekil 2.8'de görüldüğü gibi $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ olduğu için konum eğrilerinin tepe noktaları ana eksen açıları ile örtüşmektedir.

2.1.4. Krank ağırlık merkezinin ivmesi

Krank pistonların atalet kuvvetlerini karşılayacak şekilde dönme merkezinden R_{Kd} mesafede kaçırılmış ağırlık merkezine sahiptir. Bu sebepten dolayı krankın ağırlık

merkezinin her bir eksen üzerinde ayrı ayrı oluşan a_{KdX} ve a_{KdY} ivmeleri vardır (Şekil 2.9).



Şekil 2.9. Krankın ağırlık merkezi, kütlesi ve izdüşüm ivmeleri

Bu ivmeler ayrı ayrı eksenler istikametinde eksenlere paralel atalet kuvvetleri oluştururlar. Bu kuvvetlerin en iyi dengelendiği en sade hallerden biri 90° silindir açıklıklı V tipi bir motordur. Bundan dolayı küçük sayılabilecek iki silindirli ikiz pistonlu motosiklet motorlarının büyük çoğunluğu V tipinde imal edilirler. Krank ağırlık merkezinin merkezkaç şeklindeki ivmesinden ziyade koordinat sisteminin her iki eksenine izdüşen ivmelerini bulmak, Bölüm 6 ve 7’de yapılacak olan kuvvet toplama işlemlerini kolaylaştırmıştır. Bu sebepten (2.9) ve (2.10) numaralı krank ağırlık merkezinin X ve Y eksenine izdüşüm uzunlukları ifadelerinin ayrı ayrı ikinci mertebeden zamana göre türevleri alınır.

$$a_{KdX} = d^2 S_{KdX} / dt^2 \quad (2.11)$$

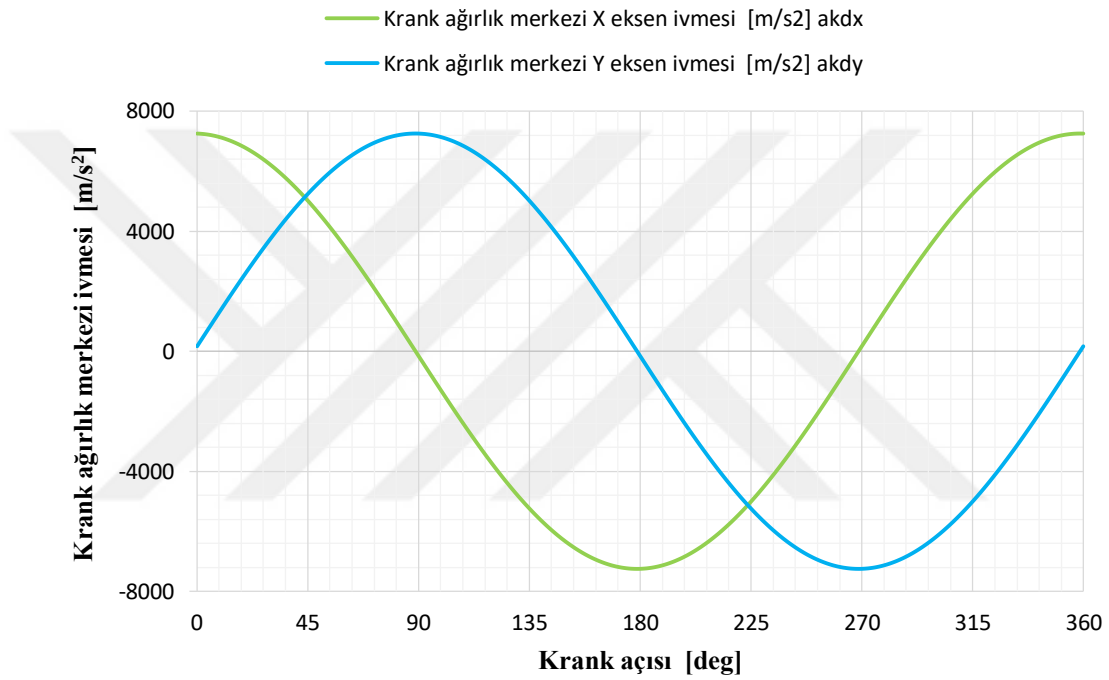
$$a_{KdY} = d^2 S_{KdY} / dt^2 \quad (2.12)$$

(2.9) ve (2.10) numaralı izdüşüm uzunluğu denklemleri (2.11) ve (2.12) numaralı genel türev denklemleri içinde türevleri alındığında, sırası ile

$$a_{KdX} = -R_{Kd} \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.13)$$

$$a_{KdY} = -R_{Kd} \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.14)$$

şeklinde krank ağırlık merkezinin X ve Y eksenleri üzerindeki izdüşüm ivmeleri bulunmuş olur. Krank denge ağırlığının X ve Y eksenleri üzerindeki izdüşüm ivme grafiği (2.13) ve (2.14) numaralı denklemlerden de anlaşılacağı gibi safi sinüzoidal yapıdadır. $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ ve $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ değerleri için krankın ağırlık merkezinin motorun ana eksenleri X ve Y 'ye izdüşüm ivmelerinin krank açısı θ_K ile değişimi bilgisayar ortamında çizildiğinde,



Şekil 2.10. Azami devirde krank ağırlık merkezinin ana eksnlere izdüşüm ivmeleri

Şekil 2.10'da olduğu gibi görünür. $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ azami motor devrinde (teze konu ikiz V pistonlu motorun yüksüzken çıkabileceği en yüksek devir) krankın ağırlık merkezi $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ kadar merkezkaç olmasına rağmen a_{KdX} ve a_{KdY} değerleri $7251,22 \text{ m/s}^2$ civarında ciddi bir büyüklüğe çıkabilirler.

2.2. Piston Kinematiği

Pistonların motor bloğunun tümüne etki eden ataletsel kuvvetlerinin bulunabilmesi için sırası ile konumları (S_{P1X}), (S_{P2Y}) ve ivmelerinin (a_{P1X}), (a_{P2Y}) bulunması gerekir. Piston yapısı itibarı ile silindirik olmasından dolayı alt veya üst kısmından ziyade hesaplamaların artmaması için koordinat sisteminin orijininden piston piminin bulunduğu tek serbestlik dereceli mafsal deliğine olan mesafe göz önünde

bulundurularak konumlandırılacaktır. Böylelikle piston kollarının açılardan (θ_{B1X}), (θ_{B2Y}) dolayı pistonlara yanal olarak etkiyen kuvvetlerin (F_{P1Y}), (F_{P2X}) silindir ceketi duvarlarından motora vermiş oldukları döndürme etkisinin hesaplaması doğrudan bu (S_{P1X}), (S_{P2Y}) ölçüleri yardımı ile yapılabilecektir.

Pistonun katı oluşu ve dönme hareketi yapmadan sadece öteleme hareketi yapıyor olmasından dolayı maddesel noktaları aynı şekilde hareket ederler. Bu sebep ile piston piminin olduğu konumu, pistonun koordinat sistemindeki konumu kabul etmek yapılacak ileriki türev işlemlerinden dolayı hız ve ivme denklemlerinde herhangi bir hataya sebebiyet vermeyecektir.

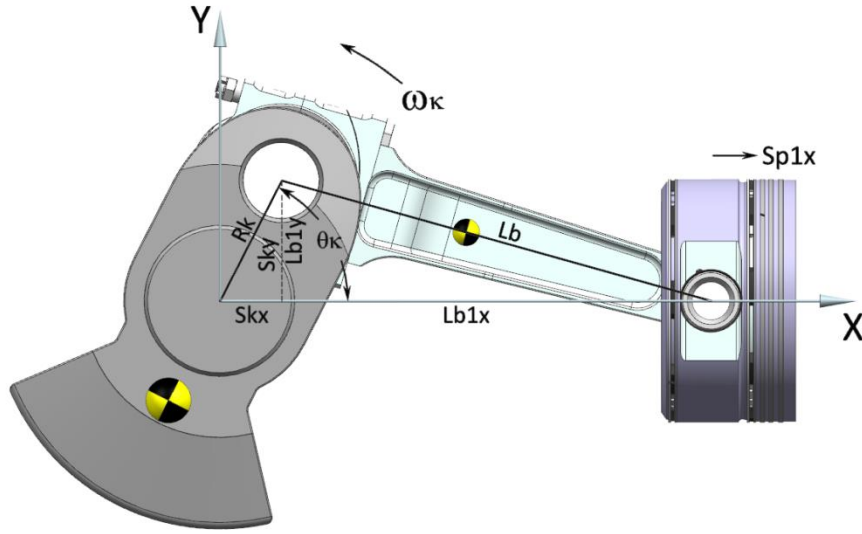
2.2.1. Piston konumu

Pistonların konumları; Krankın ana muylu yatak merkezine çakışık yerleştirilmiş koordinat sisteminin orijini ile piston pimi arasındaki mesafe şeklinde verilmiştir. Bunun yapılmış olmasının ikinci sebebi; Piston yanal yüklerinden kaynaklanan döndürme momentlerinin piston kolunun küçük mafsalının konumu ile doğrudan alakadar oluşu ve bu konumun dolaylı bulunmasının önüne geçmektir.

2.2.1.1. Birinci piston konumu

Piston, krankın piston kolu ile oluşturduğu üç kol mekanizması vasıtasıyla sınırlı bir hat (Kurs) üzerinde ileri geri doğru hareket eden bir parçadır. Motorun çalışması esnasında dairesel hareket yapan krank muylusu, piston kolu ile oluşturdukları döner bir mafsal vasıtası ile bağlı bulunduğu piston kolunun büyük gözünü kendi yörüngesinde taşır. Aynı şekilde piston kolunun küçük gözü de pistonla bağlı olduğu için pistonla tanımlanmış olan silindir ceketinin içindeki doğrusal yol itibarı ile piston gibi kurs boyunca ileri geri hareket etmektedir. Krank sadece dönme hareketi ve piston sadece öteleme hareketi yaparken piston kolu dönme ve öteleme hareketini aynı anda yapan tek parçadır.

Piston kolu krank açısına göre değişen açılarından dolayı bağlı bulunduğu krank muylusunun hareketini bire bir şekilde pistonla iletememektedir. Bu durum aşağıda yapılacak olan analitik hesaplamalar neticesinde bulunan denklemler yardımı ile daha somut bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Birinci pistonun geometrik yeri

Şekil 2.11'deki birinci pistonun hareket ettiği hattın X ekseninde ve konumunun (S_{P1X}) orijinden itibaren piston pim merkezine olan mesafe olduğunu kabul edilsin.

Piston kolunun X ve Y eksenini ile oluşturmuş olduğu üçgenin hipotenüs teoremi yardımı ile eşitliği yazılırsa,

$$L_B^2 = L_{B1X}^2 + L_{B1Y}^2 \quad (2.15)$$

elde edilir. Üç kol mekanizmasının kinematiği gereği,

$$S_{KY} = L_{B1Y} \quad (2.16)$$

eşitliği yazılabilir. (2.16) numaralı denklem (2.15) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$L_{B1X}^2 = L_B^2 - S_{KY}^2 \quad (2.17)$$

elde edilir. Bulunan (2.17) numaralı denklemin karekökü alınırsa,

$$L_{B1X} = \sqrt{L_B^2 - S_{KY}^2} \quad (2.18)$$

halini alır. (2.18) numaralı denklemin içerisinde S_{KY} değişkeni için (2.3) numaralı denklem kullanılırsa,

$$S_{KY} = R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.3)$$

$$L_{B1X} = \sqrt{L_B^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.19)$$

şeklinde piston kolunun X eksen üzerindeki izdüşüm uzunluğu bulunur. Nihai piston pimi mesafesinin X eksen üzerindeki mutlak konumu,

$$S_{P1X} = S_{KX} + L_{B1X} \quad (2.20)$$

olduğundan (2.20) numaralı denklem, (2.2) ve (2.19) numaralı denklem ile genişletilirse,

$$S_{KX} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.2)$$

$$S_{P1X} = \underbrace{R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t)}_{(2.21a)} + \underbrace{\sqrt{L_B^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)}}_{(2.21b)} \quad (2.21)$$

şeklinde (2.21) numara ile orijinden itibaren birinci piston yolunun t zaman parametresine bağlı denklemini bulunur. İfadeyi oluşturan cebirsel yapıya bakıldığında iki farklı toplamdan oluştuğu görülmektedir. Bu toplamın ilki (2.21a) denklemi,

$$R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.21a)$$

olup krank muylusunun dönme yarıçapının pistonun hareket ettiği X eksen hattı üzerindeki izdüşümüdür. Yapısından da anlaşılacağı üzere üstel olmayan safi sinüzoidal bir ifadedir. (2.21b) numaralı ikinci toplam ise,

$$\sqrt{\underbrace{L_B^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)}_{(2.21ba)}} \quad (2.21b)$$

şeklindedir. (2.21b) ifadesinin çözümünün olabilmesi için (2.21ba) ifadesinin sıfıra eşit ya da daha büyük olması gerekir. Karekök içerisindeki kısım ile işleme devam edilirse,

$$L_B^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t) \geq 0 \quad (2.21ba)$$

şeklini alır. Krank kolu ile piston kolunun kinematik yapısı gereği üst üste çakışabileceği iki açı 90° ve 270° dir. Bu iki değer ayrı ayrı (2.21ba) numaralı

denklem içerisindeki trigonometrik kısma yazıldığında ifadenin ikinci dereceden olması dolayısı ile her iki durumdada sonuç bir çıkacağı için (2.21ba) numaralı ifade, $\omega_K \cdot t = 90^0$ için,

$$L_B^2 - R_K^2 \cdot 1^2 \geq 0 \quad (2.22)$$

şeklinde çıkar. $\omega_K \cdot t = 270^0$ için,

$$L_B^2 - R_K^2 \cdot (-1)^2 \geq 0 \quad (2.23)$$

Şeklinde çıkar. (2.22) ve (2.23) numaralı ifadeler birbirinin aynısı olduğundan her iki ifade yeniden düzenlenirse,

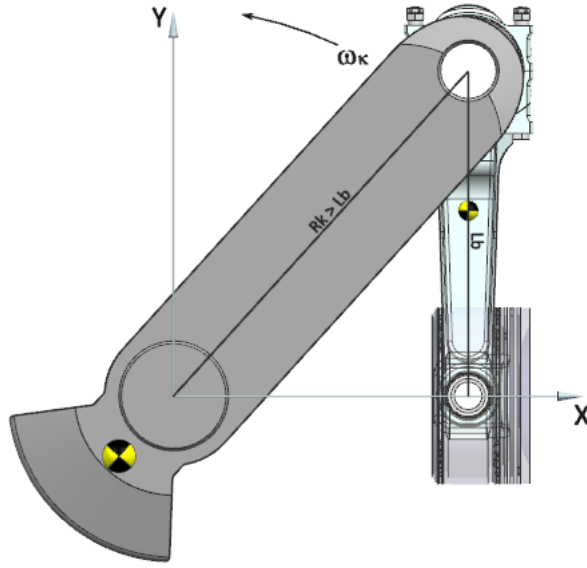
$$L_B^2 \geq R_K^2 \quad (2.24)$$

halini alır. (2.24) numaralı eşitsizliğin her iki tarafının karekökü alınırsa,

$$L_B \geq R_K \quad (2.25)$$

şeklini alır. (2.24) numaralı ifadenin karekökü alınırken negatif değerler içinde ayrı bir durum oluşmasına rağmen piston kolu ve krank kolu hiçbir zaman negatif uzunlukta olamayacağı için bu hal göz önünde bulundurulmamıştır. Nihayetinde (2.25) numaralı eşitsizlik krank biyel mekanizması kinematiğinin çalışabilmesi için gerekli teorik sınır koşuludur. Piston kolları en kısa çalışma uzunluğunda tasarlanmak istense de bu sınır pratikte krankın dönme yarıçapına (R_K) eşit veya küçük olamaz! Şekil 2.12'deki Krank kolu uzunluğu¹⁰ (R_K) piston kolu uzunluğundan (L_B) uzun olduğu durum için piston pimine bağlı olan piston kolu, pistonu tahsis edilmiş olan X eksenini doğrultusundan ayrılamayacağından dolayı krank dönme işlemine devam edemeyecektir. Krank muylusu dönme yarıçapının piston koluna eşit olduğu durum için; Krank ÜÖN'dan 90^0 'ye geldiğinde piston kolunun bağlı bulunduğu piston mafsalı krank ana yatak merkezine kesişeceğinden dolayı piston krankın 270^0 'ye kadar kalan açı taramasında yer değiştirmeden duracaktır. Krankın 270^0 'den itibaren tekrardan 90^0 'ye kadar dönmesi sırasında ise piston krank merkezinde durmaya devam edebileceği gibi ÜÖN'ya doğru hareket edebileceğinden kararsız bir durum oluşur.

¹⁰ Krank muylusu dönme yarıçapı.



Şekil 2.12. Piston kolu krank muylu yarıçapından küçük olamaz!

Kısaca (2.25) numaralı krank dönme yarıçapı ile piston kolu uzunluk eşitsizliğinin içerisindeki eşitlik gereği; Piston kolunun krank muylu dönüş yarıçapına eşit olduğu durumda piston kolunun piston pimine bağlı olan küçük yatağı, krank 90^0 ila 270^0 iken, krank ana yatak merkezi ile çakışacağından bu ölçü oranlarına sahip bir krank biyel mekanizması kararsız hal alır. Bu duruma özel olduğundan dolayı teorik çalışma hali denilebilir.

$$L_B = R_K \quad (2.26)$$

Kararlı bir krank biyel mekanizmasında (2.26) numaralı eşitlik durumu olamayacağından dolayı (2.25) numaralı denklem,

$$L_B > R_K \quad (2.27)$$

şeklinde tashih edilmelidir. Piston kolu uzunluğu krank muylu dönüş yarıçapı cinsinden ifade edilebildiğinden,

$$L_B = R_K / \lambda \quad (2.28)$$

şeklinde yazılabilir. Burada λ krank piston kolu oranı olup boyutsuz bir sayıyı temsil eder. (2.28) numaralı denklem (2.27) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$R_K / \lambda > R_K \quad (2.29)$$

halini alır. (2.29) numaralı denklemden λ çekilirse,

$$\lambda < R_k/R_k \quad (2.30)$$

$$\lambda < 1 \quad (2.31)$$

şeklinde çıkar. Elde edilen (2.31) numaralı denklem, λ krank piston kolu oranı değerinin alabileceği en üst sınırın 1'e yakın olduğunu gösterir. Aynı şekilde λ krank piston kolu oranının alabileceği en alt sınır değerini bulmak için; (2.29) numaralı denklem içerisindeki bölen durumunda olan λ parametresinin matematik teamüller gereği sıfır değerine eşit olamayacağından λ parametresinin alabileceği değer aralığı,

$$0 < \lambda < 1 \quad (2.32)$$

şeklindedir. Böylece çalıştırılabilir krank biyel mekanizmasının piston kolu krank yarıçapı oran aralığı bulunmuş olur. Krank biyel mekanizmalarında çalışma aralığı matematik olarak (2.32) numaralı eşitsizlik aralığında olsa da taşıt motorlarında λ değeri 0,26 ila 0,3 arasında iken daha büyük motorlarda 0,26 değerinden daha küçüktür.

Krank biyel mekanizmalarındaki piston kolu uzunluğunun olası aralığının krank dönme yarıçapı R_K ve λ oranı değerlerine bağlı ifadesi (2.27) ve (2.28) numaralı ifadelerinin ardı ardına sıra ile yazılması sonucu,

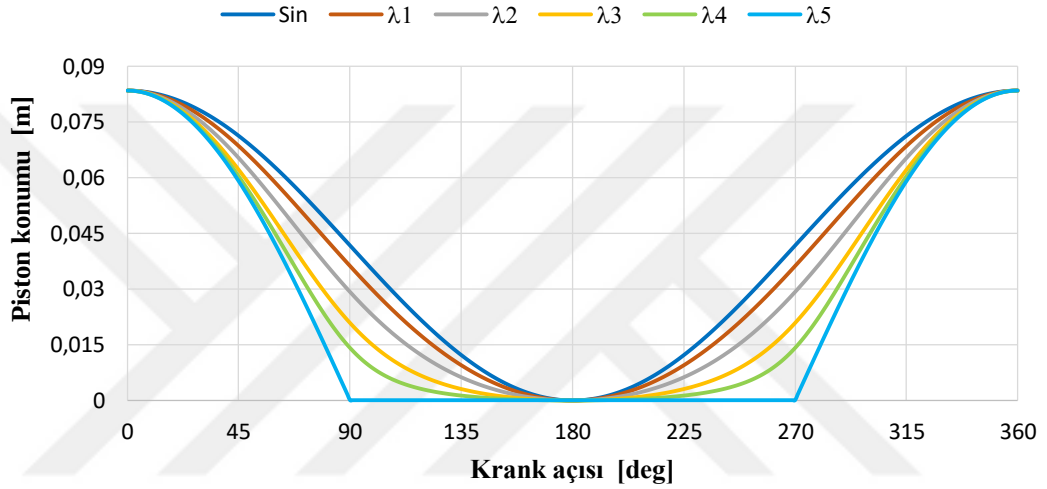
$$R_K < L_B = (R_K/\lambda) \quad (2.33)$$

şeklinde elde edilir. Bulunan bu eşitsizlik her türlü pistonlu motorun piston kolu uzunluğu L_B için krank muylusu dönüş yarıçapı R_K ile motorun ana değerlerinden biri sayılan λ krank piston kolu oranına göre uzunluk değerini verir. Bütün bu hesaplamalar neticesinde (2.28) numaralı denklem (2.21) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$S_{P1X} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.34)$$

şeklinde birinci pistonun konum ifadesinin, λ oranına bağlı genel şekli elde edilir. (2.33) numaralı denklemden de anlaşılacağı gibi; yapısal, kinematik ve dinamik

sebeplerden dolayı piston kolunun sonsuz uzunlukta olamayışı, krank muylu dönüş çapına yanaşık bir ölçüde oluşu, krankın alt ölü noktada (AÖN) olduğu esnada piston hareketinin mükemmel sinüzoidal hareketten daha da çok ayrılmasına neden olur. Öyleki λ oranının 0,26 değerinin üzerine çıkması durumunda, pistonun AÖN’da oluşturduğu hareket eğrisi beklenilenin aksine sinüs şeklinde değil adeta basamak fonksiyonu gibi bir yol izleyerek hareket yörüngesinde ciddi sayılabilecek değişim oluşur. $\Delta_{PS} = 0,0835m$ $\lambda_1 = 0$ $\lambda_2 = 0,25$ $\lambda_3 = 0,5$ $\lambda_4 = 0,75$ $\lambda_5 = 1$ değerleri için oluşturulan grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.13. Krank açısı θ_K ve λ 'ya göre birinci piston konumu grafiği

Yukarıda Şekil 2.13’deki grafikten de anlaşılacağı üzere λ oranının sıfır olduğu (Sonsuz piston kolu uzunluğu) durumda piston koyu mavi renk ile belirtilen eğri gibi sinüzoidal şekilde hareket yapar. Büyük cüsseli ağır devirli motorlarda λ sınırı,

$$0 < \lambda \leq 0.26 \quad (2.35)$$

olduğundan dolayı piston, Şekil 2.13’deki turuncu renk ile belirtilen ve tam bir sinüzoidal harekete sahip olmasa bile bu eğriye daha yakın tarzda hareket eder. Bu durum pistonun hareketi neticesinde doğan atalet kuvvetlerini dengelemek için krankın ağırlık merkezinin ürettiği karşı denge kuvvetlerinin piston atalet kuvvetlerine çok yakın olmasını sağladığından düşük devirli motorlarda piston ataletlerinin krank ataletleri ile dengelenmesi yüksek devirli motorlara oranla çok daha kolay olur. Orta devirli ve yüksek devirli motorlarda λ sınırı,

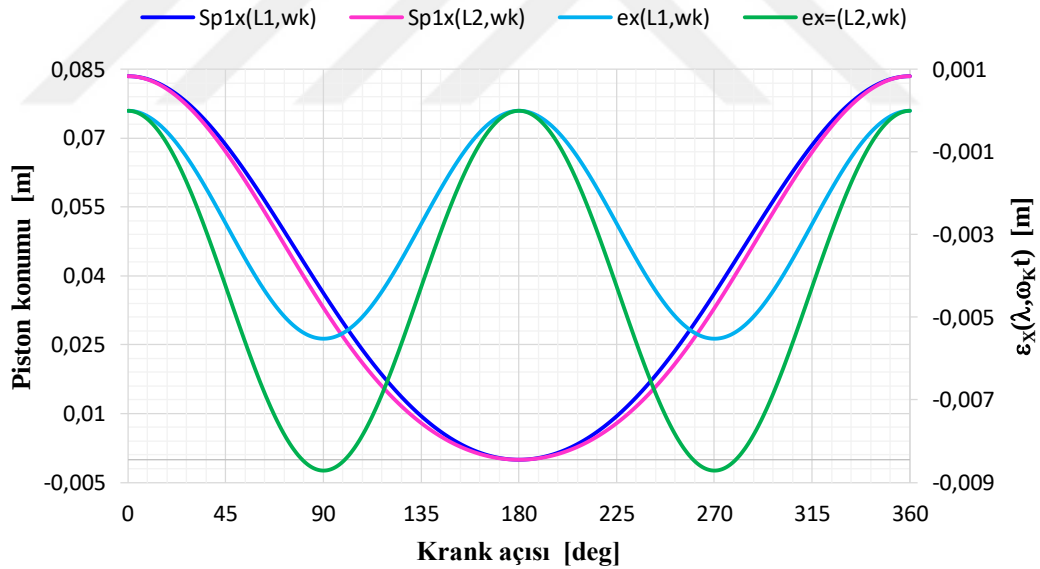
$$0,26 < \lambda < 0,33 \quad (2.36)$$

olduğundan dolayı piston Şekil 2.13'deki turuncu ile gri renkli eğriler arasında kalan bölgeden geçen ve ideal sinüzoidal hareketten bir nebze daha fazla uzaklaşan bir yörünge takip eder. Bu aralıktaki eğriler üzerinde hareket eden piston kütlelerinin oluşturduğu ataletler, krank ağırlık merkezinin oluşturduğu ataletler ile cebirsel olarak toplandığında tam olarak sıfırlanamazlar. Bu sebeptendir ki; küçük cüsseli motorlar dengeleme hususunda kendilerinden beklenenin aksine daha düşük krank kuvvet denge başarı oranlı (G_{KF}) sonuç sergilerler.

Birinci pistonun konumu S_{P1X} ile krankın X eksen iz düşüm konumu S_{KX} arasındaki farkın ε_X olduğunu düşünülürse,

$$\varepsilon_X(\omega_K \cdot t) = S_{P1X} - S_{KX} \quad (2.37)$$

(2.37) numaralı denklem ile belirtilen ε_X farkının, $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda_1 = 0,26$ ve $\lambda_2 = 0,4$ değerlerine sahip iki ayrı motorun kranklarının 360° dönüşü neticesindeki değişimi görebilmek için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.

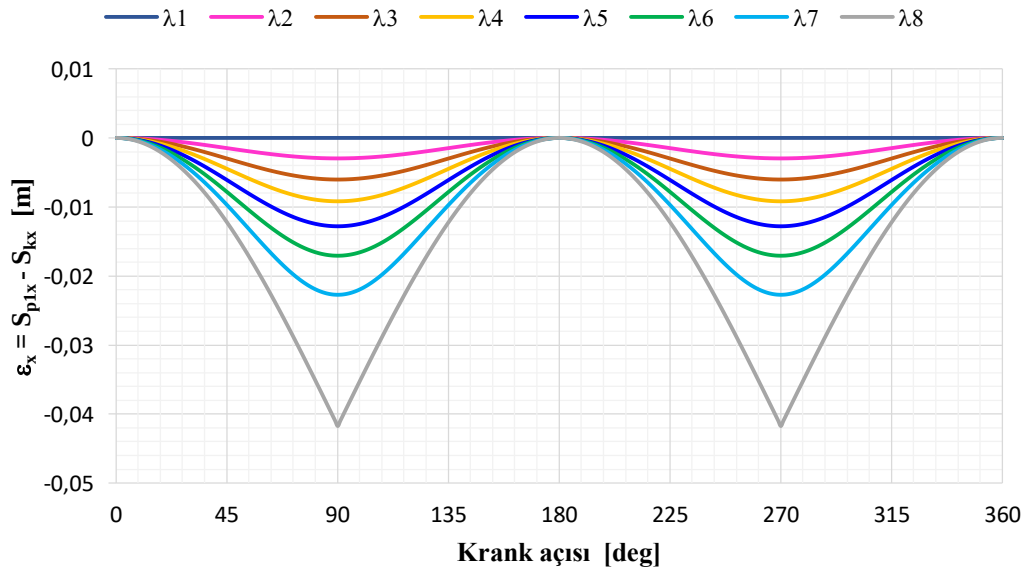


Şekil 2.14. Birinci pistonun λ 'ya bağlı konumu ve krank ağırlık merkezi konumu arasındaki fark grafiği

Şekil 2.14'deki grafikten de anlaşılacağı gibi $\lambda_1 = 0,26$ değeri için (koyu mavi) birinci piston hareket eğrisi ile krank muylusunun piston istikametindeki konumunun (S_{KX}) farkı, ε_X (açık mavi) hata eğrisini oluşturur, denklem (2.37). Eğri, grafiğin sağında kalan değerler yardımı ile incelendiğinde; 90° ve 270° krank açıklıklarında krank muylusunun piston istikametindeki konumu ile piston konumu arasında $\varepsilon_X =$

5,5 mm kadar göreceli mesafe farkı olduğu görünmektedir. Oysaki krank açıklığının 0° ve 360° olduğu hallerde krank muylusu ile piston arasındaki konum farkı $\varepsilon_X = 0$ mm'dir. Benzeri durumda $\lambda_2 = 0,4$ değeri için pembe renkli eğri ile belirlenen birinci pistonun hareketiyle krank muylusunun piston istikametindeki hareketi (S_{KX}) arasındaki fark ε_X (açık yeşil) hata eğrisini oluşturur. Şekil 2.14'deki açık yeşil eğrinin 90° ve 270° krank açıklıklarında krank muylusunun piston istikametindeki konumu ile piston konumu arasındaki göreceli mesafe yaklaşık olarak $\varepsilon_X = 8,7$ mm olmuştur. Her iki durum birbiri ile mukayese edildiğinde; Lamda değerindeki sadece $\lambda_2 - \lambda_1 = 0,14$ kadar artıştan neredeyse iki misline yakın göreceli konum farkının doğduğu anlaşılmaktadır. Bu sebep ile λ değeri sıfıra yanaştıkça krank kuvvet denge başarı oranı G_{KF} iyileşirken, bire yanaştıkça krank denge başarı oranı kötüleşmektedir.

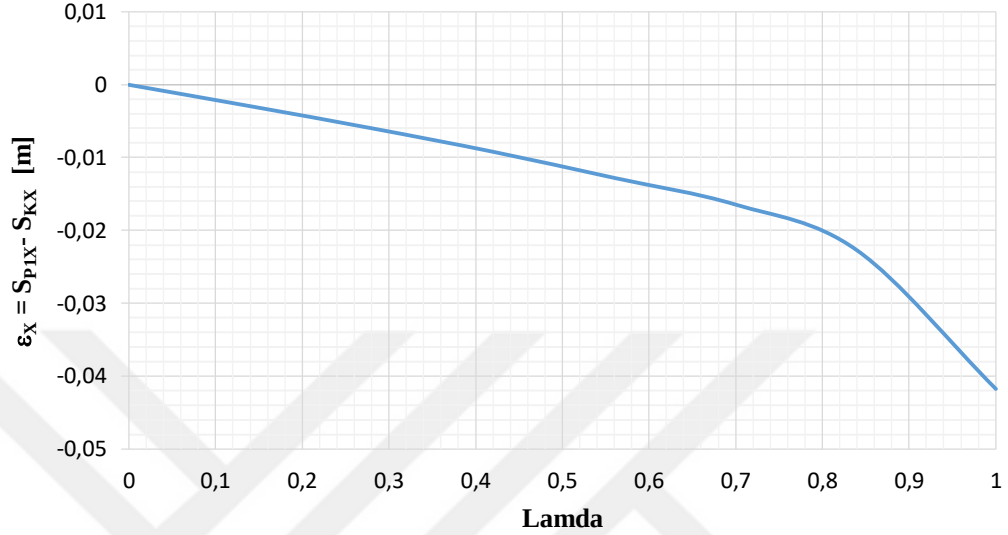
(2.37) numaralı ε_X denkleminin sıfır ile bir arasındaki λ katsayıları ve piston kursu (Δ_{PS}) ile olan alakasını görebilmek için $\Delta_{PS} = 0,0835$ m $\lambda_1 = 0$ $\lambda_2 = 0,14$ $\lambda_3 = 0,28$ $\lambda_4 = 0,42$ $\lambda_5 = 0,56$ $\lambda_6 = 0,7$ $\lambda_7 = 0,84$ $\lambda_8 = 1$ değerleri için oluşturulan grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.15. $\lambda_1=0$ ile $\lambda_8=1$ arasında $\Delta_{PS}=83,5$ mm piston stroku için ε_X grafiği

Şekil 2.15'den de görüleceği üzere $\lambda_8 = 1$ değeri için krank açıklığının 90° ve 270° lerdeki ε_X hatası piston strokunun (Δ_{PS}) yarısı kadardır. 90° ve 270° 'lerdeki ε_X hatasının sıfır ile bir arasındaki λ katsayıları için değişimi bize lamda (λ) katsayısı

ile piston konumu ve krank ağırlık merkezi konum farkı ε_X değeri arasındaki ilişkiyi gösterir. $\theta_K = 90^\circ$ ve $\theta_K = 270^\circ$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $\lambda_1 = 0$ $\lambda_2 = 0,14$ $\lambda_3 = 0,28$ $\lambda_4 = 0,42$ $\lambda_5 = 0,56$ $\lambda_6 = 0,7$ $\lambda_7 = 0,84$ $\lambda_8 = 1$ değerleri ile oluşturulan grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.16. Krankın 90° ve 270° açısındaki λ 'ya bağlı ε_X grafiği

Şekil 2.16'da ε_X fonksiyonunun 90° ve 270° 'lerdeki krak açıklığında farklı lamda sayılarındaki değeri görünmektedir. Lamda katsayısının $0 \leq \lambda \leq 0,8$ değerleri arasında ε_X fonksiyonu neredeyse lineer bir değişim göstermektedir. Aynı şekilde Lamda katsayısının $0,8 \leq \lambda \leq 1$ değerleri arasında ε_X fonksiyonu ilk aralıktakinden yaklaşık dört kat daha farklı bir eğim ile lineer bir değişim sergilemektedir. Pistonlu motorların lamda (λ) aralığı yaklaşık $0,26 \leq \lambda \leq 0,33$ olduğundan Şekil 2.16'deki eğrinin $0 \leq \lambda \leq 0,4$ arasında kalan bölgesini lineer kabul ederek ε_X fonksiyonunun 90° ve 270° 'lerdeki lamda ya (λ) bağlı değişiminin ampirik formülü çıkarılabilir. Şekil 2.16'daki eğri, piston stroku (Δ_{PS}) ile lineer şekilde değişiyor olduğu için $\lambda = 0$ için $\varepsilon_X = 0$ ve $\lambda = 0,4$ için $\varepsilon_X = \Delta_{PS}/10$ şeklinde alınabilir. Bütün bunlar göz önünde bulundurulduğunda,

$$0 \leq \lambda \leq 0,4 \quad (2.38)$$

aralığı için,

$$\varepsilon_X = -\lambda \cdot (\Delta_{ps}/4) \quad (2.39)$$

şeklinde (2.37) numaralı ifade ampirik olarak yazılabilir. Teze konu motorun $\lambda = 0,29$ lamda değeri ve $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ piston stroku için krank açıklığının 90° ve 270° 'deki piston konumu ve krank muylusu piston istikameti konumu farkı,

$$\varepsilon_X = -0,29 \cdot (0,0835/4)$$

$$\varepsilon_X = -0,00605 \text{ m}$$

şeklinde bulunur. Aynı işlem (2.37) numaralı denklem ile yapıldığında $\varepsilon_X = -0,00618 \text{ m}$ gibi çok yakın bir değer bulunur.

2.2.1.2. İkinci piston konumu

Mükerrer hesapların önüne geçebilmek için ikinci pistonun yol ifadesini birinci pistonun yol denklemi (2.34) cinsinden hesaplamak daha verimli olacaktır.

$$S_{P1X} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.34)$$

Motorun dönüş yönünün SYT oluşu, krank açısının birinci pistonun hareket doğrultusu X eksenini üzerinden doğru alınıyor oluşu nedeni ile ikinci pistonun yol ifadesini bulmak için V motor yapısının 90° yerleşiminden dolayı birinci pistonun yol ifadesine $(-\pi/2)$ radyan kadar faz farkı eklemek kâfi olur.

$$S_{P2Y} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \quad (2.40)$$

şeklinde kolayca ikinci pistonun t zaman parametresine bağlı yol ifadesi bulunmuş olur.

2.2.2. Pistonların hızları

Pistonlu motorların devir sınırlandırmasına en büyük etki eden nedenlerden biri piston hızıdır. Pistonlar silindir ceketi içerisinde yukarı aşağı hareket ederken kenar sürtünmelerinden dolayı ciddi oranda sürtünme kuvveti ve buna mukabil ısı üretirler. Piston hızı pistonun bir saniye içinde aldığı yolun toplamı yani ani hızların ortalamasıdır. Motorların büyüklüklerine ve yakıt tiplerine göre değişiklik gösterir (Tablo 2.1).

Tablo 2.1. Piston hızlarına göre motor çeşitleri [17]

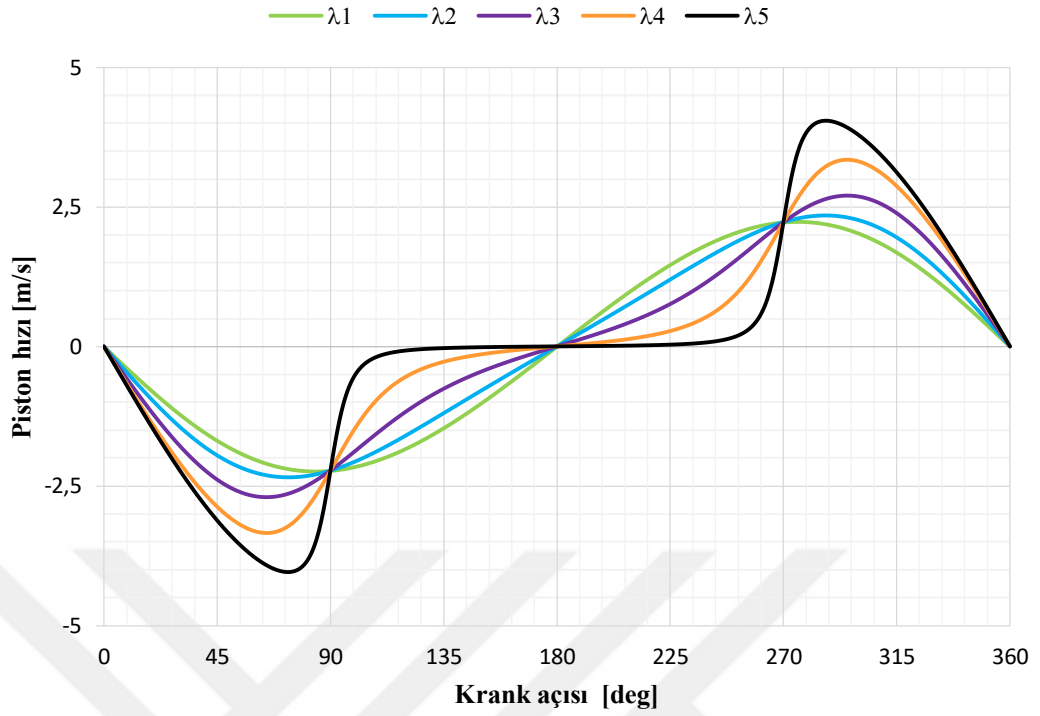
Motor çeşitleri	C_p [m/s]
Düşük hızlı dizel motorlarda	8,5
Orta hızlı dizel motorlarda	11
Yüksek hızlı dizel motorlarda	14
Orta hızlı benzin motorlarında	16
Yüksek hızlı benzin motorlarında	20-25
Formula motorlarında	25
Yüksek yanıcı hızlı yakıt kullanan motorlarda	30

şeklinde. (2.45) numaralı hesaplama sonucunda teze konu motor orta hızlı bir benzin motoru olduğundan en yüksek devirde ortalama piston hızı $C_p = 16 \text{ m/s}$ değerinde çıkmıştır.

2.2.2.1. Birinci piston hızı

Piston doğrusal kısıtlı bir yörünge içerisinde ileri geri hareket eder. Bu kısıtlı bölge silindir ceketi içinde üç farklı kısma ayrılırsa; Bunlar sırasıyla üst ölü nokta (ÜÖN), doğrusal yol ve alt ölü nokta (AÖN) şeklinde isimlendirilebilir. Adından da belli olacağı üzere piston üst ve alt ölü noktalarda tamamen durup yön değiştirirken, doğrusal yol olan ara bölgede hızlanıp yavaşlama işlemlerini gerçekleştirir. Aslında piston çok küçük sayılabilecek bir hat boyunca marifetli bir koşucu misali enerjiden en çok faydalanacağı şekilde başlangıç noktasında sıfır hızlı, yolun ortalarına doğru en yüksek hızlı ve sona doğru yavaşlayıp son noktada tekrar sıfır hızlı bir hız eğrisi sergiler. Bu durum saniyeler içerisinde yüzlerce defa gerçekleşebileceğinden, piston çok ciddi sayılabilecek ani yön değişikliklerine maruz kalır.

Kullanım yerlerine göre motorların azami devirleri önceden bilindiği için tasarım sırasında piston hızlarının kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalabilmesi için λ değeri varsıtası ile ani hızlanmaların olmayacağı bir bölge seçimi yapılmalıdır. Kısaca anlatmak gerekirse piston hız eğrisinin rampalama karakteristiğinin en iyi olduğu λ aralığı pistonun üzerine düşecek olan aşırı atalet kuvvetlerin önlenmesinde önemli bir rol oynar. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $\lambda_1 = 0$ $\lambda_2 = 0,25$ $\lambda_3 = 0,5$ $\lambda_4 = 0,75$ $\lambda_5 = 1$ değerlerine sahip beş ayrı motor için çizilen grafik aşağıdaki gibidir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17. Birinci pistonun rölanti devri için farklı λ sayılarındaki hız grafiği

Grafikten de anlaşılacağı üzere (2.42) numaralı birinci piston hız denkleminin λ oranı sıfıra yanaştığında açık turuncu renk ile çizilen piston hız eğrisi mükemmel sinüzoidal bir salınım yaptığından AÖN ve ÜÖN arasını en düşük hız yükselmesi ile alırken, λ oranının bire yanaştığı eğrilerin ekstremum noktalarında belirgin bir artış görülmektedir. Grafikteki eğrilerin her birinin krank devirlerinin n_K , krank muylu yarıçaplarının R_K ve buna bağlı piston kurslarının (Δ_{PS}) eşit olmasına rağmen azami piston hızlarının (C_{Pa}) birbirinden farklı çıkmasının nedeni λ oranının değişmesidir.

Birinci piston hızının bulunabilmesi için birinci piston yol denklemi (2.34)'in zamana göre türevinin alınması gerekmektedir.

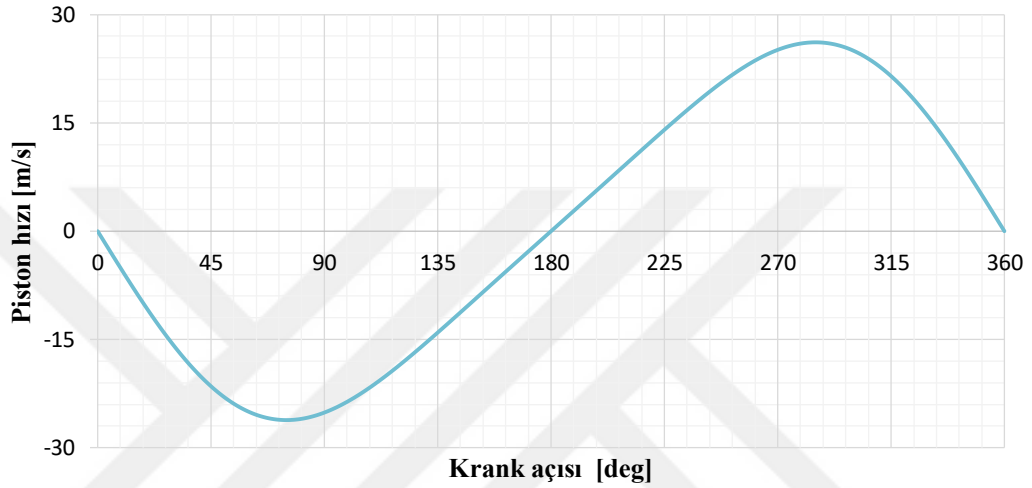
$$S_{P1X} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.34)$$

$$V_{P1X} = dS_{P1X}/dt \quad (2.41)$$

olacağından yukarıdaki genel türev denklemine (2.34) numaralı piston konum denklemi dâhil edildiğinde,

$$V_{P1X} = -R_K \cdot \omega_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) - \left\{ (R_K^2 \cdot \omega_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t)) \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \right\} / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.42)$$

şeklinde t zaman parametresine bağlı birinci piston hız denklemi bulunmuş olur. $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ değerlerine sahip ikiz V pistonlu motorun birinci pistonunun hız grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.18. Birinci pistonun krank açısına göre hız grafiği

Şekil 2.18'deki grafikten görüleceği gibi en yüksek devirde dönen standart bir taşıt motorunun anlık piston hız değişim eğrisinin ekstremum noktalarındaki anlık hızı yaklaşık 26 m/s olmasına rağmen ortalama hızı,

$$C_P = n_K \cdot \Delta_{PS}/30 \quad (2.43)$$

$$\Delta_{PS} = 2 \cdot R_K \quad (2.44)$$

olduğundan piston stroku $\Delta_{PS} = 2 \cdot 0,04175$ çıkar. (2.43) numaralı ortalama piston hızı denkleminin içerisinde, bulunan değerler yazılırsa,

$$C_P = 5750 \cdot 0,0835/30$$

$$C_P = 16 \text{ m/s} \quad (2.45)$$

çıkılmaktadır. Yukarıdaki sonuçlarda anlaşılabacağı gibi tez kapsamında incelemiş olduğumuz ikiz V model pistonlu motorun, Tablo 2.1'deki veriler göz önünde bulundurulduğunda orta hızlı bir benzin motoru grubunda olduğu anlaşılır.

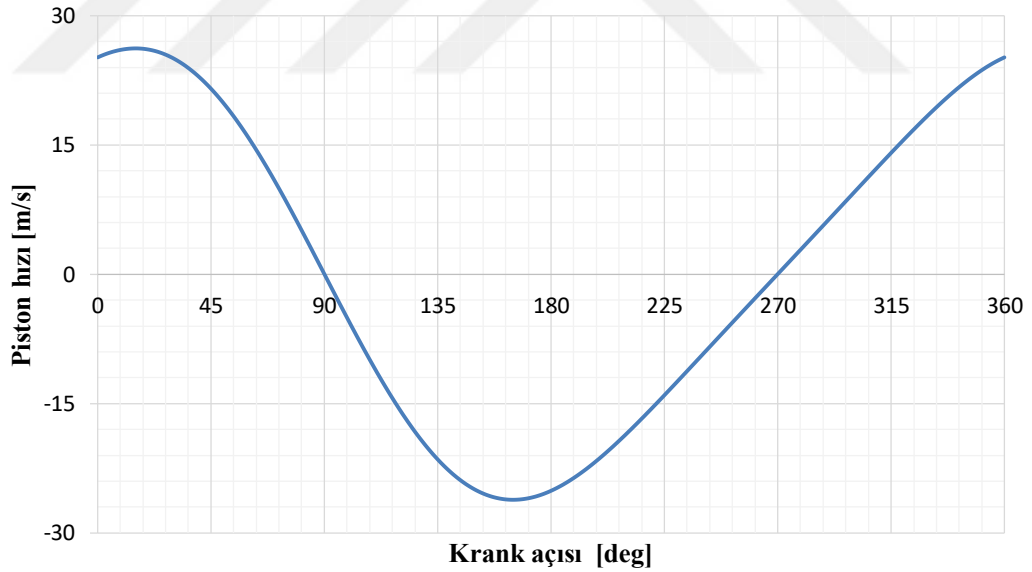
2.2.2.2. İkinci piston hızı

Mükerrer hesapların önüne geçebilmek için ikinci pistonun hız denklemini, (2.42) numaralı birinci pistonun hız denklemi cinsinden hesaplamak daha verimli olacaktır.

Motorun dönüş yönünün SYT oluşu, krank açısının birinci pistonun hareket doğrultusu X eksenini üzerinden doğru alınıyor oluşu nedeni ile ikinci pistonun hız ifadesini bulmak için V motor yapısının 90^0 yerleşiminden dolayı birinci pistonun hız ifadesine $(-\pi/2)$ radyan kadar faz farkı eklemek kâfi olacaktır.

$$V_{P2Y} = -R_K \cdot \omega_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) \right) \cdot \sin(\omega_K \cdot t - \pi/2) \right\} / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \quad (2.46)$$

Gerekli işlemler yapıldığında kolayca ikinci pistonun t zaman parametresine bağlı hız denklemi bulunmuş olur. $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ değerlere sahip ikiz V motorun ikinci pistonunun hız grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.19. İkinci pistonun krank açısına göre hız grafiği

Şekil 2.19'daki grafikten de görüleceği gibi ikinci pistonun hız eğrisi birinci pistonun hız eğrisinden 90^0 geri fazlıdır. Aynı zamanda pistonun en hızlı olduğu krank açıklığı sırasıyla 15^0 ve 165^0 civarındır.

2.2.3. Pistonların ivmeleri

Pistonların dinamik model üzerine vermiş oldukları atalet kuvvetlerinin hesaplanabilmesi için ivmelerinin ayrı ayrı biliniyor olması gerekmektedir. Tez çalışmasının başında da belirtildiği gibi, dengeleme hesaplarının en iyi şekilde yapılabilmesi için piston hız ifadelerini yuvarlatmadan bütünü ile zamana göre türetip cebirsel olarak hiçbir kayıp vermeden piston ivme ifadelerine erişilecektir.

2.2.3.1. Birinci piston ivmesi

Pistonun mevcut kütesinden (m_p) doğacak olan nihai atalet kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılacak olan en önemli veri krankın her açısı için pistonun ivmesini veren ifadedir. Birinci pistonun ivmesinin bulunabilmesi için birinci piston hız denkleminin (2.42) zamana (t) göre türevinin alınması gerekmektedir.

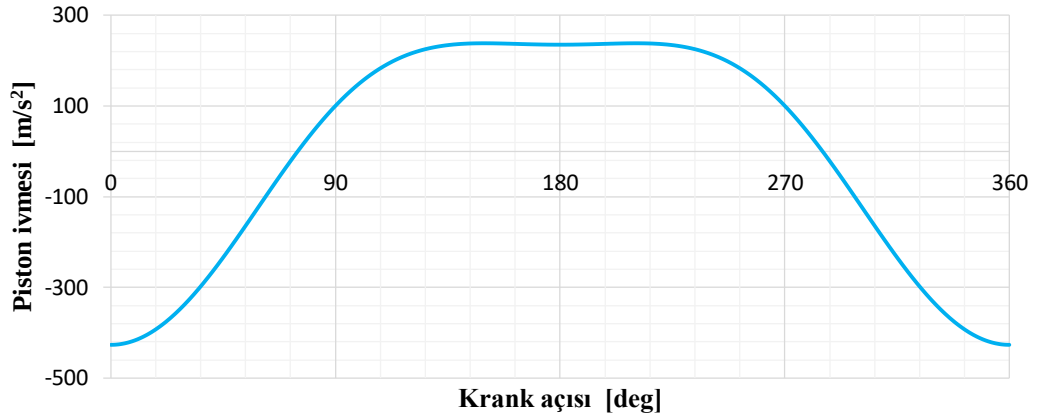
$$V_{P1X} = -R_K \cdot \omega_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \right) \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \right\} / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.42)$$

$$a_{P1X} = dV_{P1X}/dt \quad (2.47)$$

Yukarıdaki genel türev denklemine (2.42) numaralı birinci pistonun hız denklemi dâhil edildiğinde,

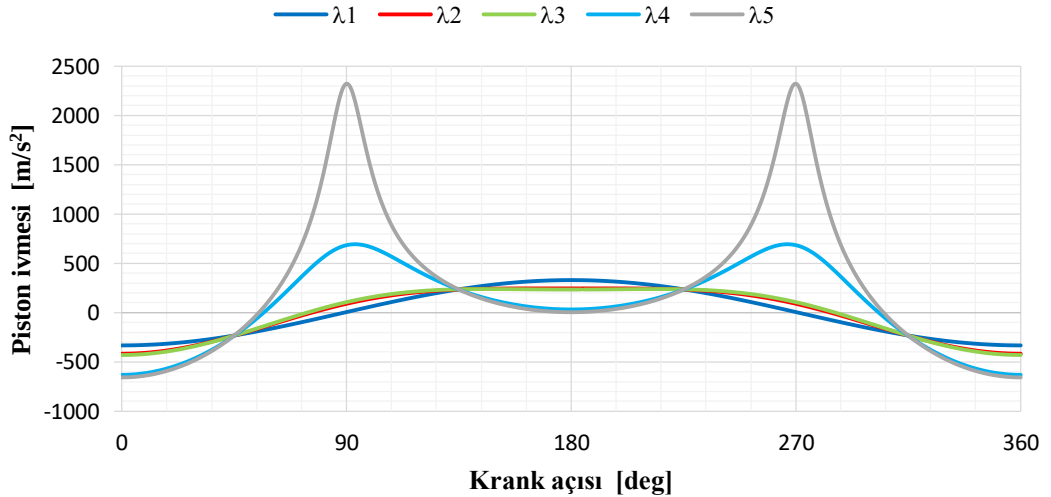
$$a_{P1X} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t) - \sin^2(\omega_K \cdot t)) \right) / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t) \right) / \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} \quad (2.48)$$

şeklinde birinci pistonun t zaman parametresine bağlı ivme denklemi bulunur. $n_K = 850$ d/dk $R_K = 0,04175$ m $\lambda = 0,29$ değerlere sahip ikiz V motorun birinci pistonunun ivme grafiğini aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.20. Rölanti devrinde birinci pistonun ivme grafiği

Şekil 2.20'deki grafikteki piston ivme eğrisinin 180^0 krank açıklığındaki dış bükey hali $\lambda > 0,26$ kritik değerinden büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Piston ivme eğrisinin karakteristiği üzerinde orantısal λ değerinin etkileri AÖN bölgesinde belirginleşir. Öyleki λ oranı 0,26 değerinin altında iken piston AÖN üzerinde sadece bir ekstremum noktadan geçerken λ oranı 0,26 değerinin üzerine çıkarsa alt ölü noktadan önce (AÖNÖ) ve alt ölü noktadan sonra (AÖNS) olmak üzere iki defa ekstremum ivme noktasından geçer. $n_K = 5750$ d/dk $\Delta_{PS} = 0,0835$ m $\lambda_1 = 0$ $\lambda_2 = 0,25$ $\lambda_3 = 0,5$ $\lambda_4 = 0,75$ $\lambda_5 = 0,99$ değerlerine sahip beş ayrı motor için çizilen piston ivmesi $a_{P1X}(\omega_K \cdot t \cdot \lambda_n)$ grafiği aşağıdaki gibidir.

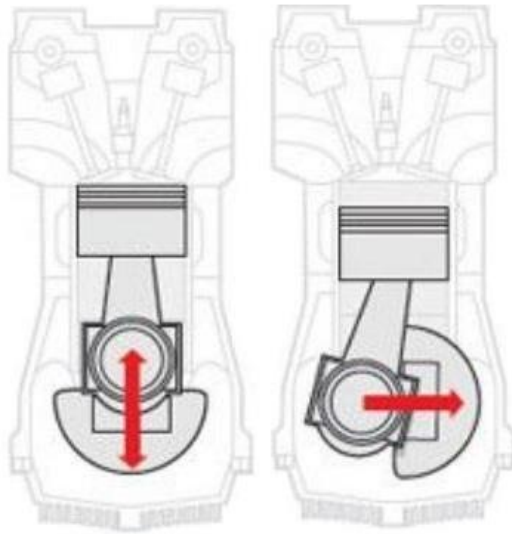


Şekil 2.21. Farklı λ değerlerinde birinci piston ivme grafiği

Yukarıdaki Şekil 2.21'deki grafikten de anlaşılacağı gibi λ_1 oranı için (mavi) piston ivmesi safi sinüzoidal halde olduğundan grafik X eksenine simetrik olacak şekilde yerleşmiştir. Aynı zamanda grafik üzerindeki diğer eğriler ile eşit krank devrine

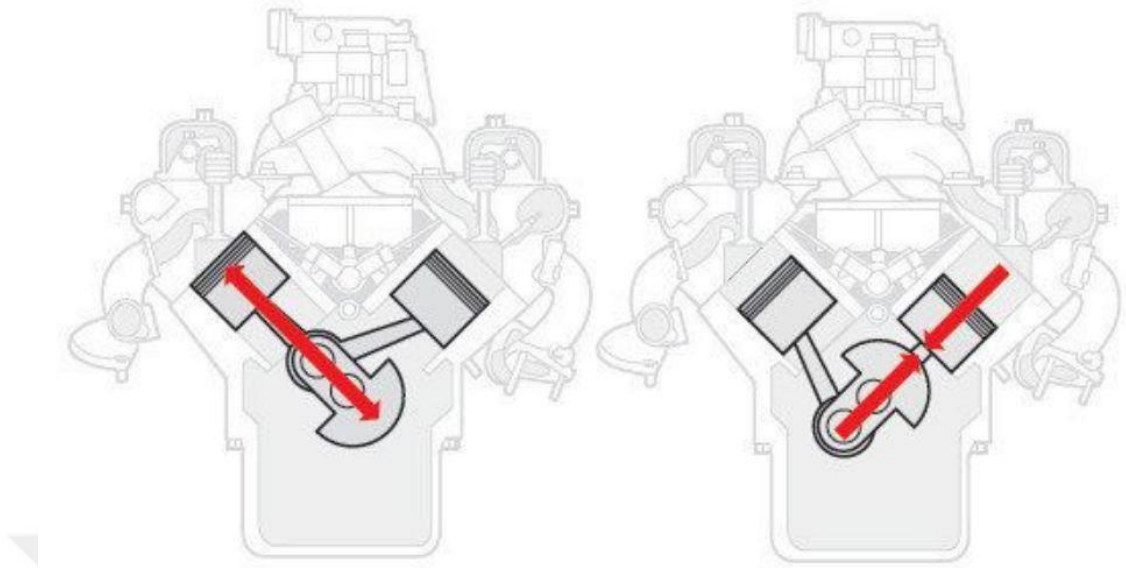
sahip olmasına rağmen en düşük ekstremum ivme değerlerini sağlamaktadır. Bu durumda $\lambda = 0$ olduğundan (piston kolu sonsuz uzunlukta, $L_B = \infty$) motorlardaki piston atalet kuvvetleri en aza inmektedir. Bu sebepten dolayı büyük cüsseli motorların pistonlarının kütlelerinin de büyük olmalarından dolayı gereksiz artan ivmelerden mütevellit aşırı zorlanmış atalet kuvvetlerinin doğmaması için bu motorlarda λ değeri 0,26 ve daha düşük seçilirler.

Dikey çalışan tek silindirli bir motorda $\lambda = 0$ durumunda pistonun hareketi krank muylusunun Y eksenine izdüşüm hareketi R_{KY} ile aynı olduğundan cebirsel toplamlar üst üste tam oturur. Bu özelliklere sahip Şekil 2.22'deki tek silindirli ve sadece krank denge ağırlığı ile dengelenen bir motor, pistonun hareket eksenindeki doğrusal ataletlerin en fazla %50 kadarını krank karşı ağırlığı ile dengelerken, pistona dik ekseninde %50 kadar krankın dengeleme ağırlığından sebep fazladan bir yanal atalet kuvveti üretir. λ oranı sıfırdan itibaren arttıkça %50 dengeleme oranı da tek silindirli bir motor için azalır ve kötüleşmeye doğru kayar.



Şekil 2.22. Tek silindirli pistonlu motorun piston ataletlerinin krank karşı ağırlığı tarafından dengelenmesi

Şekil 2.23'deki gibi bir ikiz V bir motorun yukarıdaki gibi $\lambda = 0$ oranına sahip olduğu düşünülün, bu durumda piston kolu uzunluğu sonsuz olacaktır ($L_B = \infty$). Bu özelliklere sahip 90° silindir açıklığına sahip ikiz V model bir motor için krank kuvvet denge başarı oranı, tek silindirli motora oranla iki kat daha fazla, %100 değerinde olurdu.



Şekil 2.23. İkiz pistonlu 90° silindir yerleşimli V motorun piston ataletlerinin krank karşı ağırlığı tarafından dengelenmesi

Piston kolunun sonsuz uzunlukta olamayışı nedeni ile yukarıda bahsedilen 90° silindir açıklıklı ikiz V motorlar için %100 krank kuvvet denge başarı oranı gerçekleşmeyeceği gibi, tek silindirli motorlar içinde %50 krank kuvvet denge başarı oranı tam anlamı ile gerçekleşemez. Bölüm 6.1.3’de tez konusu 90° silindir açıklıklı sadece krank karşı ağırlıkları ile dengelenemeye çalışılan ikiz V pistonlu motorun dinamik yapısı üzerinden yapılan hesaplamalar sonunda krank kuvvet denge başarı oranının $G_{KF} = \%39,9$ çıkmasının nedeni budur.

Birinci pistonun Y eksenı üzerindeki ivmesi, hareket eksenı X eksenı üzerinde olduğu için sıfırdır; Bu nedenle,

$$a_{P1Y} = 0 \quad (2.49)$$

şeklinde yazılabilir.

2.2.3.2. İkinci piston ivmesi

İkinci pistonun hareket eksenı Y eksenı üzerinde olduğu için X eksenı üzerinde bir ivme oluşturamaz, bu sebep ile,

$$a_{P2X} = 0 \quad (2.50)$$

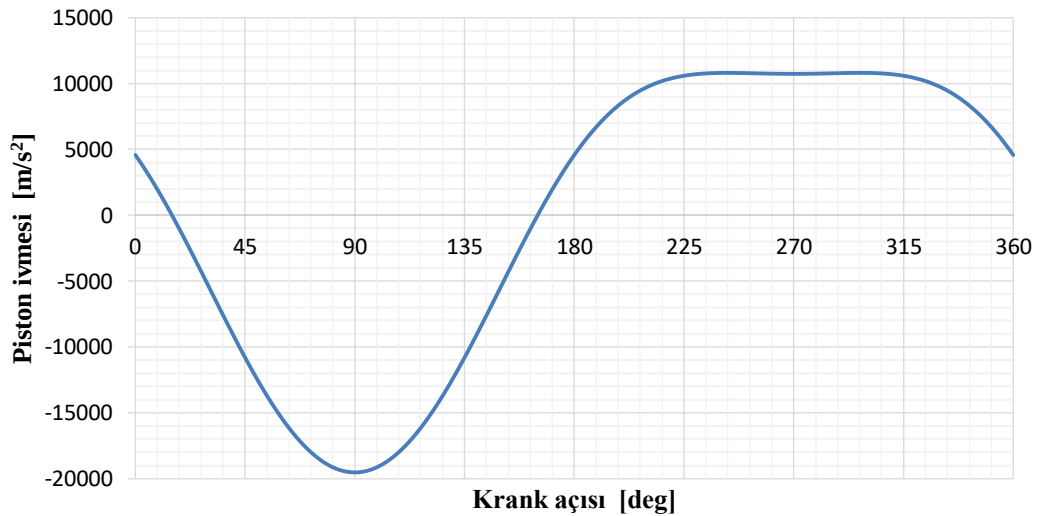
şeklinde yazılabilir. Mükerrer hesapların önüne geçebilmek için ikinci pistonun Y eksenindeki ivme ifadesini birinci pistonun X eksenindeki ivme ifadesi (2.48) cinsinden hesaplamak daha verimli olur.

$$a_{p1X} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t) - \sin^2(\omega_K \cdot t)) \right) / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t) \right) / \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} \quad (2.48)$$

Motorun dönüş yönünün SYT oluşu, krank açısının birinci pistonun hareket doğrultusu X ekseninden doğru alınıyor oluşu nedeni ile ikinci pistonun ivme ifadesini bulmak için ikiz V motor yapısının 90° yerleşiminden dolayı birinci pistonun ivme ifadesine $-\pi/2$ radyan kadar faz farkı eklemek kâfi olur.

$$a_{p2Y} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)) \right) / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) \right) / \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \right\} \quad (2.51)$$

şeklinde ikinci pistonun t zaman parametresine bağlı ivme ifadesi bulunmuş olur. $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ değerleri için çizilen $a_{p2Y}(\omega_K \cdot t)$ grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.24. Azami motor devrinde ikinci piston ivme grafiği

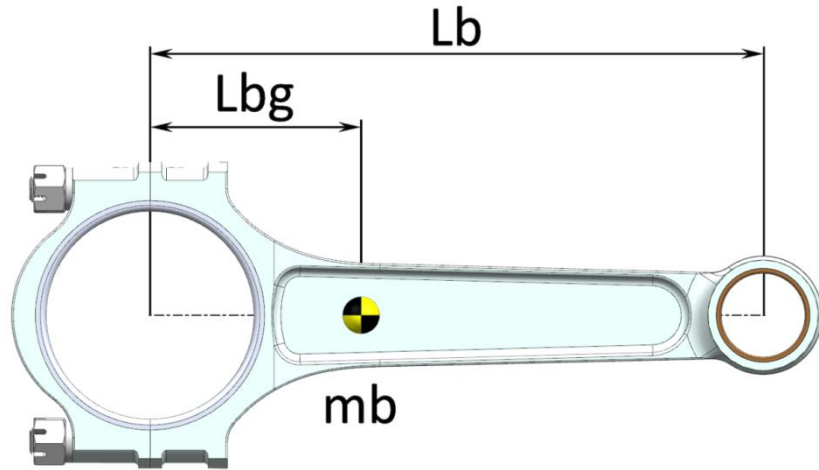
Şekil 2.24'deki ikinci piston ivme grafiği eğrisinin krank açıklık parametresi θ_K birinci pistonun X eksenı üzerindeki ÜÖN itıbarı ile sıfır kabul edildiğinden grafik birinci piston ivme grafiği ile doksın 90° faz gerisinde kalmıştır.

Aynı şekilde tez konusu motorun orta hızlı bir motor olmasına rağmen, piston ivmelerinin on binler değeriinde olması, krank biyel mekanizmasının ne denli zorlamalar altında çalıştığının bir göstergesi hükmündedir.

2.3. Piston Kolu Kinematığı

Piston kolu, krank biyel mekanizması içinde en karmaşık harekete sahip parçadır. Motorun mükemmel dengelenebilmesi için gereken ideal bir piston kolunun sonsuz uzunlukta, sıfır ağırlıkta olması istenirdi. Piston kolunun büyük olan mafsalı krank muylusuna bağılı olduğundan muylu gibi dairesel bir yol izler. Aynı şekilde piston kolunun küçük olan mafsalı piston pimine bağılı olduğundan piston ile aynı doğrusal öteleme işlemi yapmak zorunda kalır.

Ataletsel hesaplamaların çok daha kolay yapılabilmesi için piston kolunun yapmış olduğu hareket; ağırlık merkezinde öteleme ve dönme yapan noktasal kütle şeklinde değerlendirilecektir.



Şekil 2.25. Piston kolunun ağırlık merkezinin yeri

Motorlarda piston kollarının her birinin farklı uzunluk ve ağırlık merkezlerinin olmasından dolayı hesaplamaları kolaylaştırmak adına bu iki ölçüyü oranlayıp boyutsuz tek değişken $L_{\%B}$ ile çalışılacaktır. Bu kabullenmelerden yola çıkarak Şekil 2.25'deki piston kolunun büyük mafsalı ile ağırlık merkezi arasındaki mesafeyi L_{Bg} ,

piston kolunun büyük mafsalı ile küçük mafsalı arasındaki mesafe L_B değişkenleri ile tanımlayıp genel bir ağırlık merkezi ifadesi aranırsa,

$$L_{\%B} = L_{Bg}/L_B \quad (2.52)$$

şeklinde boyutsuz bir ifade elde edilmiş olur. Burada $L_{\%B}$; piston kolunun ağırlık merkezinin kol boyuna oranı olup piston kolu ağırlık merkezi oranı şeklinde tanımlanacaktır.

Ağırlık merkezleri çubuk şeklindeki cisimlerin dışına taşamayacağından ağırlığı önemsenmeyen bir piston kolu için,

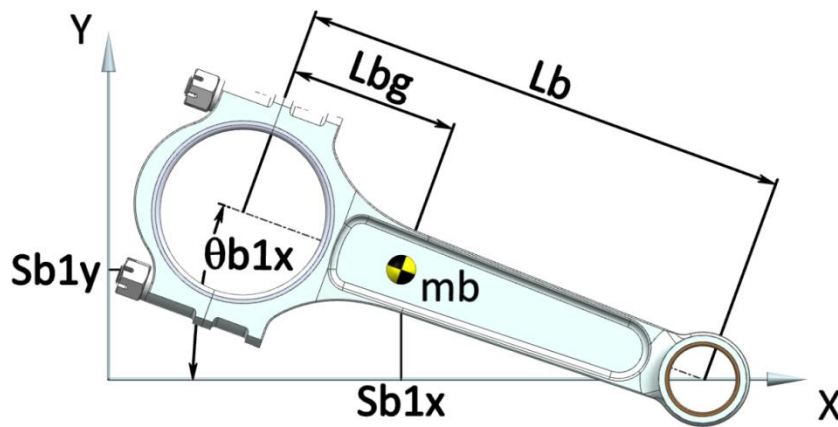
$$0 \leq L_{\%B} \leq 1 \quad (2.53)$$

ifadesi yazılabilir.

2.3.1. Piston kollarının ağırlık merkezlerinin konumları

Piston kollarının ağırlık merkezlerinin X ve Y eksenine dik iz düşüm yerleri bilinirse, piston kollarının ivmeleri ve kütlelerinden dolayı oluşacak olan atalet kuvvetleri rahatça hesaplanabilecektir.

2.3.1.1. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin konumu



Şekil 2.26. Birinci piston kolu ağırlık merkezinin ana eksenler üzerindeki yeri

Şekil 2.26'daki piston kolunun büyük mafsalının bağlı olduğu krank muylusunun X ve Y eksenine üzerindeki konumu ile piston kolunun küçük mafsalına bağlı olan pistonun konumu $L_{\%B}$, piston kolu ağırlık merkezi oranınca geometrik olarak

toplanırsa (barisentrık), piston kolunun ağırlık merkezinin X ve Y eksenleri üzerine düşen konumu bulunmuş olur. Şekil 2.26'dan,

$$S_{B1X} = \{S_{KX} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{S_{P1X} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.54)$$

konum toplam ifadesi yazılabilir. İfade içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$S_{B1X} = S_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) + S_{P1X} \cdot L_{\%B} \quad (2.55)$$

şekline gelir. (2.55) numara ile bulunan denklem bir numaralı piston kolunun ağırlık merkezinin X eksenı üzerindeki konumudur. Benzeri işlemler Y eksenı için yapıldığında, yukarıdaki Şekil 2.26'dan,

$$S_{B1Y} = \{S_{KY} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{S_{P1Y} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.56)$$

konum toplam ifadesi yazılabilir. (2.56) numaralı denklem içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$S_{B1Y} = S_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) + S_{P1Y} \cdot L_{\%B} \quad (2.57)$$

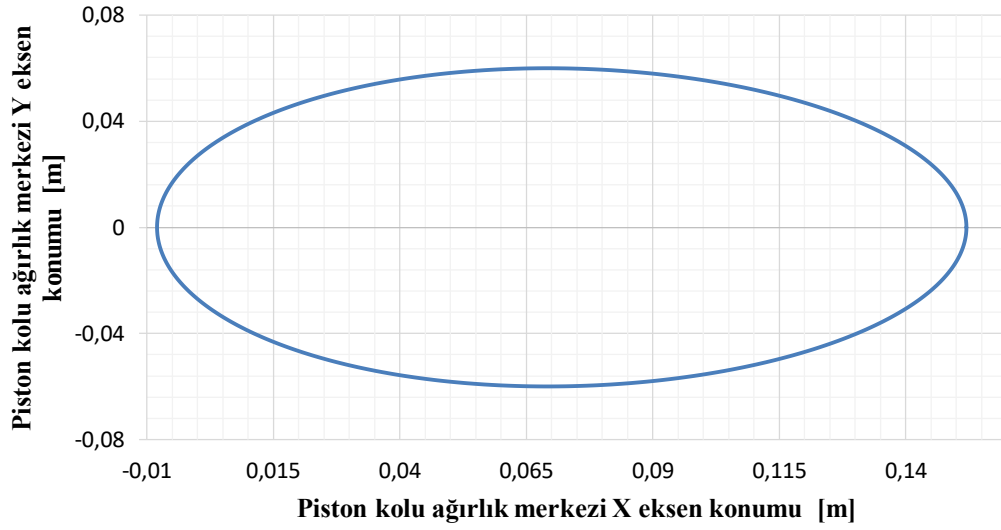
şekline gelir. Birinci piston sadece X eksenı üzerinde hareket edebilir ve Y eksenı üzerindeki konumu değişmeyeceğinden dolayı,

$$S_{P1Y} = 0 \quad (2.58)$$

yazılabilir. (2.58) numaralı koşul (2.57) numaralı denklem içerisinde kullanıldığında

$$S_{B1Y} = S_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.59)$$

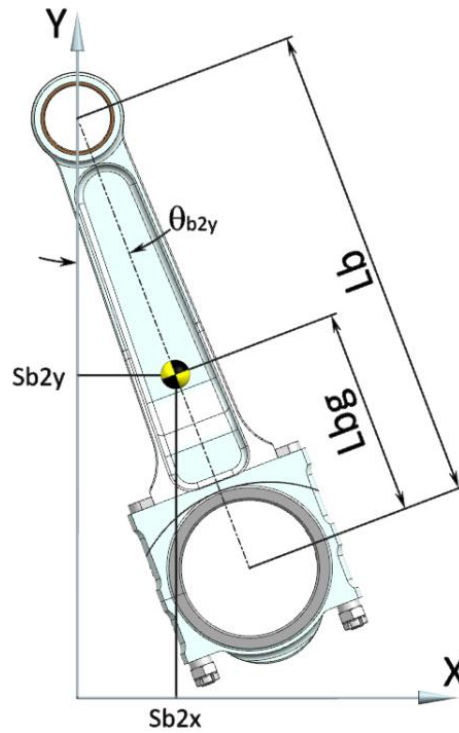
şeklinde birinci piston kolunun ağırlık merkezinin Y eksenı üzerindeki konumu bulunmuş olur. Piston kolu krank biyel mekanizması içerisindeki diğer iki parçadan farklı olarak hem dönme hem de öteleme hareketi yapan tek parçadır. Piston kolunun ağırlık merkezinin konumunun düzlemde oluşturmuş olduğu yörüngenin şekli λ ve $L_{\%B}$ parametrelerine bağlıdır. Piston kolunun ağırlık merkezinin düzlemde oluşturduğu yörünge $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ değerleri ile oluşturulan grafikte aşağıdaki gibi görünür.



Şekil 2.27. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin yörüngesi

Şekil 2.27'deki eğrinin oval oluşunun sebebi; Piston kolunun heriki ucunun hareketlerinin toplamını vermesinden kaynaklanmaktadır. Büyük ucu krank muylusuna bağlı tam bir daire dönerken küçük ucu piston pimine bağlı ileri geri şekilde bir hat oluşturmaktadır. Daire ve hattın piston kolunun ağırlık merkezindeki barisentrik toplamı oval bir yörüngeyi teşkil etmektedir.

2.3.1.2. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin konumu



Şekil 2.28. İkinci pistonun ağırlık merkezinin ana eksenler üzerindeki yeri

Şekil 2.28'deki ikinci piston kolunun konumu ve hareket ettiği eksenler gereği birinci piston kolu için bulunan konum ifadeleri ne kadar benziyor olsa da benzer değişkenlerin farklı iki yapı içinde kullanılıyor olmasından dolayı anlaşılması güç bir hal oluşturmaması adına hesapların farklı değişken isimleri ile ikinci piston kolu için yeniden yapılması gerekmektedir. Yukarıdaki Şekil 2.28'den,

$$S_{B2X} = \{S_{KX} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{S_{P2X} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.60)$$

ikinci piston kolunun X eksenine üzerine düşen konum toplam denklemi yazılabilir. Denklem içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$S_{B2X} = S_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) + S_{P2X} \cdot L_{\%B} \quad (2.61)$$

olur. İkinci piston sadece Y ekseninde hareket edebilir ve X eksenindeki konumu değişmeyeceğinden dolayı,

$$S_{P2X} = 0 \quad (2.62)$$

yazılabilir. (2.62) numaralı koşul (2.61) numaralı denklem içerisinde kullanıldığında,

$$S_{B2X} = S_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.63)$$

şeklinde ikinci piston kolunun ağırlık merkezinin X eksenindeki konumu bulunur.

Benzeri işlemler Y eksenine için yapıldığında, yukarıdaki Şekil 2.28'dan,

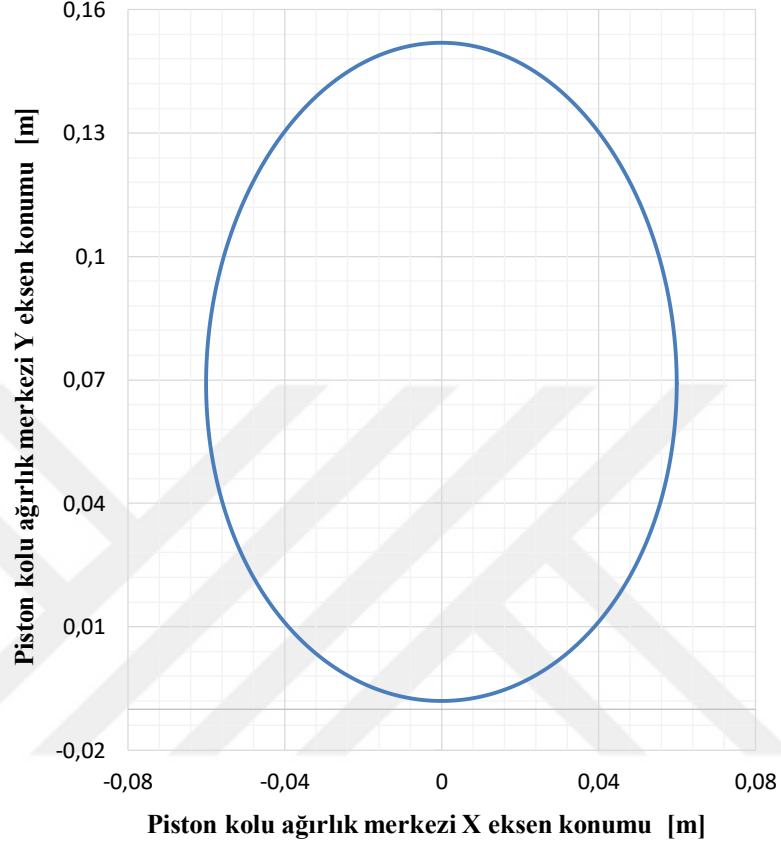
$$S_{B2Y} = \{S_{KY} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{S_{P2Y} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.64)$$

konum toplam denklemi yazılabilir. Denklem içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$L_{\%B} = L_{Bg}/L_B \quad (2.52)$$

$$S_{B2Y} = S_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) + S_{P2Y} \cdot L_{\%B} \quad (2.65)$$

şeklinde ikinci piston kolunun Y eksenindeki konumu bulur. $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için ikinci piston kolu ağırlık merkezinin yörünge grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.29. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin yörüngesi

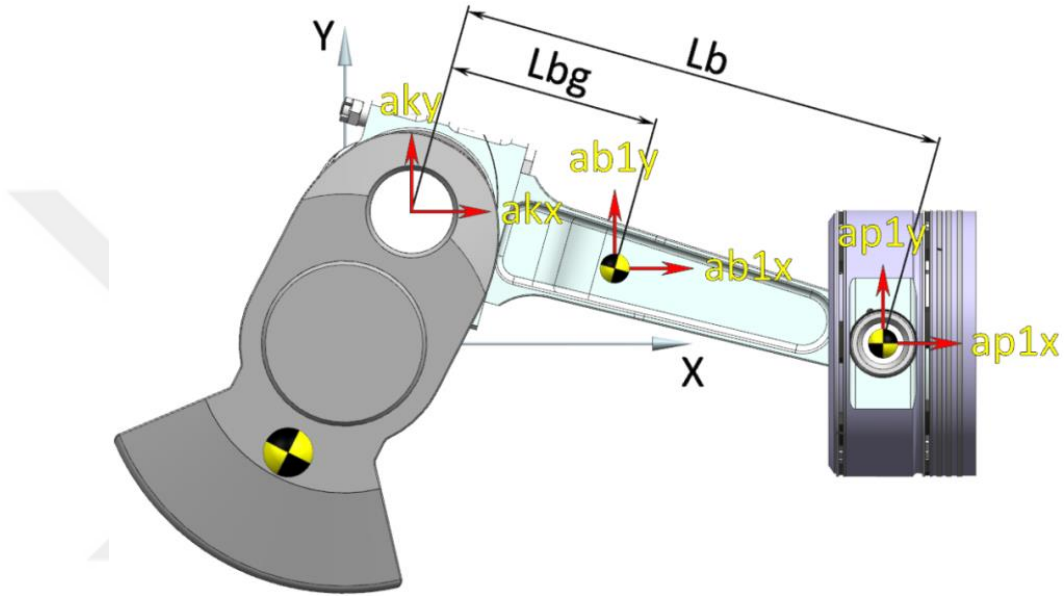
Oval şeklinde halkayı teşkil eden bir eğri oluşur. Pistonun hareket ettiği Y eksen istikametinde oval yapının çapı piston kursuna (Δ_{PS}) eşitken, X eksenindeki yana doğru genişlik $L_{\%B} > 0$ durumlarında her zaman krank mıyılı dönüş yarıçapının (R_K) iki mislinden küçüktür.

2.3.2. Piston kollarının ağırlık merkezlerinin ivmeleri

Piston kolunun ağırlık merkezi, kolun bütününi temsil eden bir maddesel noktadır. Kolun sadece doğrusal öteleme hareketlerine maruz kaldığı hallerde katı cismin her yerindeki dağınık olan kütle parçalarının her biri aynı hız ve ivme ile hareket ederler. Bu sebep ile piston kolunun X ve Y eksenleri istikametindeki doğrusal hareketlerini inceleyebilmek için kolun ağırlık merkezinin X ve Y eksenleri istikametindeki ivmelerinin ayrı ayrı biliniyor olması gerekmektedir.

2.3.2.1. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin ivmeleri

Şekil 2.30'daki piston kolunun büyük mafsallının bağlı olduğu krank mıylusunun X ve Y eksenleri üzerindeki ivmesi ile piston kolunun küçük mafsallına bağlı olan pistonun ivmesi, piston kolu ağırlık merkezi oranınca ($L_{\%B}$) barisentrik olarak toplanırsa, piston kolunun ağırlık merkezinin X ve Y eksenleri üzerine düşen ivmeleri ayrı ayrı bulunabilir.



Şekil 2.30. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivmeleri

Şekil 2.30'daki a_{KX} ve a_{P1X} ivmesi ile hareket eden L_B uzunluğuna sahip piston kolunun büyük mafsallından L_{Bg} kadar uzaktaki ağırlık merkezinin a_{B1X} ivmesini bulmak için kol uzunluğuna, ilgili büyüklükler ile barisentrik işlem yapıldığında,

$$a_{B1X} = \{a_{KX} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{a_{P1X} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.66)$$

şeklinde barisentrik ivme toplam ifadesi yazılabilir. İfade içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı ifadede elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$L_{\%B} = L_{Bg}/L_B \quad (2.52)$$

$$a_{B1X} = a_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) + a_{P1X} \cdot L_{\%B} \quad (2.67)$$

halinde birinci piston kolunun ağırlık merkezinin X eksenleri üzerindeki ivmesi bulunmuş olur.

Benzeri işlemler Y eksenini için yapıldığında, yukarıdaki Şekil 2.30'dan,

$$a_{B1Y} = \{a_{KY} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{a_{P1Y} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.68)$$

ivme toplam denklemi yazılabilir. Denklem içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$a_{B1Y} = a_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) + a_{P1Y} \cdot L_{\%B} \quad (2.69)$$

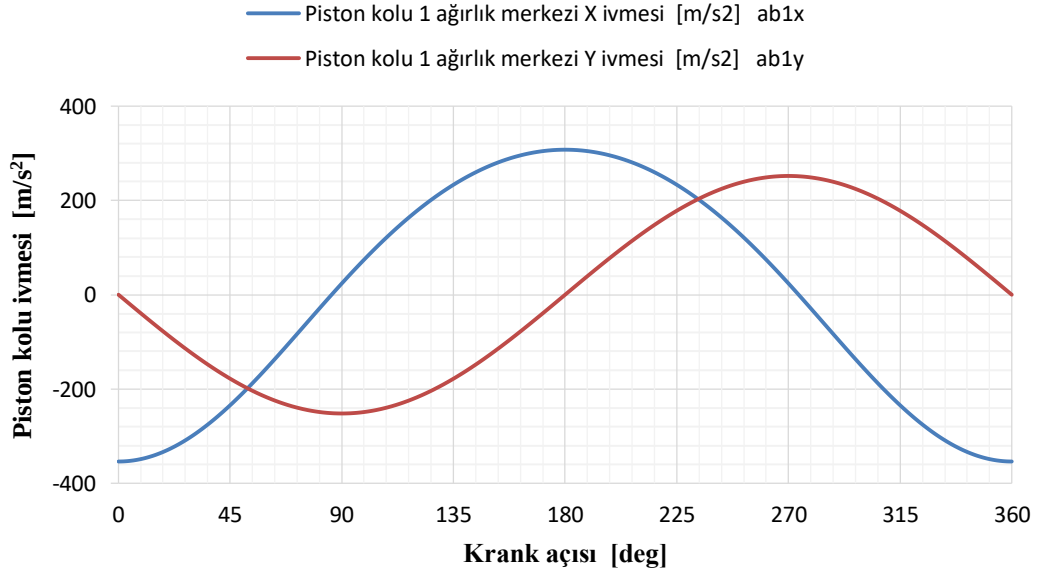
şekline alır. Birinci piston sadece X eksenini üzerinde hareket edebilir ve Y eksenini üzerindeki konumu değişmeyeceğinden dolayı,

$$a_{P1Y} = 0 \quad (2.70)$$

yazılabilir. (2.70) numaralı koşul (2.69) numaralı denklem içerisinde kullanıldığında,

$$a_{B1Y} = a_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.71)$$

şeklinde birinci piston kolunun ağırlık merkezinin Y eksenini üzerindeki ivmesi bulunur. $n_K = 850$ d/dk $R_K = 0,04175$ m $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ değerlere sahip ikiz V motorun birinci pistonkolu ağırlık merkezi ivme grafiği aşağıdaki gibidir.

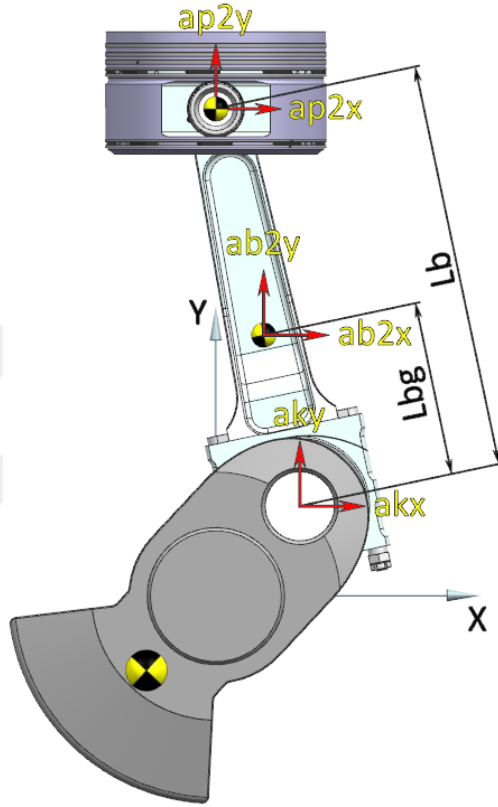


Şekil 2.31. Birinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivme grafiği

Şekil 2.31'deki grafiğin birinci piston kolu X eksen istikametindeki ivmesi a_{B1X} piston ivmesinin katkısından dolayı Y eksen ivmesinden a_{B1Y} daha büyüktür.

2.3.2.2. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin ivmeleri

Şekil 2.32'deki ikinci piston kolunun konumu ve hareket ettiği eksenler gereği birinci piston kolu için bulunan ivme ifadeleri ne kadar benziyor olsa da benzer değişkenlerin farklı iki yapı içinde kullanılıyor olmasından dolayı anlaşılması güç bir hal oluşturmaması adına hesapların farklı değişken isimleri ile ikinci piston kolu için yeniden yapılması gerekmektedir.



Şekil 2.32. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivmeleri

Şekil 2.32'deki a_{kx} ve a_{p2x} ivmesi ile hareket eden L_B uzunluğuna sahip piston kolunun büyük mafsalından L_{Bg} kadar uzaktaki ağırlık merkezinin a_{b2x} ivmesini bulmak için kol uzunluğu boyunca ilgili büyüklükler ile barisentrık işlem yapıldığında,

$$a_{b2x} = \{a_{kx} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{a_{p2x} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.72)$$

ikinci piston kolunun X eksenı üzerine düşen barisentrık ivme toplam denklemini yazılabilir. İfade içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$a_{B2X} = a_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) + a_{P2X} \cdot L_{\%B} \quad (2.73)$$

olur. İkinci piston sadece Y ekseninde hareket edebilir ve X eksenindeki konumu değişmeyeceğinden dolayı,

$$a_{P2X} = 0 \quad (2.74)$$

yazılabilir. (2.74) numaralı koşul (2.73) numaralı denklem içerisinde kullanıldığında,

$$a_{B2X} = a_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.75)$$

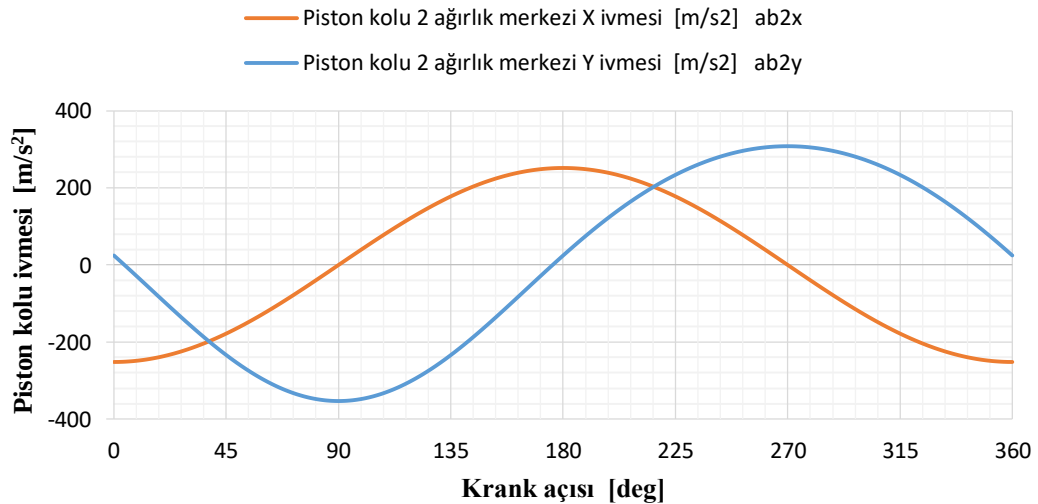
şeklinde ikinci piston kolunun ağırlık merkezinin X eksenindeki ivmesi bulunur. Benzeri işlemler Y ekseninde yapıldığında, yukarıdaki Şekil 2.32'den,

$$a_{B2Y} = \{a_{KY} \cdot (L_B - L_{Bg})/L_B\} + \{a_{P2Y} \cdot L_{Bg}/L_B\} \quad (2.76)$$

barisentrik ivme toplam denklemi yazılabilir. Denklem içerisindeki L_B ve L_{Bg} değişkenleri (2.52) numaralı denklemden elde edilen $L_{\%B}$ değişkeni cinsinden yazılırsa,

$$a_{B2Y} = a_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) + a_{P2Y} \cdot L_{\%B} \quad (2.77)$$

şeklinde iki numaralı piston kolunun Y eksenindeki ivmesi bulunur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ değerlere sahip ikiz V motorun ikinci pistonkolu ağırlık merkezi ivme grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.33. İkinci piston kolunun ağırlık merkezinin doğrusal yönlü ivme grafiği

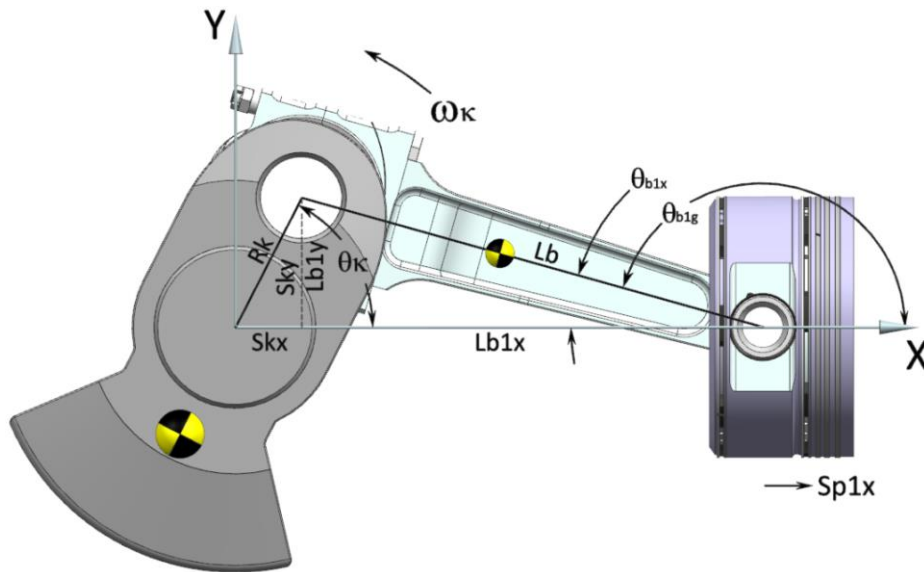
Şekil 2.33'deki grafiğin ikinci piston kolu Y eksen istikametindeki ivmesi a_{B2Y} piston ivmesinin katkısından dolayı X eksen ivmesinden a_{B2X} daha büyüktür. Pistona dik yöndeki a_{B2X} ivmesi piston hareketinden etkilenmediği için koordinat sisteminin açılı eksenini simetrik şekilde bölmektedir.

2.3.3. Piston kollarının piston pimi merkezindeki dönme açıları

Piston kollarının ağırlık merkezlerinin öteleme hareketlerinin bulunması atalet kuvvetlerinin tümünü hesaplamaya yetmeyeceğinden eksik kalan dönme hareketinin de biliniyor olması gerekmektedir. Piston kollarının kranka bağlı olan büyük gözlerinden doğru dönme hareketlerini değerlendirmek, cebirsel işlemleri artıracığından piston kolunun dönme hareketini, pistona bağlı olduğu küçük gözünden doğru ilgili eksen üzerinden yaptığı açılı ile değerlendirmek çok daha rahat olacaktır.

2.3.3.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısı

Cebirsel işlemlerin işaretlerinin karışmaması için piston kolunun eksen ile yaptığı açının ilk başta yapılan kabul gereği SYT dönüşlerde artıyor olması gerekir. Bu sebep ile birinci piston kolunun piston pimine bağlı bulunduğu küçük gözü ile birinci pistonunun hareket ettiği X eksenini kestiği yer birinci piston kolunun X ekseninin pozitif istikameti ile yapmış olduğu geniş açılı (θ_{B1g}) temsil etsin.



Şekil 2.34. Birinci piston kolunun X eksenini kestiği geniş ve dar açı

Yukarıdaki Şekil 2.34'den birinci piston kolu için,

$$\sin(\theta_{B1g}) = L_{B1Y}/L_B \quad (2.78)$$

yazılabilir. Birinci piston kolunun X eksenini ile yapmış olduğu dar açığı θ_{B1X} temsil ederse,

$$\theta_{B1g} + \theta_{B1X} = \pi \quad (2.79)$$

olduğundan (2.79) numaralı denklem,

$$\theta_{B1g} = \pi - \theta_{B1X} \quad (2.80)$$

şeklinde yazılabilir. (2.80) numaralı denklem (2.78) numaralı denklem içine yazılırsa,

$$\sin(\pi - \theta_{B1X}) = L_{B1Y}/L_B \quad (2.81)$$

şeklini alır. (2.81) numaralı denklemin trigonometrik ifadesi içindeki θ_{B1X} değeri yalnız bırakılacak olursa,

$$\sin(\theta_{B1X}) = -L_{B1Y}/L_B \quad (2.82)$$

şeklini alır. (2.82) numaralı denklem içerisindeki L_{B1Y} ifadesi (2.16) numaralı eşitlik gereği (2.3) numaralı denklem ile temsil edilebilir.

$$S_{KY} = L_{B1Y} \quad (2.16)$$

$$S_{KY} = R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.3)$$

İşlemler tamamlandığında,

$$L_{B1Y} = -R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.83)$$

halini alır. (2.83) numaralı denklem (2.82) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$\sin(\theta_{B1X}) = -R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t)/L_B \quad (2.84)$$

elde edilir. Bulunan (2.84) numaralı denklem içindeki piston kolu uzunluğu parametresini, R_K parametresi cinsinden yazmak için (2.28) numaralı denklem (2.84) numaralı denklem içinde kullanılırsa,

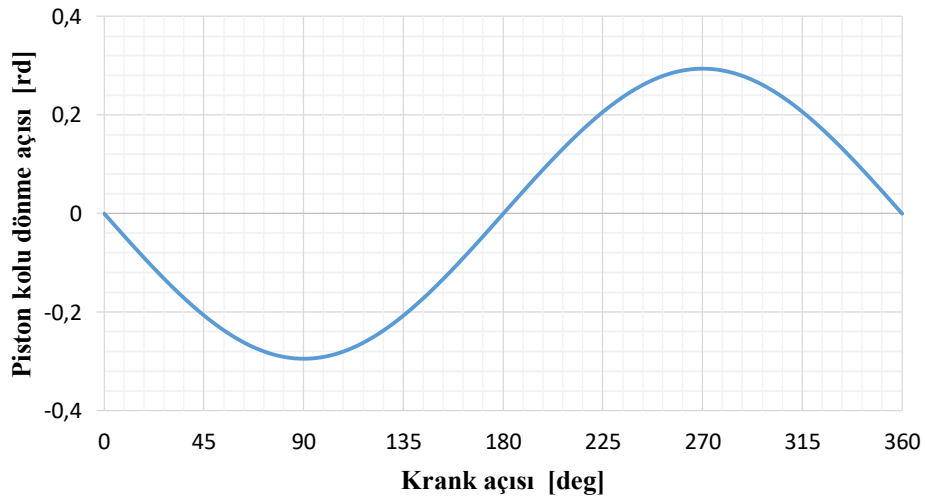
$$L_B = R_K / \lambda \quad (2.28)$$

$$\sin(\theta_{B1X}) = -\lambda \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.85)$$

haline gelir. (2.85) numaralı denklem içinden θ_{B1X} yalnız bırakılırsa,

$$\theta_{B1X} = \text{ArcSin}(-\lambda \cdot \sin(\omega_K \cdot t)) \quad (2.86)$$

şeklinde bir numaralı piston kolunun X eksenine ile yapmış olduğu açı (θ_{B1X}), t zaman parametresi cinsinden bulunmuş olur. Buradaki θ_{B1X} açısı SYT doğru dönüşler için azalıyor olmasına rağmen (2.80), (2.81) ve (2.82) numaralı denklemler işaret ve yön düzenleme dönüşümlerinden dolayı artıyormuş gibi sonuç üretir. Böylelikle konu başında kurgulanmış olunan sağ el kuralı yöntemli hesap tekniği korunmuş olur. $\lambda = 0,29$ değeri için krank açısına göre birinci piston kolu dönme açısı grafiği aşağıdaki gibidir (Şekil 2.35).



Şekil 2.35. Birinci piston kolunun X eksenine ile yaptığı açının krank açısına göre grafiği

Temsili verilmiş *Giriş* ve *Çıkış* parametresi için,

$$\text{Çıkış} = \text{ArcSin}(\text{Giriş}) \quad (2.87)$$

şeklinde tanımlanmış bir fonksiyon,

$$-0,3 \leq Giriş \leq 0,3 \quad (2.88)$$

aralığında ise, matematik teamüller gereği yaklaşık doğrudur denilebilir. Pistonlu motorların bütün tipleri için λ değer aralığı yaklaşık bu sınırlar içinde kalır. Motorlarda λ değeri negatif olamayacağı için yukarıdaki eşitsizliğin sadece pozitif kısmı alınır,

$$0 \leq \lambda \leq 0.3 \quad (2.89)$$

şekline gelir. (2.86) numaralı birinci piston kolunun krank açısına bağlı ifadesinin ekstremum noktaları analitik olarak aranır,

$$\theta_{B1X} = ArcSin\left(-\lambda \cdot \underbrace{Sin(\omega_K \cdot t)}_{(2.86a)}\right) \quad (2.86)$$

(2.86) numaralı denklemin (2.86a) ile işaretlenen,

$$Sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.86a)$$

kısmı zamana bağlı olduğu için sinüs fonksiyonu gereği $-1 \leq Sin(\omega_K \cdot t) \leq 1$ aralığında değişecektir. (2.86a) kısmının en küçük olduğu değer $Sin(\omega_K \cdot t) = -1$ ve en büyük olduğu iki değer $Sin(\omega_K \cdot t) = -1$ ile (2.86) numaralı denklem hesaplanıp farkları alınır,

$$\theta_{B1X} = ArcSin(\lambda) \quad (2.90)$$

$$\theta_{B1X} = ArcSin(-\lambda) \quad (2.91)$$

halini alır. (2.90) ve (2.91) numaralı ifadelerin giriş değerleri (2.89) numaralı eşitsizlik sınırında olduğu ve bu eşitsizliğin de (2.88) numaralı eşitsizliğin sınırları içinde olmasından dolayı, (2.90) ve (2.91) numaralı ekstremum piston kolu açısı denklemleri (2.87) numaralı denklemi karşılar niteliktedirler. Bu sebeple (2.90) ve (2.91) numaralı ifadeleri aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

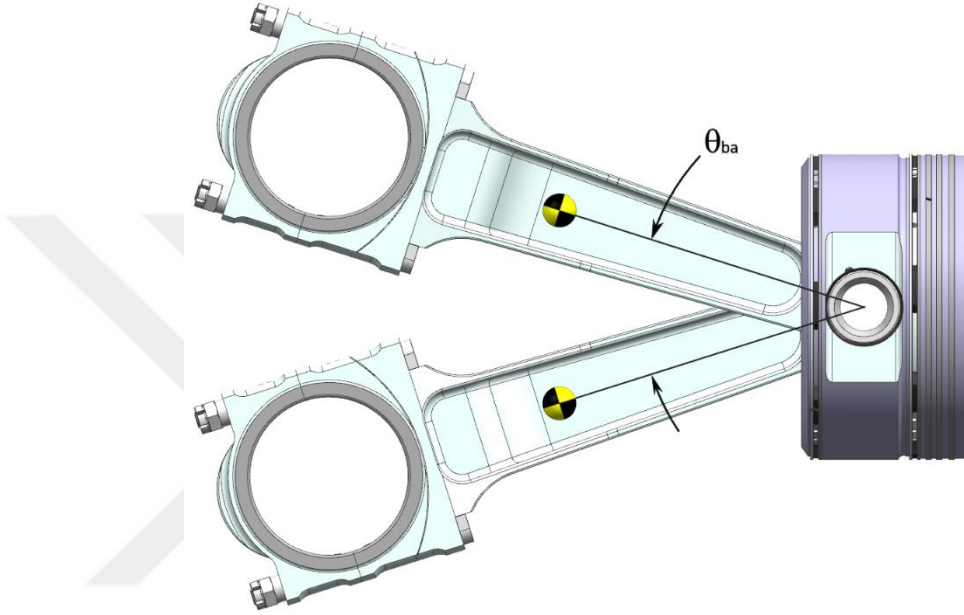
$$\theta_{B1X} = \lambda \quad (2.92)$$

$$\theta_{B1X} = -\lambda \quad (2.93)$$

(2.92) ve (2.93) numaralı denklem (2.86) numaralı denklemin ekstremum noktalarıdır. Piston kolunun azami çalışma açısı aralığını (θ_{Ba}) bulmak için ekstremum noktalarının en büyüğünden en küçüğünün çıkartılması gerekir Öğleyse,

$$\theta_{Ba} = 2 \cdot \lambda \quad (2.94)$$

şeklinde hesaplanmış olur (Şekil 2.36).



Şekil 2.36. Piston kolunun azami çalışma açısı grafiği

Tez konusu motorun lamda değeri $\lambda = 0,29$ olduğundan denklem (2.94) yardımı ile piston kolunun piston pimi merkezinde yapacak olduğu azami salınım $\theta_{Ba} = 0,58 \text{ rd}$ derece olarak bulunur. Şekil 2.38'deki piston açısal konum eğrisinin en küçük tepe değeri krank açısının 90° olduğu durumda $-0,29415 \text{ rd}$ iken krank açısının 270° olduğu en büyük tepe değerine ulaşp $0,29415 \text{ rd}$ derece olur. Her iki tepe değer farkı $0,5883 \text{ rd}$ derece olarak bulunur. Bu değer θ_{Ba} değerine çok yakındır.

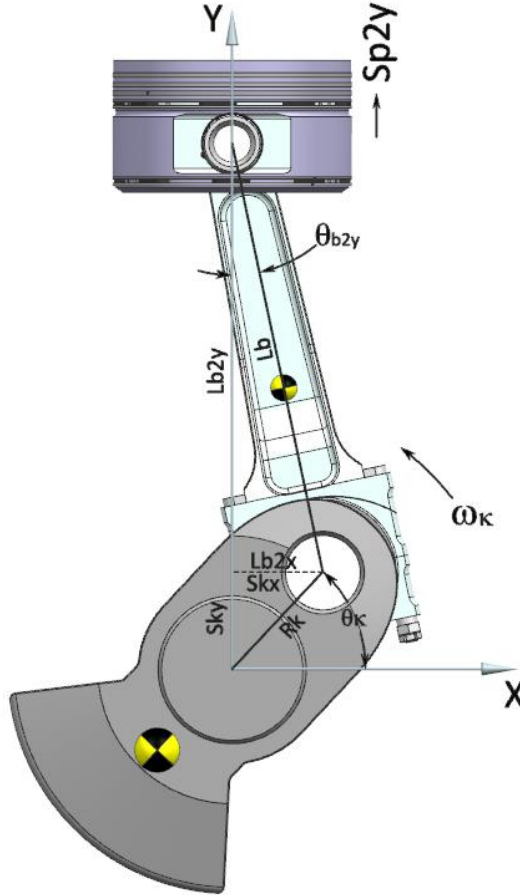
2.3.3.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısı

Cebirsel işlemlerin işaretlerinin karışmaması için piston kolunun eksen ile yaptığı açının ilk başta yaptığımız kabul gereği SYT dönüşlerde artıyor olması gerekir. Bu sebep ile Şekil 2.37'de ikinci piston kolunun piston pimine bağlı bulunduğu küçük gözü ile ikinci pistonunun hareket ettiği Y eksenini kestiği yer birinci piston kolunun

Y ekseninin pozitif istikameti ile yapmış olduğu açıyı θ_{B2Y} temsil etsin. Aşağıdaki şekildeki ikinci piston kolu için,

$$S_{KX} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.2)$$

yazılabilir.



Şekil 2.37. İkinci piston kolunun Y eksenine ile yapmış olduğu açı

Oluşan bu ifade (2.2) numaralı denklemin aynısıdır. Krank ve piston kolunun ayrı ayrı oluşturmuş oldukları üçgensel bölgelerin birbirine dayalı olan eşit ayrıtları için,

$$L_{B2X} = S_{KX} \quad (2.95)$$

eşitliği yazılabilir. (2.95) numaralı ifade içerisindeki S_{KX} değişkeninin yerine (2.2) numaralı denklemdeki eşiti kullanılırsa,

$$L_{B2X} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.96)$$

şekline gelir. Aynı şekilde yukarıdaki Şekil 2.37'den,

$$\sin(\theta_{B2Y}) = L_{B2Y}/L_B \quad (2.97)$$

denklemini yazılabilir. (2.96) numaralı denklem (2.97) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$\sin(\theta_{B2Y}) = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t)/L_B \quad (2.98)$$

şeklini alır. (2.28) numaralı denklem (2.98) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

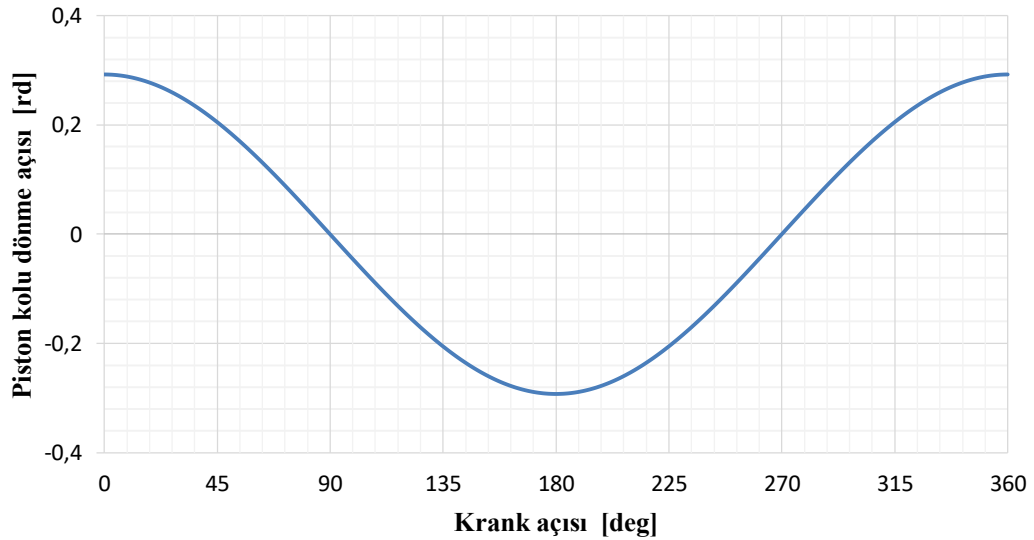
$$L_B = R_K/\lambda \quad (2.28)$$

$$\sin(\theta_{B2Y}) = \lambda \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.99)$$

denklemini bulunur. (2.99) numaralı denklem içinden θ_{B2Y} yalnız bırakılırsa,

$$\theta_{B2Y} = \text{ArcSin}(\lambda \cdot \cos(\omega_K \cdot t)) \quad (2.100)$$

şeklinde ikinci piston kolunun Y eksenini ile yapmış olduğu açı θ_{B2Y} , t zaman parametresi cinsinden bulunmuş olur. (2.100) numaralı ikinci piston kolunun krank açısına göre açı değişim denklemi trigonometrik ifadesi içerisindeki parametreler $-1 \leq \cos(\omega_K \cdot t) \leq 1$ arasında kaldığı ve t zaman parametresinin sürekli değişiyor olmasında dolayı trigonometrik kısmın çıktısında sürekli bu aralıkta değişmesini sağladığından (2.100) numaralı denklemin çıkış genliği sadece λ parametresine bağlıdır. Fonksiyonun $\lambda = 0,29$ değeri için krank açısına göre çizilen grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.38. İkinci piston kolunun Y eksenini ile yaptığı açının kranka göre grafiği

Şekil 2.38'deki grafikten ikinci piston kolunun yapmış olduğu piston pimi merkezindeki dönme salınımının $\lambda = 0,29$ değeri için $0,5883rd$ derece civarında olduğu görünmektedir. Piston kolunun yüksek frekanslarda çalıştığı düşünüldüğünde Bu değer büyükliği piston kolunun yapmış olduğu dönme atalet kuvvetlerinin de büyümesine sebep verecektir. λ değeri sıfıra yaklaştıkça piston kolunun yaptığı salınım değeri de sıfıra yanaşacağından döndürme atalet kuvvetleri de aynı ölçüde sıfıra doğru yanaşacaktır.

2.3.4. Piston kollarının piston pimi merkezinde dönme açısal hızları

Piston kollarının piston pimleri etrafındaki açısal dönme hızları kinematik hesaplamalar içerisinde kullanılmamasına rağmen açısal ivmeleri hesaplarken ara geçiş adımı olmaları sebebi ile cebirsel işlemlerin takibini kolaylaştırmak amaçlı değinilecektir.

2.3.4.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal hızı

Birinci piston kolunun piston pimi etrafındaki açısal hızının bulunabilmesi için açısal konumunun t zaman domeninde türevlenmesi gerekir.

$$\omega_{B1} = d\theta_{B1X}/dt \quad (2.101)$$

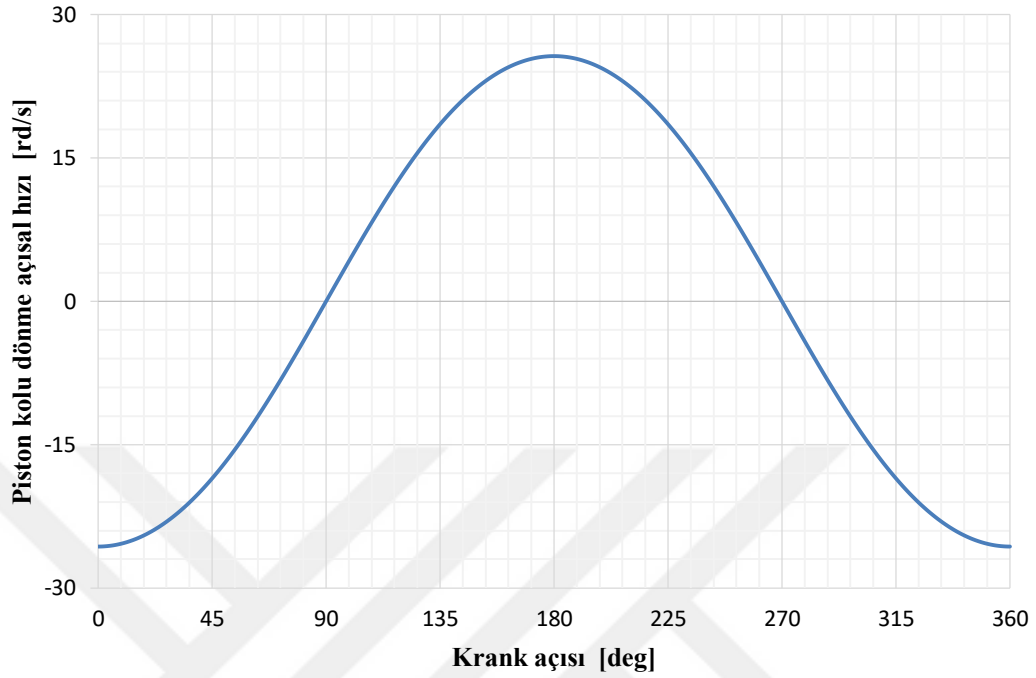
genel denklemi elde edilir. (2.86) numaralı birinci piston kolu açısı denklemi (2.101) numaralı genel hız denkleminde uygulanırsa,

$$\theta_{B1X} = \text{ArcSin}(-\lambda \cdot \text{Sin}(\omega_K \cdot t)) \quad (2.86)$$

$$\omega_{B1} = (-\lambda \cdot \omega_K \cdot \text{Cos}(\omega_K \cdot t)) / \sqrt{1 - (-\lambda \cdot \text{Sin}(\omega_K \cdot t))^2} \quad (2.102)$$

şeklinde birinci piston kolunun Z eksenine paralel yöndeki birinci piston pimi üzerindeki dönme açısal hızı bulunmuş olur. (2.102) numaralı hız denklemi üstlü trigonometrik ifadelerden oluştuğundan dolayı safi sinüzoidal bir çıkış sergilemez. Bu sebepten dolayı ikincil atalet kuvvetlerini sinüzoidalikten uzaklaştırırlar. Piston kollarının atalet kuvvetleri nihayetinde ikincil atalet kuvvetlerinin bir bileşeni olduklarından denge işlemini gerçekleştirmek için kullanılacak olan tek kademeli bir Lanchester denge mekanizması ikincil atalet kuvvetleri tam anlamı ile

dengelenemezler. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ değerlerine sahip ikiz V motorun birinci piston kolunun açısai hız grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.39. Birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısai hız grafiği

2.3.4.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısai hızı

İkinci piston kolunun piston pimi etrafındaki açısai hızı, açısai konumunun t zaman domeninde türetilmesi ile bulunabilir, bu işlem yapıldığında,

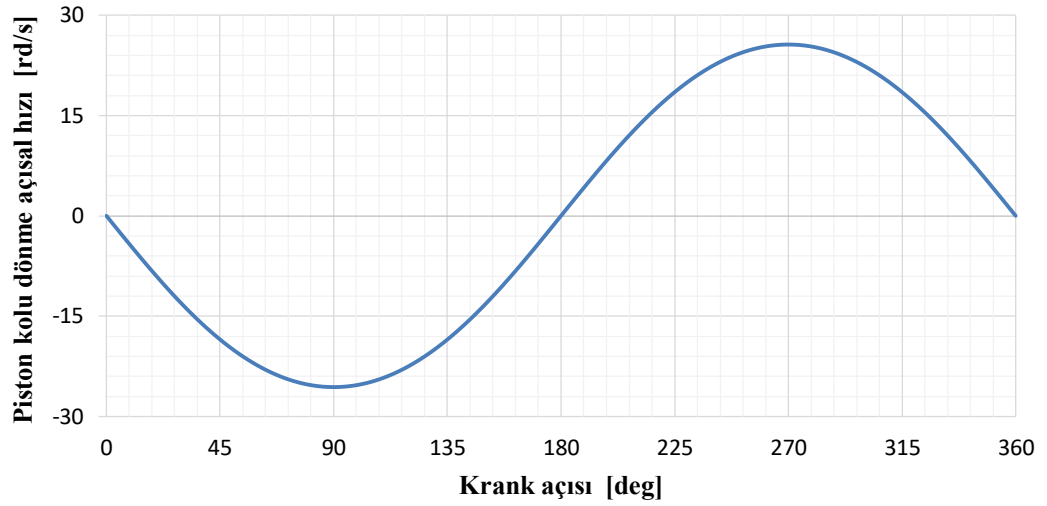
$$\omega_{B2} = d\theta_{B2X}/dt \quad (2.103)$$

genel denklemi elde edilir. (2.100) numaralı ikinci piston kolu açısı denklemi (2.103) numaralı genel hız denkleminde uygulanır,

$$\theta_{B2Y} = \text{ArcSin}(\lambda \cdot \text{Cos}(\omega_K \cdot t)) \quad (2.100)$$

$$\omega_{B2} = (-\lambda \cdot \omega_K \cdot \text{Sin}(\omega_K \cdot t)) / \sqrt{1 - (\lambda \cdot \text{Cos}(\omega_K \cdot t))^2} \quad (2.104)$$

şeklinde ikinci piston kolunun Z eksenine paralel yöndeki ikinci piston pimi üzerindeki dönme açısai hızı bulunmuş olur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ değerlere sahip ikiz V motorun birinci piston kolunun açısai hız grafiği aşağıdaki gibidir.

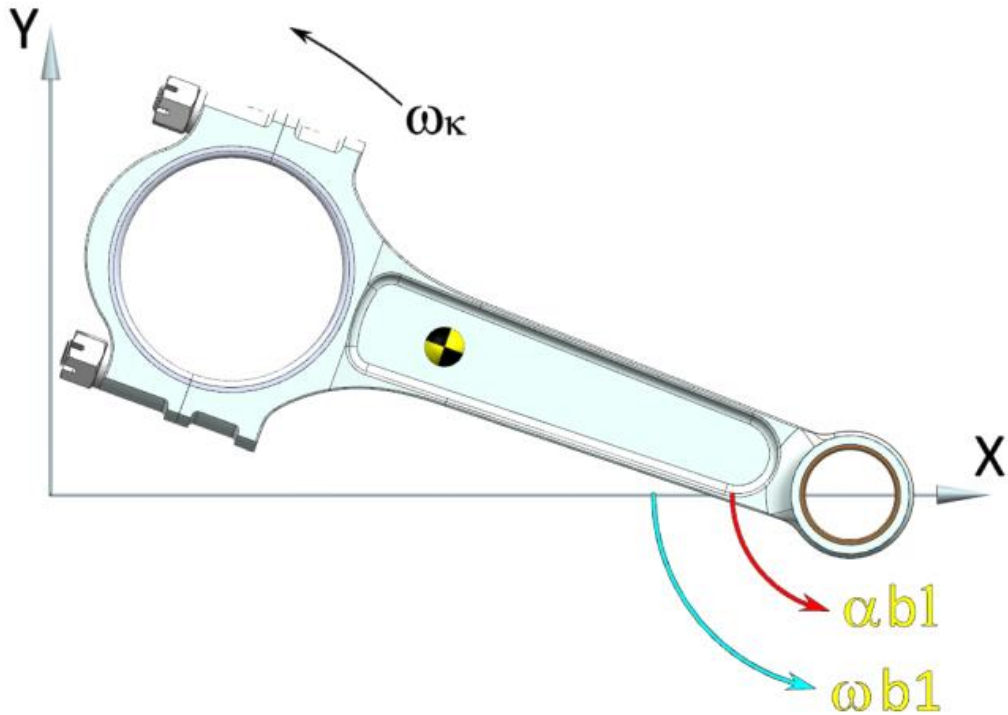


Şekil 2.40. İkinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısal hız grafiği

2.3.5. Piston kollarının piston pimi merkezinde açısal ivmeleri

Piston kollarının piston pimleri etrafındaki açısal ivmelerinin bilinmesi, piston kollarının dönme atalet momentlerinin hesaplanabilmesini sağlar. Piston kollarının açısal ivme denklemlerini bulabilmek için açısal hızlarının t zaman domenine göre türevlenmesi gerekmektedir.

2.3.5.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal ivmesi



Şekil 2.41. Birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısal ivmesi

Şekil 2.41'deki Birinci piston kolunun piston pimi etrafındaki açısal ivmesinin bulunabilmesi için açısal hızının t zaman domeninde türetilmesi gerekir.

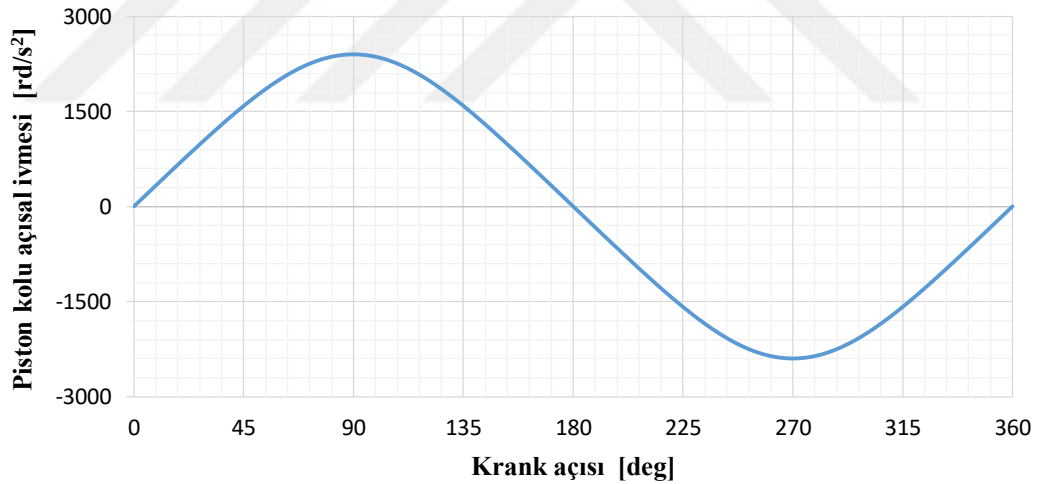
$$\alpha_{B1} = d\omega_{B1}/dt \quad (2.105)$$

genel denklemi elde edilir. (2.102) numaralı birinci piston kolu dönme açısal hız denklemi (2.105) numaralı genel denklem içinde kullanıldığında,

$$\omega_{B1} = (-\lambda \cdot \omega_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t)) / \sqrt{1 - (-\lambda \cdot \sin(\omega_K \cdot t))^2} \quad (2.102)$$

$$\alpha_{B1} = ((\lambda - \lambda^3) \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t)) / \sqrt[3]{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.106)$$

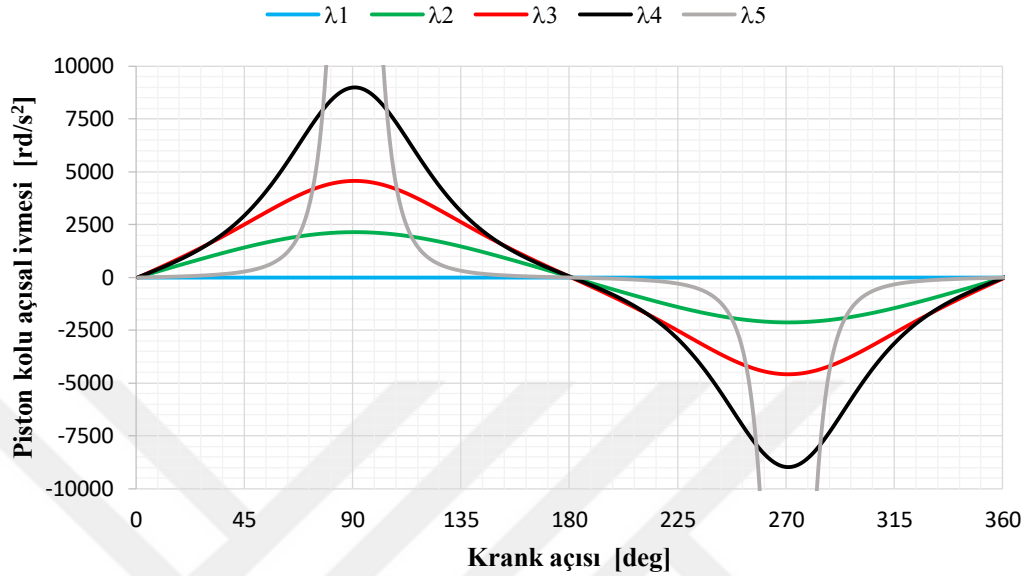
şeklinde birinci piston kolunun Z eksenine paralel yöndeki birinci piston pimi üzerindeki dönme açısal ivmesi bulunmuş olur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ değerlere sahip ikiz V motorun birinci piston kolunun piston pimi çevresindeki açısal ivme grafiği Şekil 2.42'deki gibidir.



Şekil 2.42. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme ivme grafiği

Şekil 2.42'deki birinci piston kolunun, piston pimi merkezinde dönme açısal ivme eğrisinin üçgensel bir bölgeye benziyor oluşunun nedeni; λ değerinin 0,29 şeklinde alınmış olmasından kaynaklanır. λ değeri sıfıra yanaştıkça eğri sinüzoidal bir yapı alırken bire yaklaştıkça yuvarlak hatlara sahip kıvrımlı tepeler ilk geçiş aralığında daha keskin kenarlı hal almaya başlarken λ değeri bire çok yanaştığında sivrileşir. λ değeri bir olduğunda ise piston kolu açısal ivme grafiği 90° ve 270° civarlarında asimtotik bir hal alır. Bu değişim motorun dengelenmesinde λ değerinin ne denli

önemli olduğunun bir göstergesidir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda_1 = 0$ $\lambda_2 = 0,25$ $\lambda_3 = 0,5$ $\lambda_4 = 0,75$ $\lambda_5 = 1$ değerlerine sahip beş ayrı motor için piston kolu açısal ivme grafiği Şekil 2.43'deki gibidir.



Şekil 2.43. Birinci piston kolunun farklı λ değerlerinde piston pimi merkezinde dönme ivme grafiği

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ devirle dönen ve $R_K = 0,04175 \text{ m}$ krank mıyılı yarıçapına sahip teze konu motorun lamda değeri $\lambda_1 = 0$ kabul edilsin, bu değer yukarıdaki (2.94) numaralı denklemin sınır şartlarına uyduğundan piston kolu salınım açıklığı $\theta_{Ba} = 2 \cdot \lambda_1$ ifadesinden sıfır şeklinde bulunur. Sıfır radyan derece açısal harekete sahip bir piston kolunun açısal ivmesi de sıfır olacağından Şekil 2.43'deki grafikten de görüleceği gibi (2.106) numaralı ifade yardımı ile çözümlenirse,

$$\alpha_{B1}(\lambda_1 = 0 \mid 0^\circ \leq \theta_K < 360^\circ) = 0 \text{ rd/s}^2 \quad (2.107)$$

krank açısı değişse dahi değişmeyen yatay doğrultuda bir eğri (açık mavi renkte) oluştururdu. Böylesi bir eğriye sahip piston kolu açısal olarak salınamayacağı için motorun titreşimine olumsuz bir etkide bulunamayacaktı! Ne varki $\lambda_1 = 0$ değerinde piston kolu sonsuz bir uzunlukta olacağından bu hiçbir zaman gerçekleşmeyecektir. Aynı devir ve krank mıylusu yarıçapı verileri için motorun lamda değeri $\lambda_2 = 0,25$ kabul edilerek, birinci piston kolunun piston pimi merkezindeki açısal ivmesi (2.106) numaralı denklem yardımı ile çözümlenirse,

$$\alpha_{B1}(\lambda_2 = 0,25 \mid 0^\circ \leq \theta_K < 360^\circ) = 2046 \text{ rd/s}^2 \quad (2.108)$$

(Şekil 2.43'deki yeşil renkli eğri) değeri bulunur. Yukarıdaki Şekil 2.43'den de anlaşılacağı gibi $\lambda_2 = 0,25$ değerinden itibaren piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme açısal ivme eğrisi sinüzoidal yapıdan uzaklaşıp adeta önce üçgenvari ve daha sonra $\lambda_5 = 1$ değerlerinde krank açıklığının 90° ve 270° olduğu yerlerde sırası ile artı sonsuza $(+\infty)$ ve eksi sonsuza $(-\infty)$ doğru giden bir asimptotik eğri oluşturacaktır. Benzeri durum daha önce Bölüm 2.2.2.1 ve 2.2.3.1'de anlatılmıştır.

2.3.5.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme açısal ivmesi

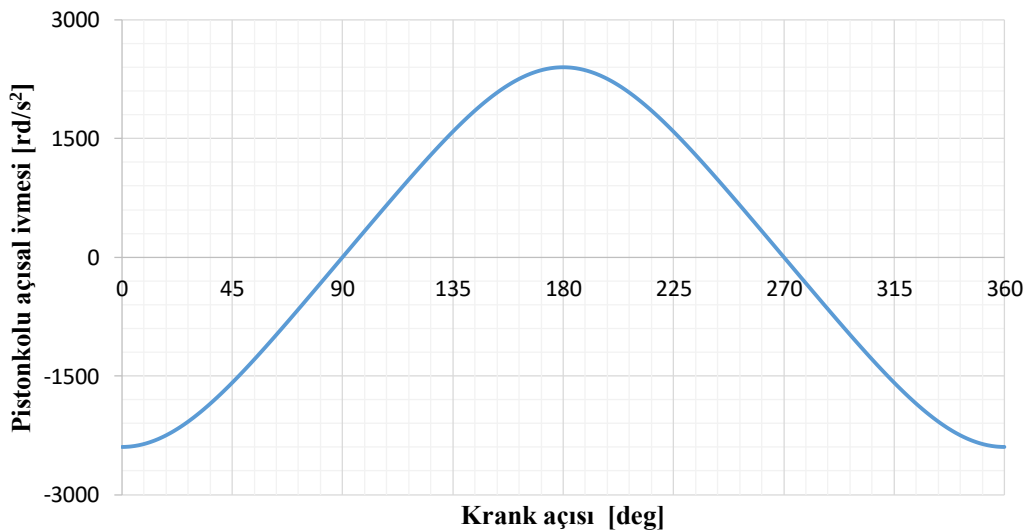
İkinci piston kolunun piston pimi etrafındaki açısal ivmesinin bulunabilmesi için açısal hızının t zaman domeninde türetilmesi gerekir.

$$\alpha_{B2} = d\omega_{B2}/dt \quad (2.109)$$

genel ifadesi elde edilir. (2.104) numaralı ikinci piston kolu dönme açısal hızı denklemi, (2.109) numaralı genel denklem içinde kullanıldığında,

$$\alpha_{B2} = ((\lambda^3 - \lambda) \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t)) / \sqrt[3]{1 - \lambda^2 \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.110)$$

şeklinde (2.110) numara ile ikinci piston kolunun Z eksenine paralel yöndeki ikinci piston pimi etrafındaki dönüş açısal ivmesi denklemi bulunmuş olur. $n_K = 850$ d/dk $\lambda = 0,29$ değerlerine sahip teze konu motor için ikinci piston kolu açısal ivme grafiği aşağıdaki gibidir.



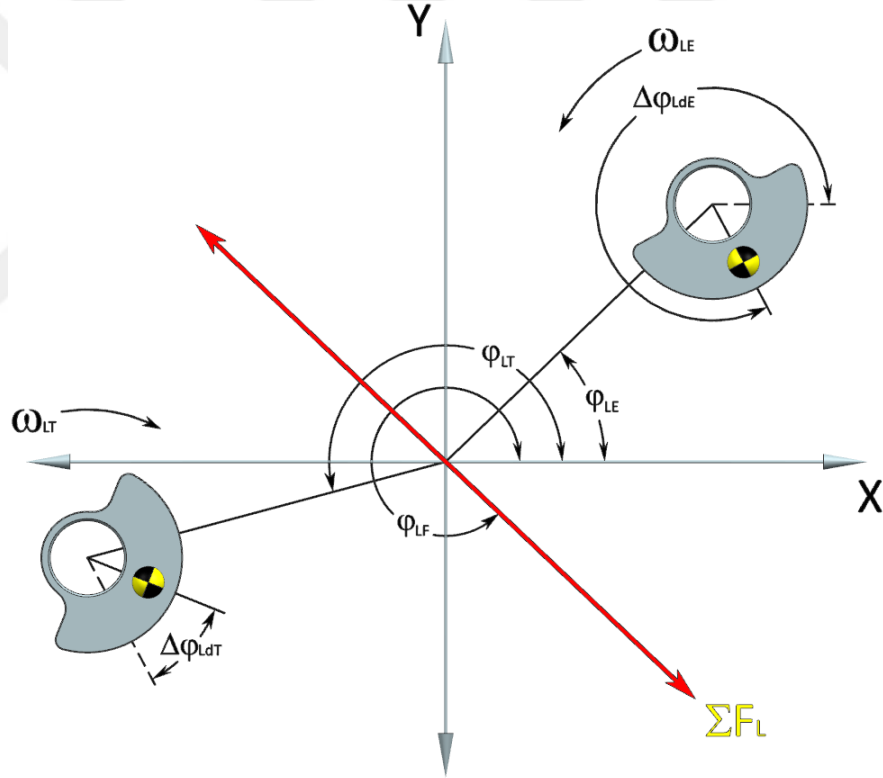
Şekil 2.44. İkinci piston kolunun piston pimi merkezindeki dönme ivme grafiği

Bölüm boyunca yapılmış olunan kinematik hesaplamalar neticesinde ikiz V pistonlu motorun krank biyel mekanizmasını oluşturan parçaların ayrı ayrı konum, hız ve ivme gibi büyüklüklerinin denklemleri bulunmuştur. Bulunan denklemler ileriki bölümlerde motorun atalet kuvvetlerinin hesaplanması için kullanılacaktır.



3. LANCHESTER DENGİ MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ

Lanchester denge mekanizması birbiri ile zıt yönlü ve ω_{LE} ve ω_{LT} açısal hızları ile, dengelenmesini istediğimiz güç kaynağı tarafından senkronize bir şekilde T_{LE} ve T_{LT} tahvil oranları ile döndürülen merkezkaç m_L kütlelerine sahip birbirine çok yakın çalışan iki milden oluşur. Krank açısı $\theta_K = 0^\circ$ iken KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi X eksenine göre $\Delta\varphi_{LdE}$ derecede açığa sahipken, KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi, $\Delta\varphi_{LdT}$ derece kadar KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezinden faz farklıdır.



Şekil 3.1. Lanchester dengeleme mekanizmasının krank açısı $\theta_K=0^\circ$ iken durumu

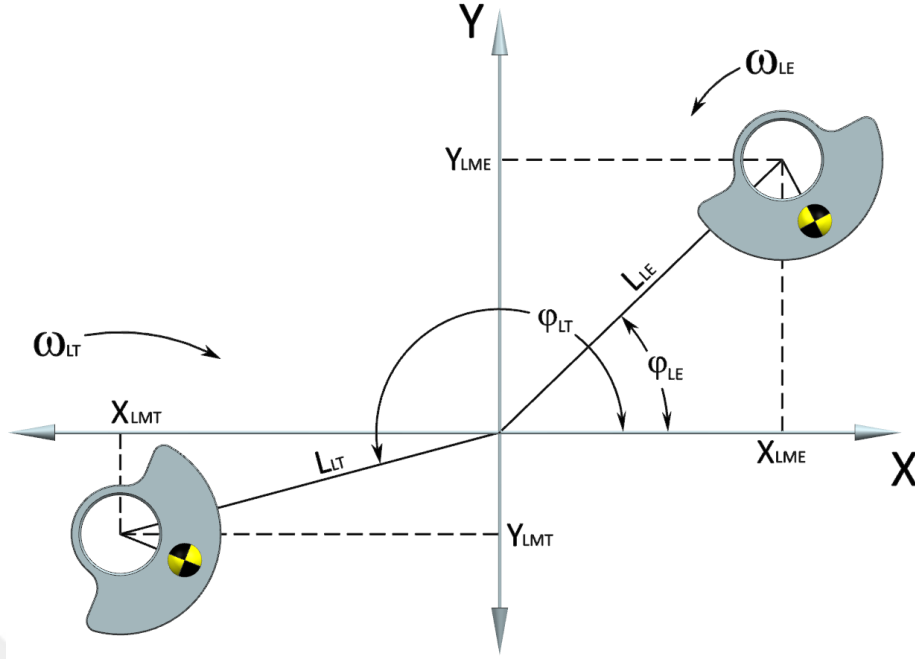
Şekil 3.1'deki ω_{LE} açısal hızı ile krank ile aynı istikamete dönen KEY-Lanchester denge mili krank açısının sıfır derece olduğu esnada koordinat sisteminin X doğrusuna $\Delta\varphi_{LdE}$ derece ofsetlidir. Aynı şart için ω_{LT} açısal hızı ile krank yönüne ters istikamette dönen KTY-Lanchester denge mili ise KEY-Lanchester denge milinden $\Delta\varphi_{LdT}$ derece kadar ofsetlidir. Krank muylusu X eksenini üzerinde iken

($\theta_k = 0^\circ$) denge millerinin krank faz açıları $\Delta\varphi_{LdE}$ ve $\Delta\varphi_{LdT}$ motor toplandığı sırada bir defaya mahsus yapılacak olan ve önceden analitik olarak hesaplanmış, Lanchester dengeleme mekanizmasına ait ayar parametrelerindendir. Lanchester dengeleme mekanizmasının parametrelerinin birbiri ile olan ilişkisi ileriki Bölüm 5'te detaylıca anlatılmış olduğu için bu kısımda değinilmemiştir. Lanchester denge millerinin frekans ayarını T_{LE} ve T_{LT} tahvil oranları (krank ile KEY-Lanchester denge mili ve KTY-Lanchester denge mili arasındaki dişli tertibatı giriş çıkış tahvil oranları) ile yapılabilir.

Lanchester denge mekanizmasının zıt yönlü dönen ve birbirine çok yakın bulunan iki milini 1975 yılında Mitsubishi firması birbirinden tamamen ayırıp motorun farklı yerlerine (X_{LmE}, Y_{LmE}) , (X_{LmT}, Y_{LmT}) taşımıştır. Daha önceleri dengelenmesi istenen motorun herhangi bir yerinde yan yana paket halinde bulunan birbirine ters dönen denge milleri Mitsubishi'nin bu tasarımı ile birbirinden ayrılmış ve motorun dönme sarsıntılarında (ΣM_Z) dengeler hale getirilmiştir [10]. Dönme dengeleme işlemi ayarı (X_{LmE}, Y_{LmE}) , (X_{LmT}, Y_{LmT}) mil merkez koordinatları ile yapılabilmektedir. Her iki milin merkez koordinatlarını ayrı ayrı rahatça kontrol edebilmek için yukarıdaki bahsi geçen denge mili merkez koordinatlarını, birinci piston hareket hattını oluşturan X eksenine ile sırası ile φ_{LE} ve φ_{LT} açısı yapan L_{LE} ve L_{LT} uzunluğunda iki doğrunun uç noktalarına denk gelecek şekilde düşünebiliriz. Bu yapı vasıtası ile denge milleri istenilen yarıçap ve açı üzerinde hesaplama zahmeti olmadan rahatça gezdirilebilir.

3.1. Lanchester Denge Millerinin Ağırlık Merkezi Konumları

Bu bölümün başında bahsi geçen KEY-Lanchester denge milinin merkez koordinatı (X_{LmE}, Y_{LmE}) birinci piston hareket hattını oluşturan X eksenine ile φ_{LE} açısı yapan ve bir ucu motorun krank ana yatak merkezi ile çakışık koordinat sisteminin merkezinde olan L_{LE} uzunluğundaki doğrunun uç noktasına gelecek şekildedir Aynı şekilde KTY-Lanchester denge milinin merkez koordinatı (X_{LmT}, Y_{LmT}) birinci piston hareket hattını oluşturan X eksenine ile φ_{LT} açısı yapan ve bir ucu motorun krank ana yatak merkezi ile çakışık koordinat sisteminin merkezinde olan L_{LT} uzunluğundaki doğrunun uç noktasına gelecek şekildedir.



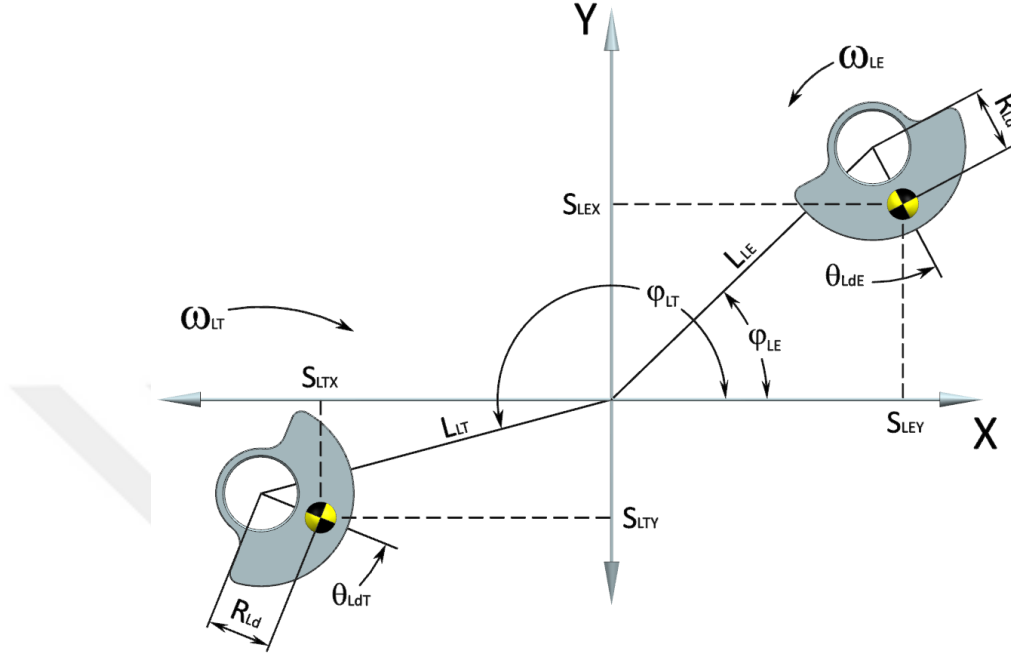
Şekil 3.2. Lanchester dengeleme mekanizmasının denge milleri koordinatları

Yukarıdaki Şekil 3.2’de her bir Lanchester denge milinin dönme merkezi krank dönme merkezine ayrı ayrı L_{LE} ve L_{LT} mesafedeyken kütle merkezleri, her bir Lanchester denge mil merkezine R_{Ld} mesafededir (Şekil 3.3). Teze konu ikiz V pistonlu motor için boyutlandırılacak olan KEY-Lanchester denge mili ilerideki Bölüm 4.1.2’de bahsedilmiş olan sebeplerden dolayı kranktan iki misli daha fazla dönebilecek şekilde tahvil oranına sahip olmalıdır. Bu sebepten dolayı motorda kullanılacak olan Lanchester mekanizması krank tarafından doğrudan tahrik edilemez.

Teze konu motor, araçlarda elektrik üretici olarak kullanılacağından ve elektrik üreteçlerinin motorun iki tarafındaki Lanchester denge mili gibi çalışacağından kranka bağlı dişli ile tahrik edilirler. Her iki elektrik üreticisinde merkezden olan uzaklığı, tahrik edileceği dişli gurubundan sebep eşit mesafede ($L_{LE} = L_{LT}$) olmalıdır.

KEY-Lanchester denge mili X ekseninden φ_{LE} derece açısal mesafedeyken KTY-Lanchester denge mili φ_{LT} derece açısal mesafededir. Heriki Lanchester degeleme milinin ağırlık merkezi yarıçapı R_{Ld} olup birbirine eşittir. Tasarımcı boyutlandırma yapacağı sırada denge millerinin çalışma alanı, yataklama çapları gibi parametreleri göz önünde bulundurarak basitçe çap belirleyebilir.

KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin X ve Y eksenlerine izdüşüm konumu sırası ile S_{LEX} ve S_{LEY} dir. Aynı şekilde KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin X ve Y eksenlerine izdüşüm konumu sırası ile S_{LTX} ve S_{LTY} dir.



Şekil 3.3. Lanchester denge mekanizması denge milleri ağırlık merkezleri konumları

3.1.1. KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi konumu

Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’deki birinci pistonun çakışık hareket ettiği X eksenine φ_{LE} derece açıda ve krank dönme merkezine L_{LE} mesafede olan KEY-Lanchester denge milinin (X_{LmE}, Y_{LmE}) mil merkezi koordinatı,

$$X_{LmE} = L_{LE} \cdot \cos(\varphi_{LE}) \quad (3.1)$$

$$Y_{LmE} = L_{LE} \cdot \sin(\varphi_{LE}) \quad (3.2)$$

şeklindedir. Şekil 3.3’deki θ_{LdE} açısı zamana göre tanımlanmak istenirse; KEY-Lanchester denge mili açısal hızı ω_{LE} ile zamanın çarpımının krank sıfır konumunda iken KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi $\Delta\varphi_{LdE}$ derece ofseti ile toplamına eşit olduğundan, KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezinin zamana göre açısal değişim denklemi,

$$\theta_{LdE} = \omega_{LE} \cdot t + \Delta\varphi_{LdE} \quad (3.3)$$

şeklinde tanımlanabilir. ω_{LE} krankın açısal dönüş hızı ω_K 'nın T_{LE} misli olduğundan,

$$\omega_{LE} = T_{LE} \cdot \omega_K \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir. Bölüm 4.1.2'den $T_{LE} = 2$ ve $T_{LT} = -2$ olduğu için (3.4) numaralı denklem,

$$\omega_{LE} = 2 \cdot \omega_K \quad (3.5)$$

halini alır. (3.5) numaralı denklem (3.3) numaralı denklem içerisinde kullanıldığında,

$$\theta_{LdE} = 2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE} \quad (3.6)$$

şeklini alır. Krank faz açısı $\Delta\varphi_{LdE}$ ve denge ağırlık merkezi yarıçapı R_{Ld} bilindiğinden KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi X eksen izdüşüm konumu S_{LEX} ile Y eksen izdüşüm konumu S_{LEY} ,

$$S_{LEX} = X_{LME} + R_{Ld} \cdot \cos(\theta_{LdE}) \quad (3.7)$$

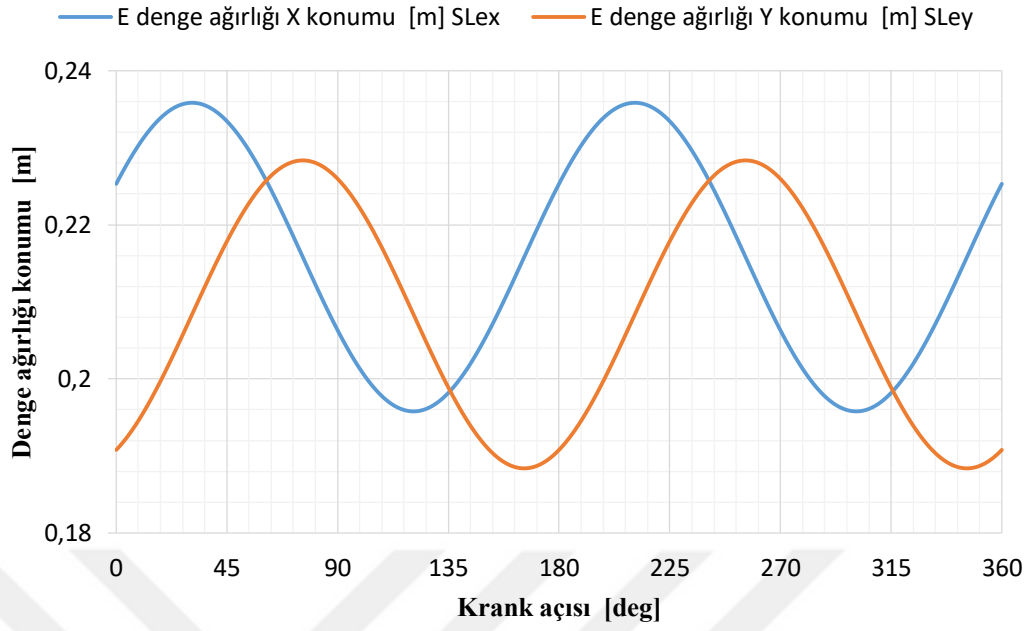
$$S_{LEY} = Y_{LME} + R_{Ld} \cdot \sin(\theta_{LdE}) \quad (3.8)$$

olur. (3.1), (3.2) ve (3.6) numaralı denklemler (3.7) ve (3.8) numaralı denklemler içerisinde kullanılırsa,

$$S_{LEX} = L_{LE} \cdot \cos(\varphi_{LE}) + R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.9)$$

$$S_{LEY} = L_{LE} \cdot \sin(\varphi_{LE}) + R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.10)$$

şeklinde KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin X ve Y eksenlerine izdüşüm denklemleri bulunmuş olur. (3.9) ve (3.10) numaralı denklemlerde φ_{LE} ve $\Delta\varphi_{LdE}$ parametreleri trigonometrik kısım içerisinde kaldıkları için L_{LE} ve R_{Ld} katsayılarını sırasıyla $-1 \leq \cos(\varphi_{LE}) \leq 1$ ve $-1 \leq \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \leq 1$ arasında değiştirmektedirler. Katsayılar üzerinde herhangi bir katlama işlemi yapmamalarına rağmen birbirlerine göre değişimleri denklemin çıkış büyüklüğüne etki etmektedir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $L_{LE} = 0,03 \text{ m}$ $\varphi_{LE} = 44^\circ$ $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.4. KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm grafiği

Şekil 3.4'deki gibi krankın bir tur dönüşünde KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi noktası iki tam tur döndüğü görülür. S_{LEX} eğrisinin S_{LEY} eğrisi ile farklı değerlerde olmalarının nedeni $\varphi_{LE} = 44^\circ$ açısının X ve Y eksen açı ortayına göre 1° kadar asimetrik durmasından kaynaklanmaktadır.

3.1.2. KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi konumu

Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'deki birinci pistonun çakışık hareket ettiği X eksenine φ_{LT} derece açıda ve krank dönme merkezine L_{LT} mesafede olan KTY-Lanchester denge milinin (X_{LmT}, Y_{LmT}) mil merkezi koordinatı,

$$X_{LmT} = L_{LT} \cdot \cos(\varphi_{LT}) \quad (3.11)$$

$$Y_{LmT} = L_{LT} \cdot \sin(\varphi_{LT}) \quad (3.12)$$

şeklindedir. Şekil 3.3'deki θ_{LdT} açısı zamana göre tanımlanmak istenirse; KTY-Lanchester denge mili açısal hızı ω_{LT} ile zamanın çarpımının krank sıfır konumunda iken KTY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi $\Delta\varphi_{LdT}$ derece ofseti ile toplamına eşit olduğundan, KTY-Lanchester denge mili ağırlık merkezinin zamana göre açısal değişim denklemi,

$$\theta_{LdT} = \omega_{LT} \cdot t + \Delta\varphi_{LdT} \quad (3.13)$$

şeklinde tanımlanabilir. KTY-Lanchester denge milinin dönüş hızı ω_{LT} krankın açısal dönüş hızı ω_K 'nın T_{LT} misli olduğundan,

$$\omega_{LT} = T_{LT} \cdot \omega_K \quad (3.14)$$

şeklinde yazılabilir. Bölüm 4.1.2'den $T_{LT} = -2$ olduğu için (3.14) numaralı denklem,

$$\omega_{LT} = -2 \cdot \omega_K \quad (3.15)$$

halini alır. (3.15) numaralı denklem (3.13) numaralı denklem içerisinde kullanıldığında,

$$\theta_{LdT} = 2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdT} \quad (3.16)$$

şeklini alır. Krank faz açısı $\Delta\varphi_{LdT}$ ve denge ağırlık merkezi yarıçapı R_{Ld} bilindiğinden, denge ağırlık merkezi X eksen izdüşüm konumu S_{LTx} ile Y eksen izdüşüm konumu S_{LTY} ,

$$S_{LTx} = X_{LMT} + R_{Ld} \cdot \cos(\theta_{LdT}) \quad (3.17)$$

$$S_{LTY} = Y_{LMT} + R_{Ld} \cdot \sin(\theta_{LdT}) \quad (3.18)$$

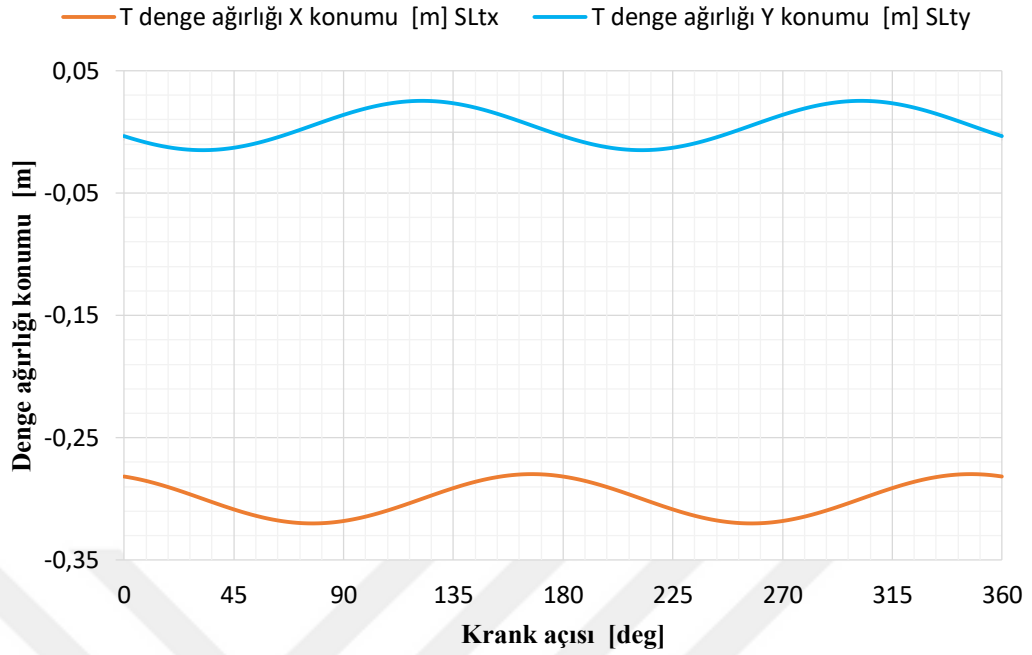
olur. (3.11), (3.12) ve (3.16) numaralı denklemler (3.17) ve (3.18) numaralı denklemler içerisinde kullanılırsa,

$$S_{LTx} = L_{LT} \cdot \cos(\varphi_{LT}) + R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdT}) \quad (3.19)$$

$$S_{LTY} = L_{LT} \cdot \sin(\varphi_{LT}) + R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdT}) \quad (3.20)$$

şeklinde KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin X ve Y eksenlerine izdüşüm denklemleri bulunmuş olur. Bulunan denklemlerin çıkış değerleri L_{LT} , R_{Ld} katsayılarına doğrudan bağlıyken φ_{LT} ve $\Delta\varphi_{LdT}$ açı değerleri trigonometrik kısmın içerisinde kaldıkları için φ_{LT} ve $\Delta\varphi_{LdT}$ açılara dolaylı olarak bağlıdır.

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ $L_{LT} = 0,03 \text{ m}$ $\varphi_{LT} = 179^\circ$ $\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.5. KTY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm grafiği

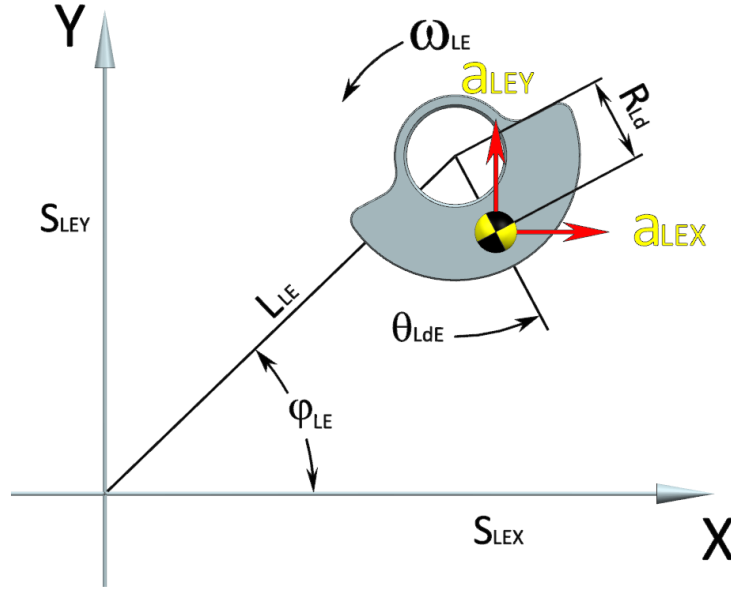
Şekil 3.5'deki grafiğin S_{LTX} eğrisinin S_{LTY} eğrisi ile farklı değerlerde olmalarının nedeni $\varphi_{LT} = 179^0$ açısının $-X$ eksenine çok yakın olmasından dolayı S_{LTY} sıfır civarında salınırken L_{LT} uzunluğu KTY denge milinin ağırlık merkezini Y ekseninden uzaklaştırdığı için S_{LTX} ise L_{LT} mesafesi civarında salınmaktadır.

3.2. Lanchester Denge Millerinin Ağırlık Merkezi İvmeleri

Lanchester denge millerinin X ve Y motor eksenleri yönüne etkiyen ağırlık merkezi ivmeleri a_{LEX} , a_{LEY} , a_{LTX} , a_{LTY} 'nin büyüklükleri, her bir milin oluşturacak olduğu denge kuvveti etkisi ile doğru orantılıdır.

Lanchester denge millerinin üretmiş oldukları ivmeler krank biyel mekanizmasının üretmiş olduğu ivmeler ile ne denli uyum halinde ise dengeleme etkisi de o denli büyük olmaktadır. Miller dolaylı olsada eşgüdüm halinde krank ile tahrik ediliyor olduğundan herhangi bir devir adına yapılan denge hesaplamaları neticesindeki ayarlama işlemi her devir aralığı için geçerliliğini koruyacaktır. Bu sebepten dolayı her devir aralığında krank biyel mekanizması ile Lanchester denge mekanizması arasında gerekli olan farklı denge kuvveti gereksinimi tam bir uyumluluk halinde devir değişimlerinden etkilenmeden sürdürülebilecektir.

3.2.1. KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi ivmesi



Şekil 3.6. KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi ivmeleri

R_{Ld} yarıçapında ω_{LE} açısal hızı ile dönen KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin ivmesini bulabilmek için ağırlık merkezi konumlarını (S_{LEX}), (S_{LEY}) zamana (t) göre iki defa türevlemek gerekir.

$$a_{LEX} = d^2 S_{LEX} / dt^2 \quad (3.21)$$

$$a_{LEY} = d^2 S_{LEY} / dt^2 \quad (3.22)$$

(3.21) ve (3.22) numaralı iki katlı türev denklemlerine (3.9) ve (3.10) numaralı denge mili ağırlık merkezi konum denklemleri uygulandığında,

$$a_{LEX} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdE}) \quad (3.23)$$

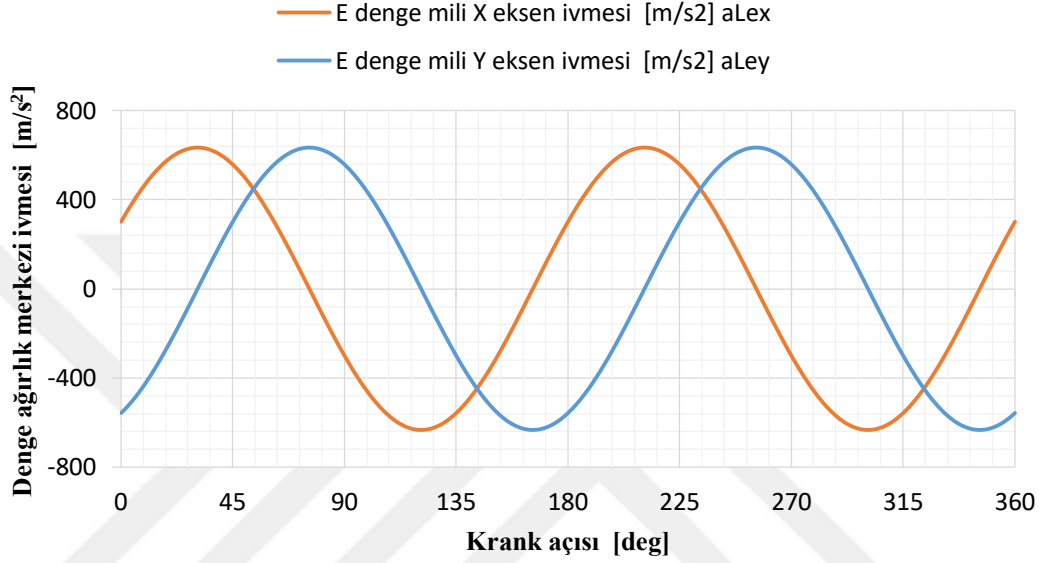
$$a_{LEY} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdE}) \quad (3.24)$$

şeklinde KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin X ve Y eksenlerine izdüşüm ivme denklemleri bulunmuş olur.

Denklem (3.24)'deki trigonometrik ifadenin ofset değeri hükmündeki $\Delta\phi_{LdE}$ (Şekil 3.1) krank açısı $\theta_K = 0^\circ$ iken KEY-Lanchester denge milinin krank açısından beri olan açısal konumudur. Bu açı motor parçaları bir araya getirildiği sırada bir defaya

mahsus olarak yapılır. Aynı açığı temsil etmelerine rağmen Şekil 3.3'deki θ_{LdE} açısı KEY-Lanchester denge mili ağırlık merkezinin hareketli olduğu halinin açısını temsil etmektedir.

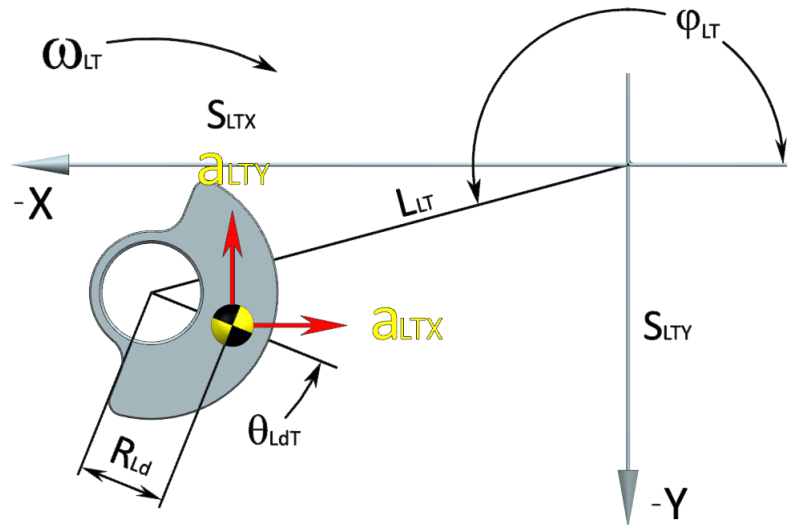
$n_k = 850 \text{ d/dk}$ $L_{LE} = 0,03 \text{ m}$ $\varphi_{LE} = 44^\circ$ $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.7. KEY-Lanchester mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm ivmesi

Şekil 3.7'den motorun rolanti devrindeki KEY-Lanchester denge ağırlık merkezinin ivmelerinin tepe değerleri farkının $1267,68 \text{ m/s}^2$ civarında olduğu görülebilir.

3.2.2. KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezi ivmesi



Şekil 3.8. KTY-Lanchester denge mili ağırlık merkezi ivmeleri

R_{Ld} yarıçapında ω_{LT} açısal hızı ile dönen KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin ivmesini bulabilmek için ağırlık merkezi konumlarını (S_{LTx}), (S_{LTY}) zamana (t) göre iki defa türetmek gerekir.

$$a_{LTx} = d^2 S_{LTx} / dt^2 \quad (3.25)$$

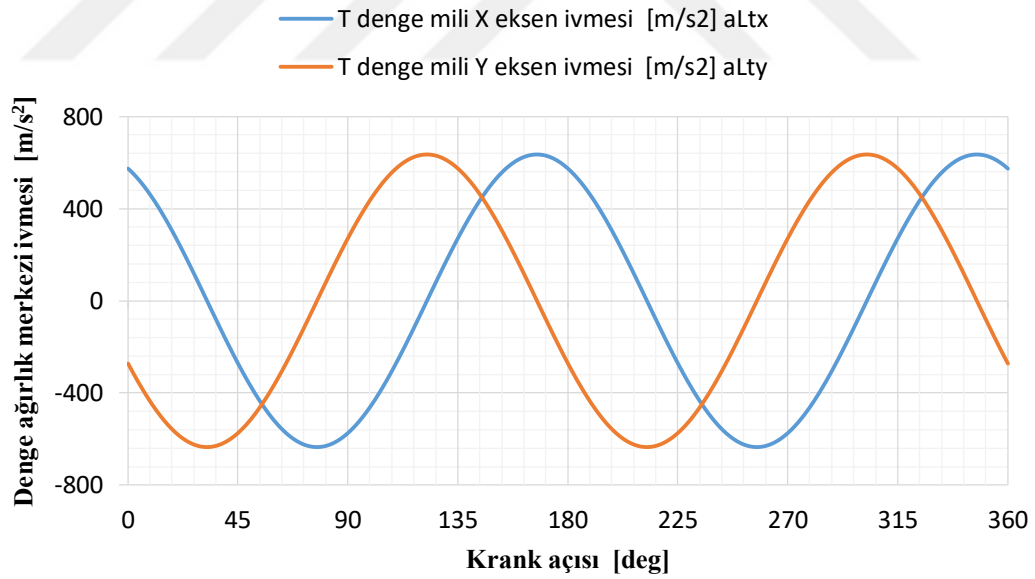
$$a_{LTY} = d^2 S_{LTY} / dt^2 \quad (3.26)$$

(3.25) ve (3.26) numaralı iki katlı türev denklemlerine (3.19) ve (3.20) numaralı denge mili ağırlık merkezi konum denklemleri uygulandığında,

$$a_{LTx} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \cos(-2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdT}) \quad (3.27)$$

$$a_{LTY} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \sin(-2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdT}) \quad (3.28)$$

şeklinde KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinin X ve Y eksenlerine iz düşüm ivme denklemleri bulunmuş olur. $n_k = 850 \text{ d/dk}$ $L_{LT} = 0,03 \text{ m}$ $\phi_{LT} = 179^\circ$ $\Delta\phi_{LdT} = 36,24^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.

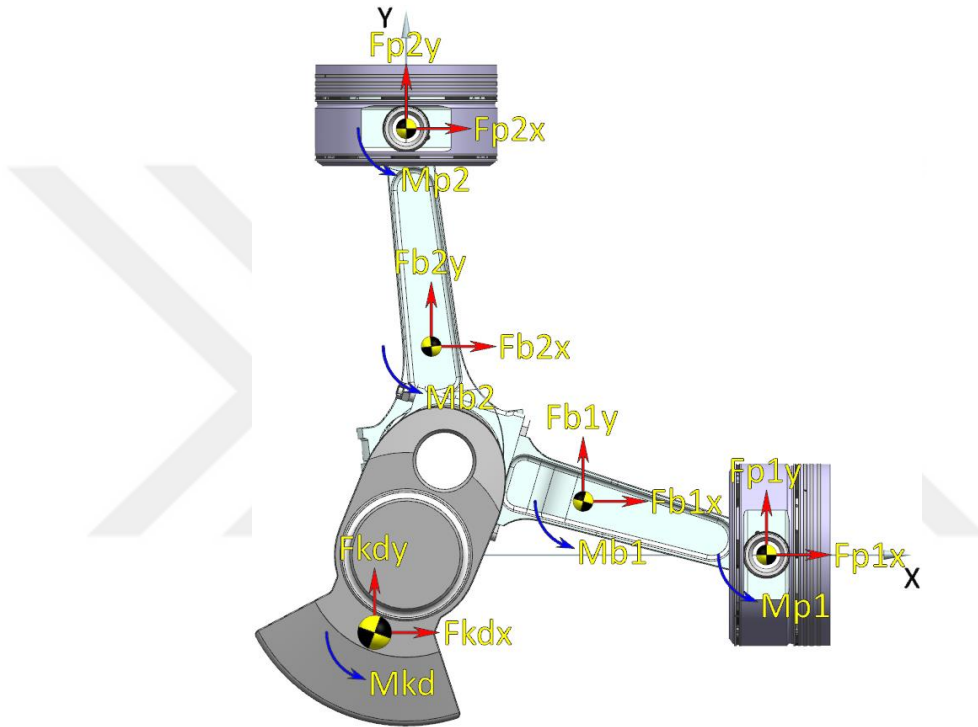


Şekil 3.9. KTY-Lanchester mili ağırlık merkezi X ve Y eksen izdüşüm ivmeleri

Şekil 3.9'dan motorun rolanti devrindeki KTY-Lanchester denge ağırlık merkezinin ivmelerinin tepe değerleri farkının Şekil 3.7'de olduğu gibi $1267,68 \text{ m/s}^2$ civarında olduğu görülebilir. Krank açısı $\theta_K = 0^\circ$ iken her iki denge mili arasındaki açı $\Delta\phi_{LdT} = 36,24^\circ$ olması KEY ve KTY-Lanchester millerinin ağırlık merkezi ivmelerin zamanlamasını değiştirmiştir.

4. İKİZ V PİSTONLU MOTORUN ATALET KUVVETLERİ

Bu bölümde yapılacak olan atalet hesaplamalarında her bir parçanın hareketi kendi içinde incelenecek ve her biri rijit katı cisim gibi düşünülüp ağırlık merkezleri birer maddesel nokta kabul edilecektir.

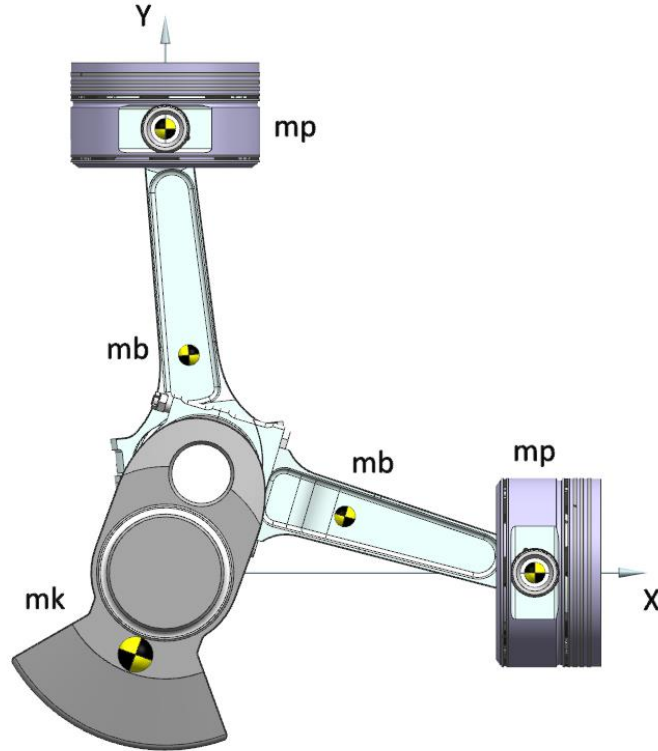


Şekil 4.1. İkiz V motora krank biyel mekanizmasındaki parçaların eylemsizliklerinden dolayı etki eden atalet kuvvetleri

Yukarıdaki Şekil 4.1'deki krank biyel mekanizmasının atalet kuvvetlerini hesaplamak birçok yöntemle gerçekleştirilebilir. Bunların bir tanesinde; Zhejiang Üniversitesi'nde 2009 yılında yapılmış olan bir çalışmada tek silindirli bir motor için, dengelenemeyen atalet kuvvetlerinin, motor bloğunda titreşim ve gürültüye neden olduğu ve bu sebep ile dengesiz kuvvetleri ortadan kaldırmak için, krank karşı ağırlığı ve Lanchester denge milleri ile titreşimin en aza indirilebileceği, böylece motorun dayanıklılığı ve sürüş rahatlığı daha da geliştirilebileceği bildirilmiştir. YANG C. ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmalarında geleneksel yöntemlere göre, piston kolunun kütesinin üçte biri, pistonla ilave edilirken, piston kolunun kütesinin üçte ikisi dönen kütle olarak değerlendirildiğini, bu yöneme alternatif

olarak hesaplamaların çok daha düzgün yapılabileceği yeni simülasyona dayalı bir metottan bahsederler. Bu metoda göre; ileri geri hareket eden kütleler ve döner kütleler birbirinden ayrılmış ve çok parçalı bir dinamik yapı halinde çözümlenmiştir. Model krank mili, biyel kolu, pistondan oluşuyor ve simülasyon daha sonra gerçekleştiriliyor. Elde edilen simülasyon sonuçlarının, motorun gürültü, titreşim ve vuruntusunun performansını iyileştirmek için atalet kuvvetlerini tamamen dengelediğini göstermişlerdir [14].

Ağırlık merkezlerinin boşlukta yapmış oldukları hareketler; Doğrusal ötelemeler ve döner ötelemeler şeklinde iki ayrı kategoriye ayrılırken her bir kategorideki atalet kuvvetlerinin mevcut eksenler (X, Y, Z) üzerine düşen kuvvet ve moment etkileri ayrı ayrı hesaplanacaktır. İşaretlerden kaynaklı cebirsel hataların önlenmesi için kuvvetlerin yönleri sağ el kuralı gereği eksenlerin arttığı istikamette artı olacak şekilde seçilmiştir. Dönüş hızlarındaki değişikliklerden sebep doğacak olan geçici döndürme atalet kuvvetlerinin olmaması için krankın açısal dönüş hızının ($\omega_K = Sabit$) değişmez olduğu kabulü yapılacaktır.



Şekil 4.2. İkiz V motorun krank biyel mekanizmasındaki hareketli parçalarının kütleleri

Yukarıda bahsi geçen açıklamalar ve kabuller doğrultusunda krank biyel mekanizmasının taslağı üzerinden motora etki edecek olan atalet kuvvetlerini doğuran maddesel noktaların gösterimi Şekil 4.2'deki gibidir.

Krank biyel mekanizmasındaki parçalar içinde sadece öteleme hareketi yapan pistonlar iken, sadece dönme hareketi yapan parça ise kranktır. Hem öteleme hem de dönme hareketi yapan parçalar ise piston kollarıdır.

4.1. Krankın Atalet Kuvvetleri

Krank sabit ω_K açısal hızı ile dönme hareketi yaptığı kabul edildiğinden krank açısal ivmesi α_K sıfırdır. Bu sebep ile krankın dönüş hız farklılıklarından kaynaklı bir moment oluşturmaması mümkün değildir.

$$\omega_K = \text{Sabit} \quad (4.1)$$

olduğundan,

$$\alpha_K = 0 \quad (4.2)$$

yazılabilir.

4.1.1. Krankın atalet kuvvetleri

Pistonun ileri geri hareketi sırasında oluşan atalet kuvvetlerini dengeleyebilmek için krank, üzerinde merkezden kaçık ve piston ile zıt yönlü hareket edebilecek şekilde yerleştirilen bir denge ağırlığına ihtiyaç duyulur. Teze konu çözüm metodu gereği krankın kendi kütesinin ek dengeleme kütesine dâhil edileceğinden dolayı merkezkaç yerleştirilmesi düşünülen denge kütlesi m_K aslında krankın ağırlık merkezinden başkası değildir. Böylelikle krankın doğuracak olduğu atalet kuvvetlerinin hesaplanmasında, merkezkaç ağırlık yerine krankın ağırlık merkezinin krankın dönme merkezinden olan uzaklığı R_{Kd} ile krankın kütlesi m_K kullanılır. Teze konu ikiz V pistonlu motorun krank yapısı itibarı ile kütlesi ile ağırlık merkezi arasındaki ilişki yapısal özelliklerinden dolayı

$$m_K = 8825 \cdot R_{Kd}^2 \quad (4.3)$$

şeklindedir. Krankın kütle merkezi ise sırası ile her bir eksen istikametinde krankın dönüşünden mütevellit a_{KdX} ve a_{KdY} ivmesi ile gezdiğinden X ve Y eksenleri istikametinde olacak şekilde sırası ile F_{KdX} ve F_{KdY} kuvvetleri oluştururlar (Şekil 4.3). Bu kuvvetler,

$$a_{KdX} = -R_{Kd} \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.13)$$

$$a_{KdY} = -R_{Kd} \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.14)$$

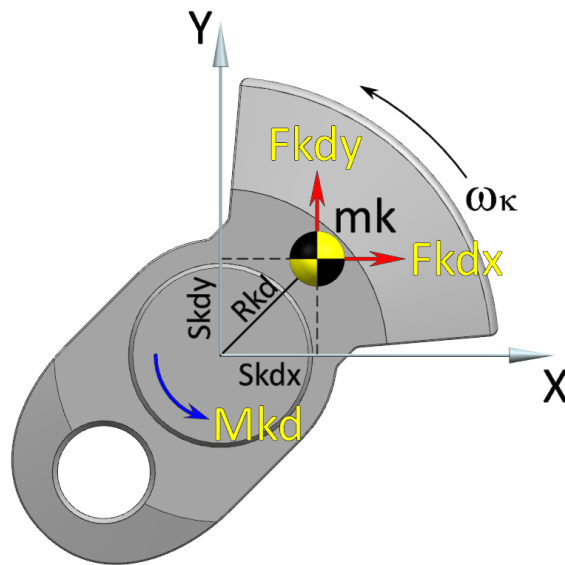
$$F_{KdX} = m_K \cdot a_{KdX} \quad (4.4)$$

$$F_{KdY} = m_K \cdot a_{KdY} \quad (4.5)$$

(4.4) ve (4.5) numaralı denklemler yardımı ile hesap edilir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik yukarıdaki Şekil 4.4'deki gibi görünür.

4.1.2. Krankın atalet kuvvetlerinden kaynaklanan moment

Krank karşı ağırlığının oluşturmuş olduğu atalet kuvvetleri F_{KdX} , F_{KdY} motor gövdesine X ve Y eksenleri istikametinde öteleme kuvvetleri uygularlar. Bulunan bu iki kuvvet krankın dönüşü ile krank ağırlık merkezinden, X ve Y eksenine sırası ile S_{KdX} ve S_{KdY} şeklinde krank ağırlık merkezi açısına $(\theta_K + \varphi_{Kd})$ göre değişen dik uzaklıkları ile etkir.



Şekil 4.3. Krank ağırlık merkezinin oluşturduğu atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment

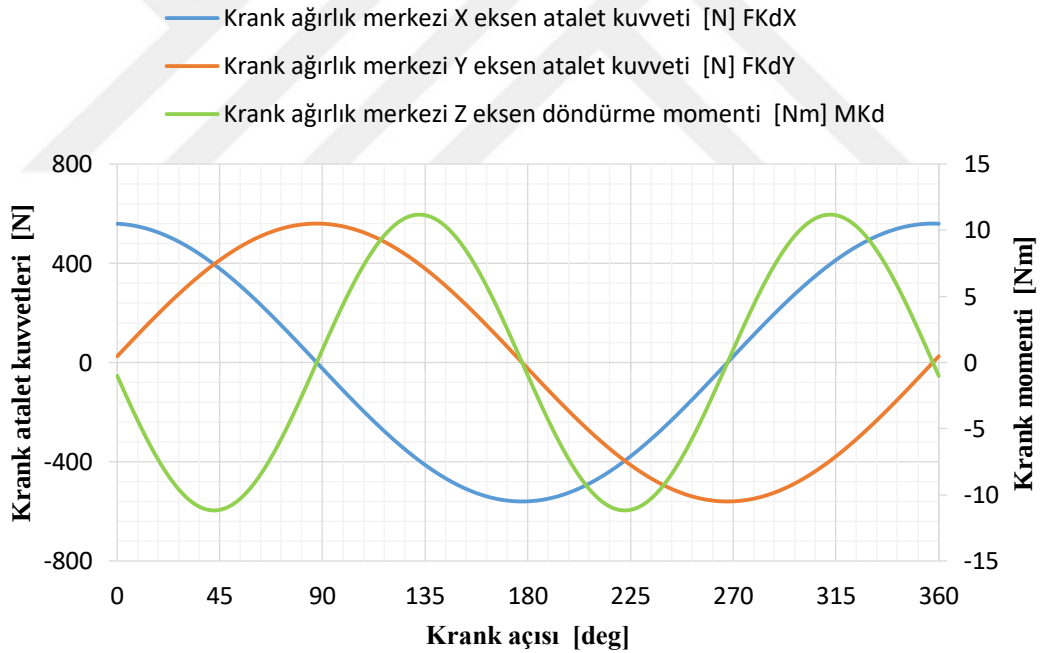
Yukarıdaki Şekil 4.3'teki krankın toplam kütlesi m_K olup toplam kütlenin ağırlık merkezi krank dönme merkezinden R_{Kd} kadar kaçıktır. Krank ağırlık merkezinin X ve Y eksen istikametlerinde oluşturmuş olduğu F_{KdX} ve F_{KdY} kuvvetlerinin koordinat sisteminin eksenlerinden sırası ile S_{KdY} ve S_{KdX} mesafesinde olmalarından sebep dolayı şekilde M_{Kd} döndürme momenti oluştururlar. Bahsi edilen döndürme kuvvetinin büyüklüğü,

$$S_{KdX} = R_{Kd} \cdot \cos(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.9)$$

$$S_{KdY} = R_{Kd} \cdot \sin(\omega_K \cdot t + \varphi_{Kd}) \quad (2.10)$$

$$M_{Kd} = S_{KdX} \cdot F_{KdY} + S_{KdY} \cdot F_{KdX} \quad (4.6)$$

şeklinde dir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ değerleri için çizilen $M_{Kd}(\theta_K)$ grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.4. Krank ağırlık merkezinin atalet kuvvetleri grafiği

Şekil 4.4'deki açık mavi ve turuncu renkler ile çizilmiş olan F_{KdX} , F_{KdY} krank atalet kuvvetlerinin S_{KdX} ve S_{KdY} mesafeleri sebebi ile oluşturmuş oldukları açık yeşil renkli krank moment eğrisi M_{Kd} , kendisini oluşturan kuvvetlerin iki misli frekansta titreşir. Bu sonuç krank biyel mekanizmasının toplam atalet kuvvetlerinin

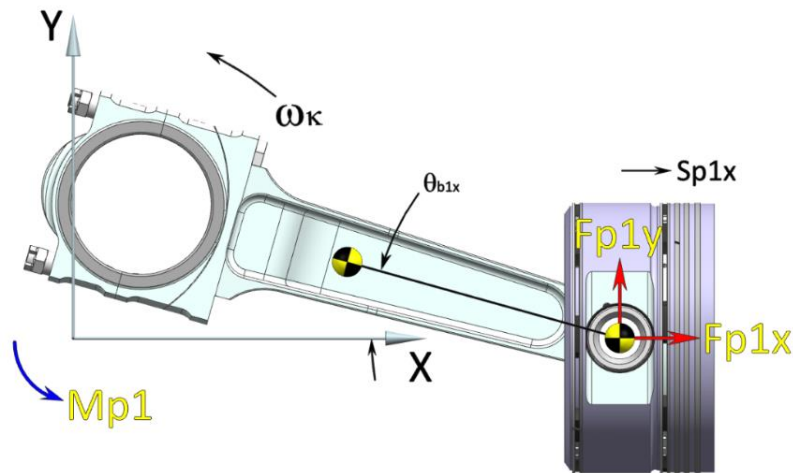
nihayetinde en az motor devrinin iki misli bir frekansta titreşim üretecek olduğunun bir göstergesi hükmündedir.

Nihai kuvvetlerin toplamının motor devrinin iki katı frekansta olması, aynı zamanda Bölüm 3'te değinilmiş olan Lanchester denge mekanizmasının dengeleme yapacağı karşı frekansında, krankın frekansından iki kat fazla T_{LE} ve T_{LT} krank, lanchester denge milleri dönme oranı olması gerektiğini gösterir.

4.2. Pistonların Atalet Kuvvetleri

Pistonlar doğrusal bir yol üzerinde a_{p1X} ve a_{p1Y} ivmeleri ile hareket ettikleri için atalet kuvvetlerinin bulunması için piston kütesinin (m_p) oranınca atalet kuvvetleri (F_{p1X}), (F_{p1Y}) oluştururlar. Pistonlar herhangi bir şekilde dönme hareketi yapmamalarına rağmen piston koluna bağlandıkları noktada (piston pimi mafsalı) piston kolunun eksenler ile yapmış olduğu açıdan (θ_{b1X}), (θ_{b2Y}) sebep hareket eksenlerine dik yönde kuvvet oluştururlar. Bu kuvvetler birinci piston için F_{p1Y} iken ikinci piston için F_{p2X} kuvvetidir. F_{p1Y} ve F_{p2X} kuvvetleri piston etekleri tarafından silindir ceketine iletilirler. Piston kolu krank oranı küçük olan (λ) motorlarda bu kuvvetlerden sebep piston ve silindir aşınması yanı sıra yağlama yağında sıcaklık artışı ve çabuk bozulma gözlenmektedir. Oluşan kuvvetler pistonların o anki Krankın açisal konumu θ_K ile belirtilen S_{p1X} ve S_{p2Y} konumu üzerinden Z ekseninin dönme istikametinde birer döndürme momentü (M_{p1}), (M_{p2}) oluştururlar.

4.2.1. Birinci pistonun atalet kuvvetleri



Şekil 4.5. Birinci pistonun oluşturduğu atalet kuvvetleri

Şekil 4.5'deki m_p kütleli birinci piston a_{p1X} ivmesi ile hareket ettiği için pistonun hareket ettiği X eksenine çakışık F_{p1X} kuvveti oluşur. F_{p1X} kuvvetinin piston kolunun X eksenine ile yapmış olduğu θ_{B1X} açısından dolayı F_{p1Y} kuvveti oluşmaktadır.

F_{p1Y} kuvvetinin S_{p1X} anlık piston konumuna dik etkimesinden dolayı M_{p1} döndürme momenti oluşmaktadır. Tez içeriğindeki hesaplama usulü göz önünde bulundurulduğunda; Piston kolunun kütlesinden (m_B) dolayı oluşan kuvvetler de piston pimi vasıtası ile piston üzerinden silindir yüzeyine aktarılmakta olmasına rağmen, tezde kullanmak istenilen hesaplama usulü gereği her bir parçanın kendi kuvveti, kendi ağırlık merkezi itibarı ile değerlendirilecek olduğundan, Bölüm 4.3.1'de birinci piston kolundan kaynaklı yanal atalet kuvveti kendi merkezinde oluşuyormuş kabul edilip o merkez itibarı ile motorun ana eksenlerine izdüşümü bulunup ayrı bir kuvvet olarak değerlendirilecektir.

4.2.1.1. Birinci pistonun atalet kuvvetleri

Birinci pistonun kütlesi (m_p) ve krank açısına (θ_K) bağlı X eksenine istikametindeki ivmesi a_{p1X} biliniyor olduğundan F_{p1X} atalet kuvveti,

$$a_{p1X} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t) - \sin^2(\omega_K \cdot t)) \right) / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t) \right) / \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} \quad (2.48)$$

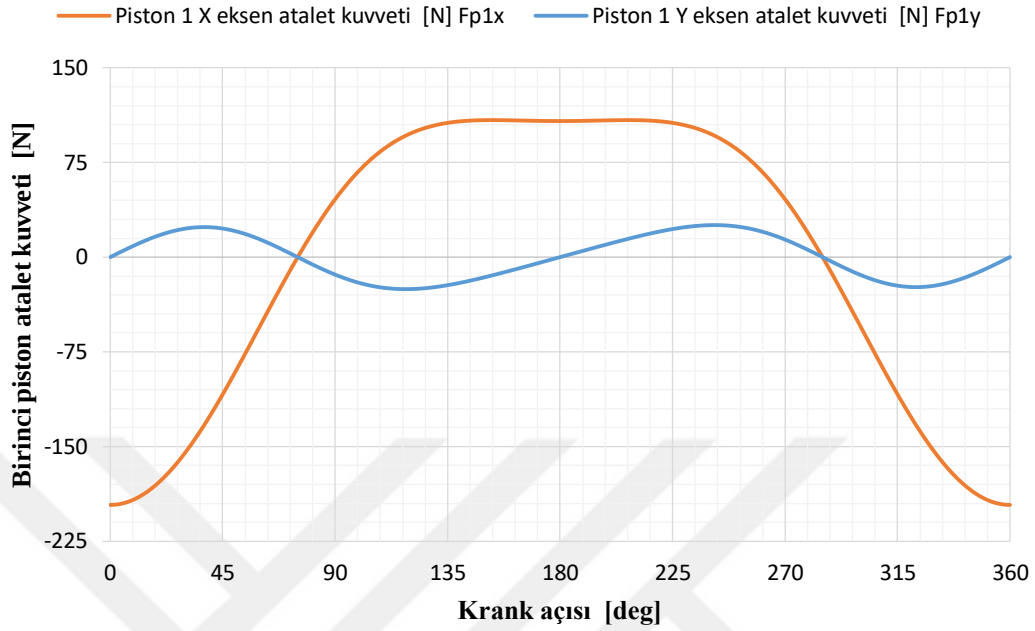
$$F_{p1X} = m_p \cdot a_{p1X} \quad (4.7)$$

şeklindedir. Birinci pistonun hareket eksenine X ile birinci piston kolu arasındaki θ_{B1X} açısından dolayı F_{p1X} kuvveti pistonun hareket ettiği X istikametine dik şekilde bir F_{p1Y} yanal kuvveti oluşturur. Bu kuvvet,

$$\theta_{B1X} = \text{ArcSin}(-\lambda \cdot \sin(\omega_K \cdot t)) \quad (2.86)$$

$$F_{p1Y} = F_{p1X} \cdot \tan(\theta_{B1X}) \quad (4.8)$$

şeklinde bulunur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ değerleri için çizilen $F_{P1X}(\theta_K)$ ve $F_{P1Y}(\theta_K)$ grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.6. Birinci pistonun atalet kuvvetleri grafiği

Şekil 4.6'daki grafikten anlaşılacağı gibi, birinci pistonun hareket ettiği X ekseninde oluşturmuş olduğu atalet kuvveti F_{P1X} , Y ekseninde piston kolunun θ_{B1X} açısı sebebi ile oluşturmuş olduğu F_{P1Y} yanıl kuvvetinden daha büyüktür. Aynı şekilde pistonun X istikametindeki atalet kuvveti F_{P1X} , krank frekansı ile eşitken, yanıl atalet kuvveti F_{P1Y} , krank frekansının iki mislidir. Teze konu olan ikiz V pistonlu motorun λ değeri bire yakın kabul edilseydi; F_{P1X} atalet kuvvetinin frekansı bu sefer krank salınım frekansının iki misli olacak; fakat bu kuvvetin doğurduğu yanıl ataletlerden kaynaklı F_{P1Y} kuvvetinin salınım sıklığı değişmeden yine krank salınım sıklığının iki misli şeklinde kalacaktı (Şekil 2.21).

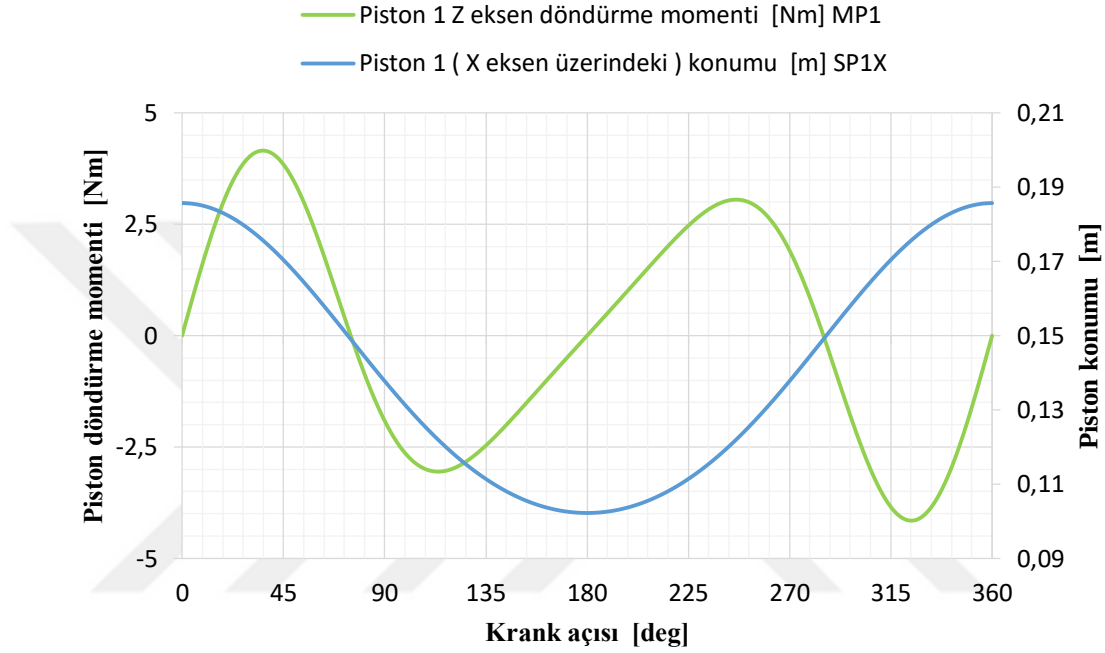
4.2.1.2. Birinci pistonun atalet kuvvetinden kaynaklı momenti

Şekil 4.5'de birinci pistonun hareket eksenine dik ve aynı zamanda piston kolu bağlantı noktasına etki eden F_{P1Y} yanıl kuvveti, pistonun bulunduğu anlık konuma dik (S_{P1X}) şekilde etkidiğinden motor gövdesini krankın dönme merkezi istikametinde döndürmeye çalışır. Birinci pistonun yanıl kuvvetlerden dolayı oluşturmuş olduğu bu döndürme momenti,

$$S_{P1X} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.34)$$

$$M_{P1} = F_{P1Y} \cdot S_{P1X} \quad (4.9)$$

şeklinde. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



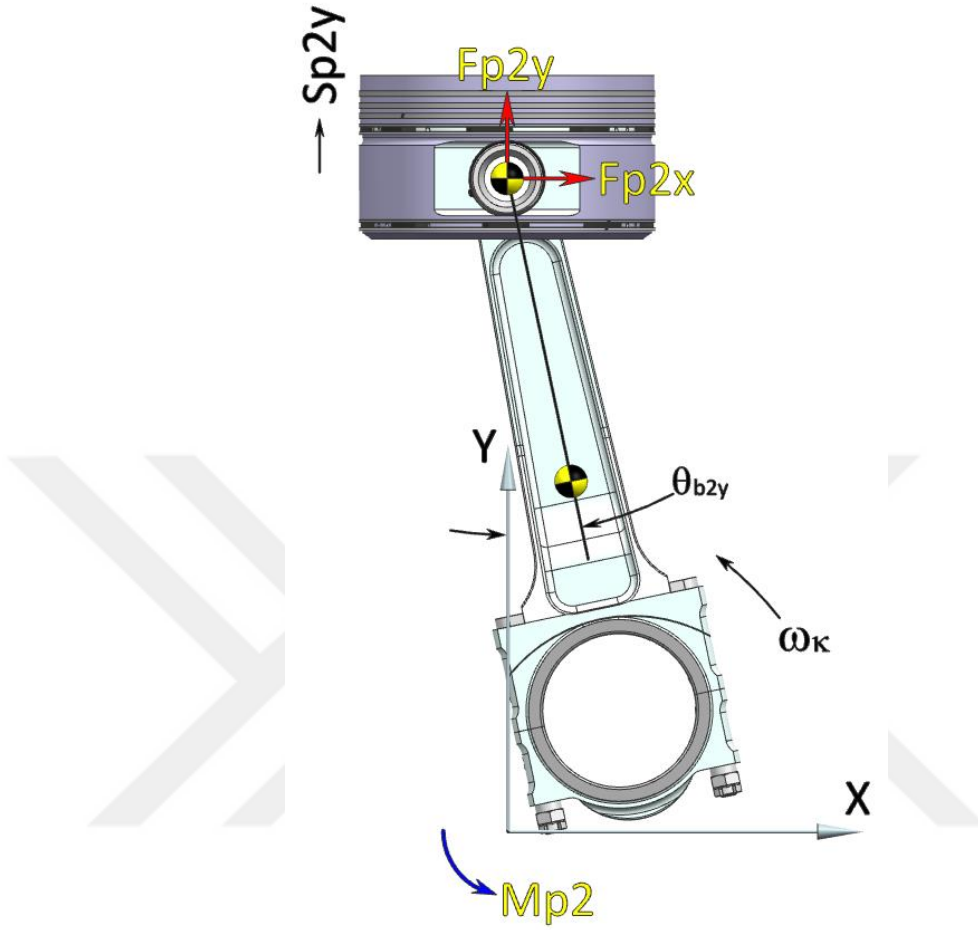
Şekil 4.7. Birinci pistonun döndürme atalet momentinin krank açısına göre grafiği

Şekil 4.7'deki grafiğin M_{P1} açık yeşil eğrisine bakılacak olursa; piston ÜÖN itibarı ile kursuna başladığı 36^0 civarında ve kursunu tamamlamaya doğru 324^0 dolaylarında en yüksek dönme momenti oluşturur.

4.2.2. İkinci pistonun atalet kuvvetleri

Şekil 4.8'deki m_P kütleli ikinci piston a_{P2Y} ivmesi ile hareket ettiği için pistonun hareket ettiği Y eksenine çakışık F_{P2Y} kuvveti oluşur. F_{P2Y} kuvveti piston kolunun Y eksenine ile yapmış olduğu θ_{B2Y} açısından dolayı F_{P2X} kuvvetini doğurmaktadır. F_{P2X} kuvvetinin, krank açısına bağlı anlık S_{P2Y} ikinci piston konumuna dik etkimesinden dolayı M_{P2} döndürme momenti oluşmaktadır. Bu moment motorun kompresör fazında olduğu sırada piston kolunun ağırlık merkezi hareketinden kaynaklı moment ile zıt yönlü olduğu için bir nebze dengelenirken motor iş üretme fazında olduğunda eş yönlü olduğu için piston kolu ile dengelenememektedir. M_{P2} döndürme momenti

piston kolunun krank oranı λ , motor devri n_K ve piston kütlesi m_p ile doğrudan alakalıdır.



Şekil 4.8. İkinci pistonun oluşturduğu atalet kuvvetleri

Tez içeriğindeki hesaplama usulü göz önünde bulundurulduğunda; Piston kolunun kütlesinden (m_B) dolayı oluşan kuvvetler de piston pimi vasıtası ile piston üzerinden silindir yüzeyine aktarılmakta olmasına rağmen, tezde kullanmak istenilen hesaplama usulü gereği her bir parçanın kendi kuvveti, kendi ağırlık merkezi itibarı ile değerlendirilecek olduğundan, Bölüm 4.3.1.2’de ikinci piston kolundan kaynaklı yanal atalet kuvveti kendi ağırlık merkezinde oluşuyormuş kabul edilip o merkez itibarı ile motorun ana eksenlerine izdüşümü bulunup ayrı bir kuvvet olarak değerlendirilecektir.

4.2.2.1. İkinci pistonun atalet kuvvetleri

İkinci pistonun kütlesi (m_p) ve (θ_K) krank açısına bağlı Y eksen istikametindeki ivmesi a_{p2Y} biliniyor olduğundan atalet kuvveti F_{p2Y} ,

$$a_{P2Y} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)) \right) / \right. \\ \left. \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) \right) / \right. \\ \left. \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \right\} \quad (2.51)$$

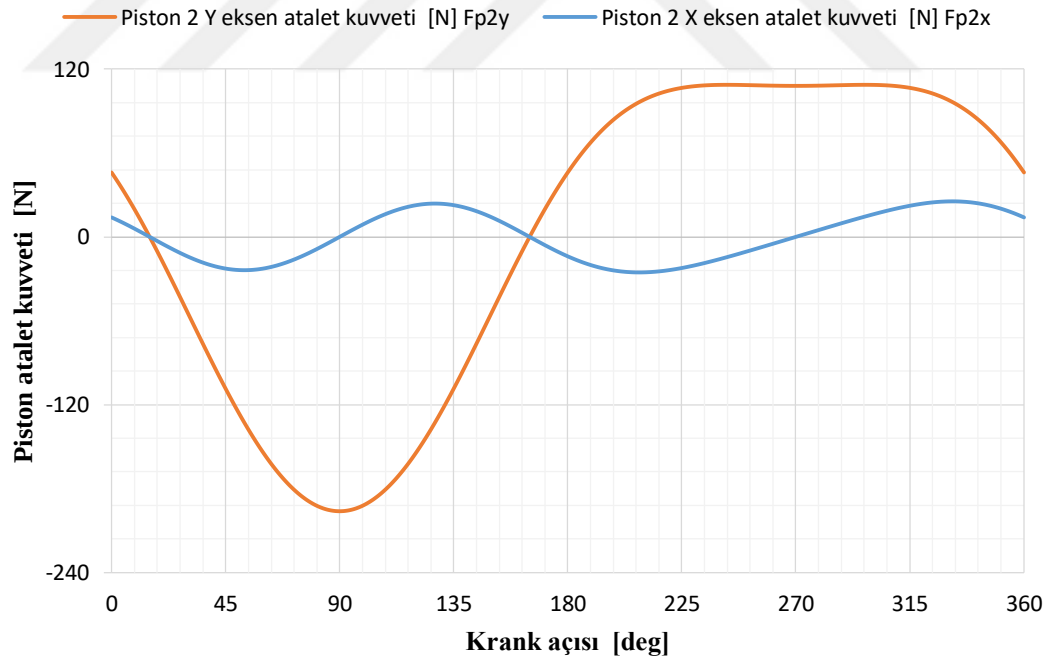
$$F_{P2Y} = m_P \cdot a_{P2Y} \quad (4.10)$$

şeklindedir. İkinci pistonun hareket eksenini Y ile birinci piston kolu arasındaki θ_{B2Y} açısından dolayı F_{P2Y} kuvveti, pistonun hareket ettiği X istikametine dik şekilde bir F_{P2X} yanal kuvveti oluşturur. Bu kuvvet,

$$\theta_{B2Y} = \text{ArcSin}(\lambda \cdot \cos(\omega_K \cdot t)) \quad (2.100)$$

$$F_{P2X} = F_{P2Y} \cdot \tan(\theta_{B2Y}) \quad (4.11)$$

şeklinde bulunur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.9. İkinci pistonun krank açısına göre atalet kuvvetleri grafiği

Şekil 4.9'dan da anlaşılacağı gibi, ikinci pistonun hareket ettiği Y eksenini üzerinde oluşturmuş olduğu atalet kuvveti F_{P2Y} , X eksenini üzerinde piston kolunun θ_{B2Y} açısı sebebi ile oluşturmuş olduğu F_{P2X} yanal kuvvetinden daha büyüktür.

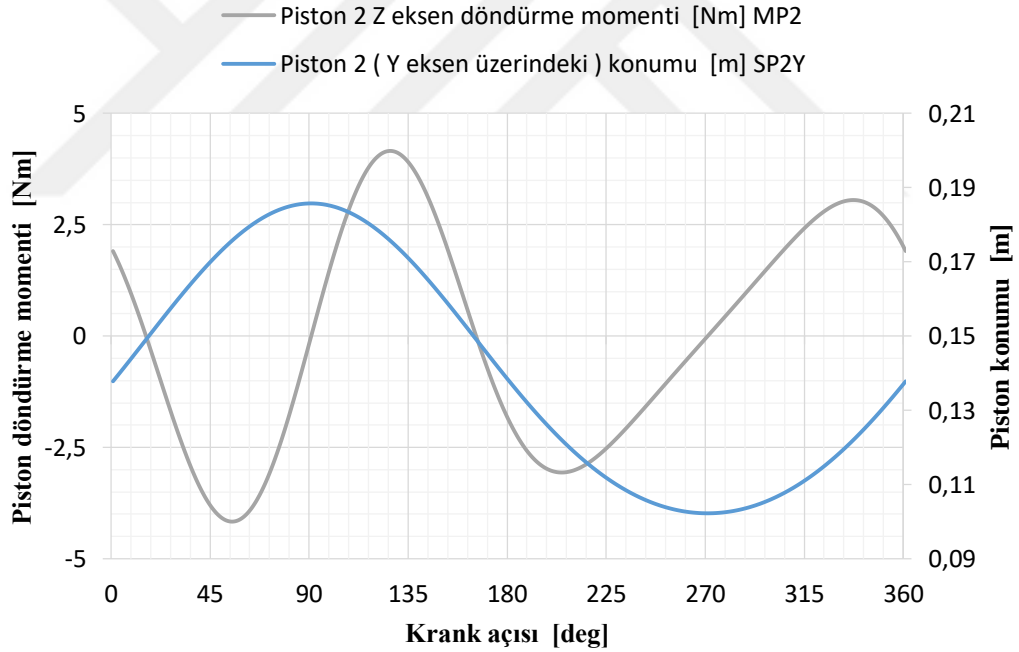
4.2.2.2. İkinci pistonun atalet kuvvetinden kaynaklı momenti

İkinci pistonun hareket eksenine dik ve aynı zamanda piston kolu bağlantı noktasına etki eden F_{P2X} yanal kuvveti, pistonun bulunduğu anlık konuma dik (S_{P2Y}) şekilde etkidiğinden motor gövdesini krankın dönme merkezi istikametinde döndürmeye çalışır. İkinci pistonun yanal kuvvetlerden dolayı oluşturmuş olduğu bu döndürme momenti,

$$S_{P2Y} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \quad (2.40)$$

$$M_{P2} = F_{P2X} \cdot S_{P2Y} \quad (4.12)$$

şeklindedir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.10. İkinci pistonun döndürme momentinin krank açısına göre grafiği

4.3. Piston Kollarının Atalet Kuvvetleri

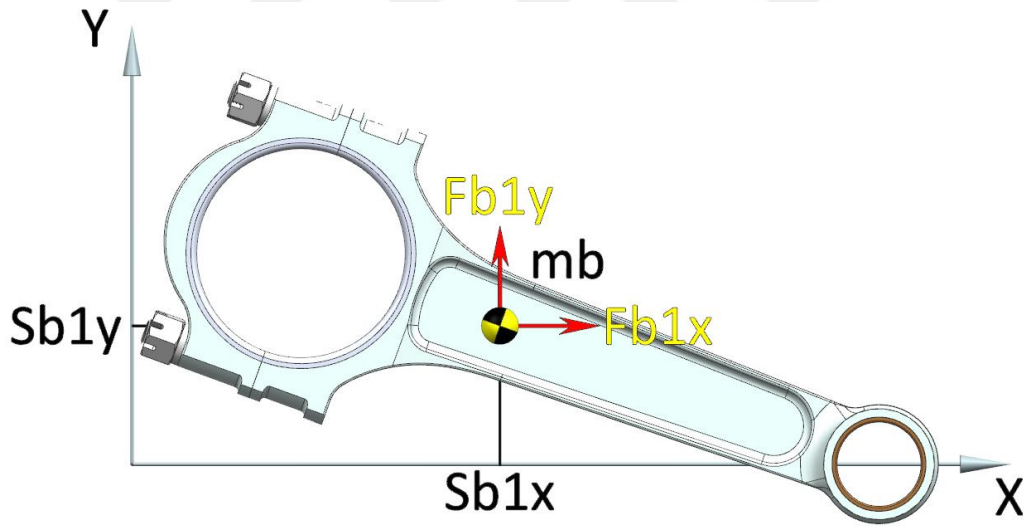
Piston kolları krank biyel mekanizmasının en karmaşık harekete sahip parçalarıdır. Piston kolunun ağırlık merkezine etki ettiğini düşündüğümüz doğrusal ve dönme hareketlerinden kaynaklı kuvvetler; piston ve krank aracılığı ile motor gövdesine taşınmasına rağmen tez içerisinde uygulamaya çalışılan her bir parçanın kendi atalet

kuvvetinin ayrı ayrı hesap edilip herhangi bir parça üzerinden geçmediğini düşünüp doğrudan kendi ağırlık merkezinde birikmiş maddesel bir noktanın hareketinden doğduğu kabul edilir ilkesi gereği, Piston kolunun bütününi teşkil eden bu maddesel noktacığın doğrusal ve döner ataletlerinden kaynaklı kuvvetlerin, o noktanın motor eksen ordinatına olan anlık konumu vasıtası ile motor bloğuna yaptığı etkileri bulunabilir.

4.3.1. Piston kollarının atalet kuvvetleri

Piston kolları krank muylusu ve piston pimleri arasında kuvvet iletim köprüsü görevi gördükleri için ağırlık merkezleri heriki organında hareketlerinin barisentrik toplamı şeklinde ($X \perp Y$) plan düzleminde dirler. Atalet hesaplamaların daha kolay olabilmesi için bu karmaşık hareketin X ve Y istikametindeki kuvvetleri, Bölüm 2.3.2.1 ve Bölüm 2.3.2.2’de elde edilmiş olan ifadeler yardımı ile bulunabilir.

4.3.1.1. Birinci piston kolunun atalet kuvvetleri



Şekil 4.11. Birinci piston kolunun atalet kuvvetleri

Şekil 4.11’deki birinci piston kolunun ağırlık merkezinin kütlesi m_B ve X istikametindeki ivme (a_{B1X}) denklemi biliniyor olduğundan X istikametindeki atalet kuvveti,

$$a_{KX} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.6)$$

$$a_{P1X} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t) - \sin^2(\omega_K \cdot t)) \right) / \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t) \right) / \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \right\} \quad (2.48)$$

$$a_{B1X} = a_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) + a_{P1X} \cdot L_{\%B} \quad (2.67)$$

$$F_{B1X} = m_B \cdot a_{B1X} \quad (4.13)$$

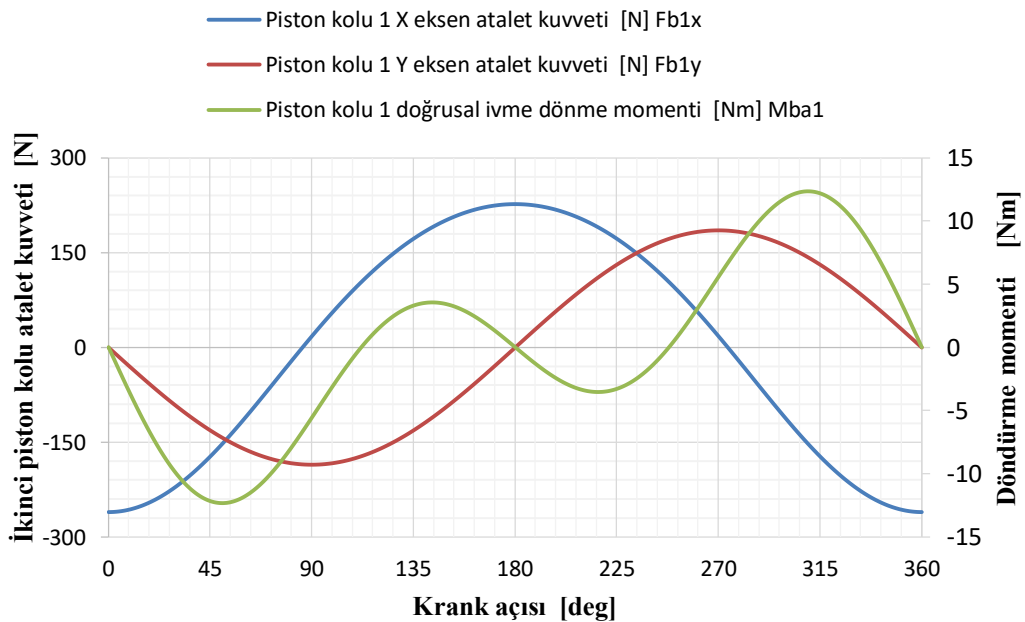
şeklinde bulunur. Aynı şekilde Şekil 4.11'deki birinci piston kolunun ağırlık merkezinin kütlesi m_B ve Y istikametindeki ivme (a_{B1Y}) denklemi biliniyor olduğundan Y istikametindeki atalet kuvveti,

$$a_{KY} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.7)$$

$$a_{B1Y} = a_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.71)$$

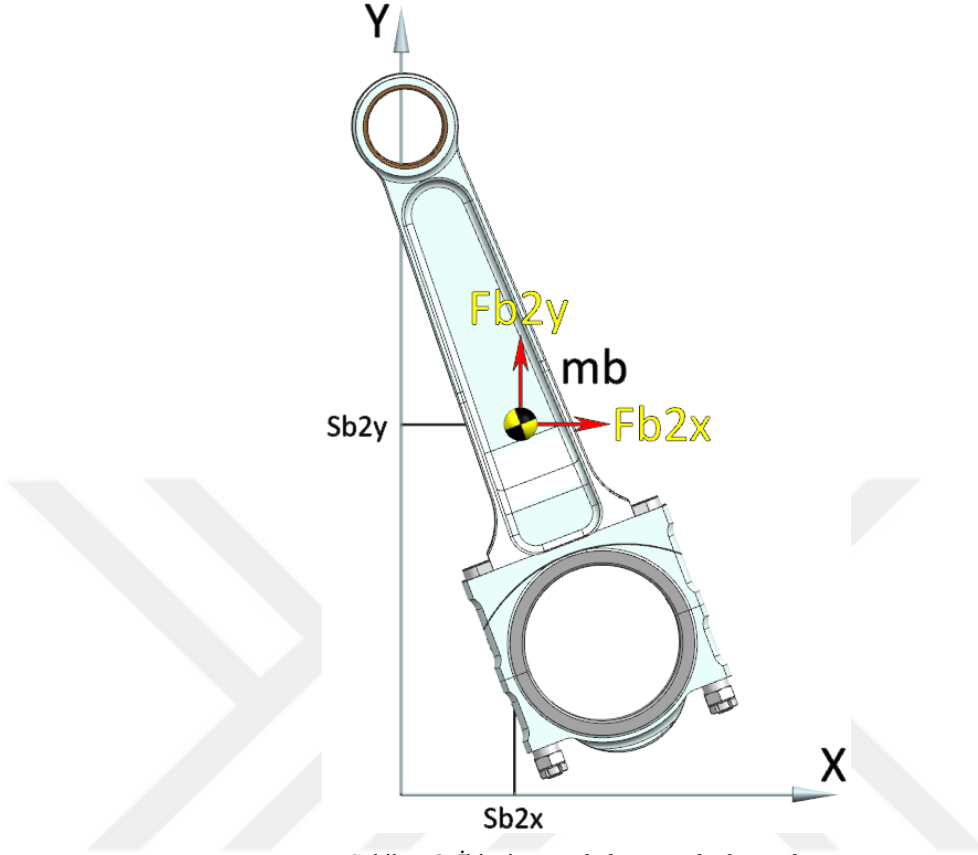
$$F_{B1Y} = m_B \cdot a_{B1Y} \quad (4.14)$$

şeklinde bulunur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.12. Birinci piston kolu ağırlık merkezi X, Y ekzen iz düşüm kuvvetleri ve oluşturdukları döndürme momenti grafiği

4.3.1.2. İkinci piston kolunun atalet kuvvetleri



Şekil 4.13. İkinci piston kolunun atalet kuvvetleri

Şekil 4.13'deki ikinci piston kolunun ağırlık merkezinin kütlesi m_B ve X istikametindeki ivme (a_{B2X}) denklemi biliniyor olduğundan X istikametindeki atalet kuvveti,

$$a_{KX} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.6)$$

$$a_{B2X} = a_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.75)$$

$$F_{B2X} = m_B \cdot a_{B2X} \quad (4.15)$$

şeklinde bulunur. Aynı şekilde ikinci piston kolunun ağırlık merkezinin kütlesi m_B ve Y istikametindeki ivme (a_{B2Y}) denklemi biliniyor olduğundan Y istikametindeki atalet kuvveti,

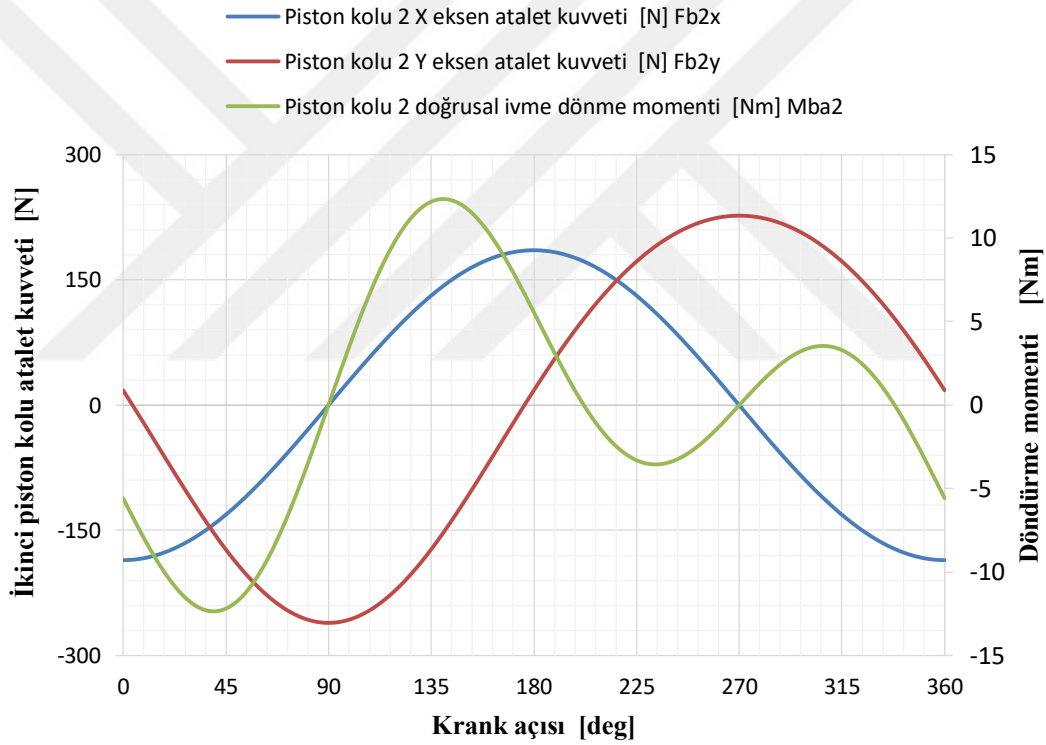
$$a_{KY} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.7)$$

$$a_{P2Y} = -R_K \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \left\{ \left(R_K^2 \cdot \omega_K^2 \cdot (\cos^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) - \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)) \right) / \right. \\ \left. \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \right\} - \left\{ \left(R_K^4 \cdot \omega_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t - \pi/2) \right) / \right. \\ \left. \sqrt[3/2]{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \right\} \quad (2.51)$$

$$a_{B2Y} = a_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) + a_{P2Y} \cdot L_{\%B} \quad (2.77)$$

$$F_{B2Y} = m_B \cdot a_{B2Y} \quad (4.16)$$

şeklinde bulunur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.14. İkinci piston kolu ağırlık merkezi X, Y eksen izdüşüm kuvvetleri ve oluşturdukları döndürme momenti grafiği

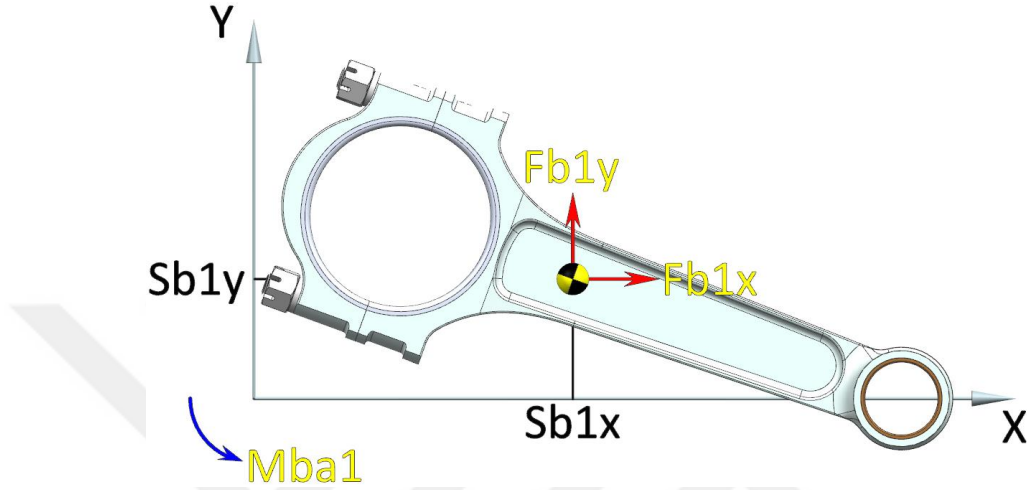
Yukarıdaki Şekil 4.14'deki açık yeşil renkli eğri pistonun ÜÖN da olduğu 90° 'nin yaklaşık elli derece kadar geri ve ileri konumunda en yüksek momenti vermiştir.

4.3.2. Piston kollarının atalet kuvvetlerinden kaynaklı döndürme momentleri

Piston kollarının ağırlık merkezlerinin X, Y eksen istikameti F_{B1X} , F_{B1Y} , F_{B2X} , F_{B2Y} kuvvetlerini ve bu kuvvetlerin motor ana merkez hattından itibaren S_{B1X} , S_{B1Y} , S_{B2X} ,

S_{B2Y} mesafeleri biliniyor olduğundan söz konusu kuvvetlerin motor bloğunu ne ölçüde dönmeye zorlayacağı (M_{Ba1}), (M_{Ba2}) rahatça hesaplanabilir.

4.3.2.1. Birinci piston kolunun doğrusal atalet kuvvetlerinden kaynaklı dönme momenti



Şekil 4.15. Birinci piston kolunun atalet kuvvetlerinden doğan döndürme momenti

Şekil 4.15'deki birinci piston kolunun ağırlık merkezine etki eden X istikameti F_{B1X} kuvveti, motor ana merkez hattından S_{B1Y} mesafede olduğundan motor merkezinde dönme momenti oluşturur. Aynı şekilde piston ağırlık merkezine etki eden Y istikametli F_{B1Y} kuvveti de motor ana merkez hattından S_{B1X} mesafede olduğundan motor ana merkezinde de dönme momenti oluşturur. Bu iki moment etkisinin toplamı,

$$S_{KX} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.2)$$

$$S_{KY} = R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.3)$$

$$S_{P1X} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) + \sqrt{L_B^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.21)$$

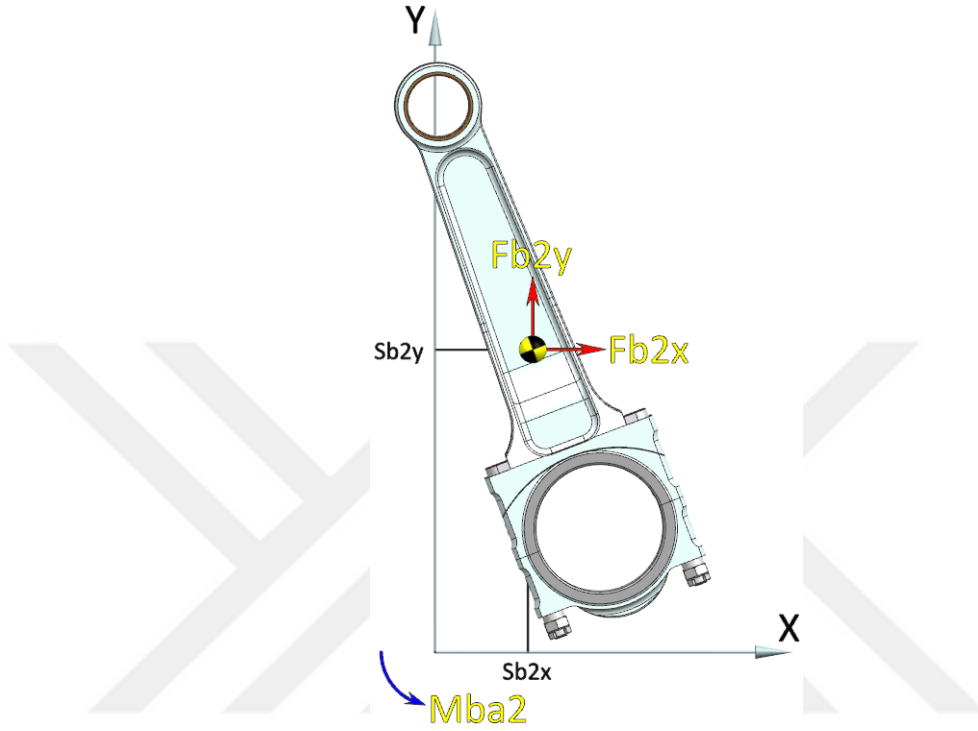
$$S_{B1X} = S_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) + S_{P1X} \cdot L_{\%B} \quad (2.55)$$

$$S_{B1Y} = S_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.59)$$

$$M_{Ba1} = (F_{B1X} \cdot S_{B1Y}) + (F_{B1Y} \cdot S_{B1X}) \quad (4.17)$$

şeklinde hesaplanabilir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ için çizilen grafik yukarıdaki Şekil 4.12’de görülebilir.

4.3.2.2. İkinci piston kolunun atalet kuvvetlerinden kaynaklı dönme momenti



Şekil 4.16. İkinci piston kolunun atalet kuvvetlerinden doğan döndürme momenti

İkinci piston kolunun ağırlık merkezine etki eden X istikameti F_{B2X} kuvveti, motor ana merkez hattından S_{B2Y} , mesafede olduğundan motor merkezinde dönme momenti oluşturur. Aynı şekilde Piston ağırlık merkezine etki eden Y istikametli F_{B2Y} kuvveti de motor ana merkez hattından S_{B2X} mesafede olduğundan motor ana merkezinde de dönme momenti oluşturur. Bu iki moment etkisinin toplamı,

$$S_{KX} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t) \quad (2.2)$$

$$S_{KY} = R_K \cdot \sin(\omega_K \cdot t) \quad (2.3)$$

$$S_{P2Y} = R_K \cdot \cos(\omega_K \cdot t - \pi/2) + \sqrt{(R_K/\lambda)^2 - R_K^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t - \pi/2)} \quad (2.40)$$

$$S_{B2X} = S_{KX} \cdot (1 - L_{\%B}) \quad (2.63)$$

$$S_{B2Y} = S_{KY} \cdot (1 - L_{\%B}) + S_{P2Y} \cdot L_{\%B} \quad (2.65)$$

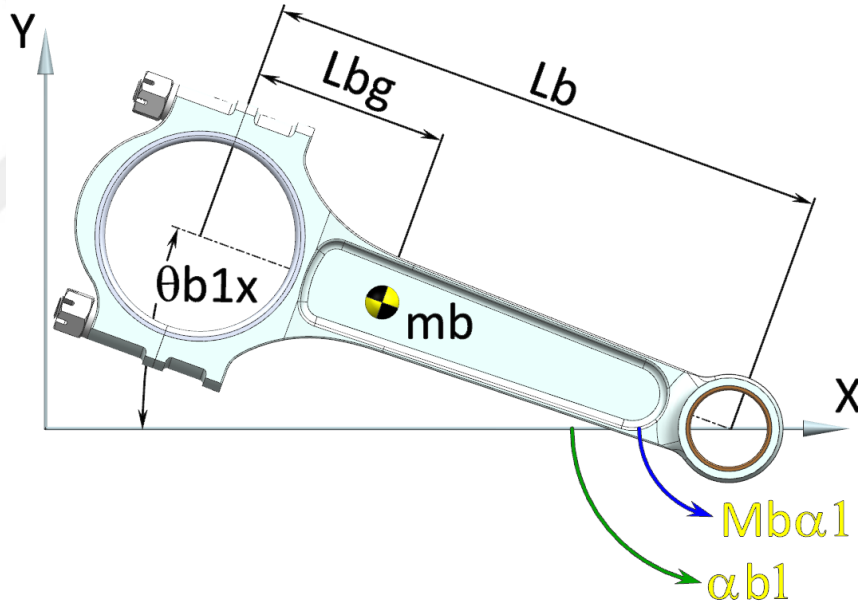
$$M_{Ba2} = (F_{B2X} \cdot S_{B2Y}) + (F_{B2Y} \cdot S_{B2X}) \quad (4.18)$$

şeklinde hesaplanabilir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ için çizilen grafik yukarıdaki Şekil 4.14’de görülebilir.

4.3.3. Piston kollarının piston pimleri merkezinde dönmesinden kaynaklı döndürme momentleri

Krank sabit açısal hız (ω_K) ile dönüyorken dahi piston kolları piston pimi merkezinde değişken bir açısal hız (ω_{B1}), (ω_{B2}) ile salınım hareketi yaparlar. Bu sebepten dolayı α_{B1} , α_{B2} gibi açısal dönme ivmelerine sahiptirler ve bu ivmeler oranınca motor bloğunu M_{Ba1} , M_{Ba2} momentleri ile döndürmeye zorlarlar.

4.3.3.1. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme momenti



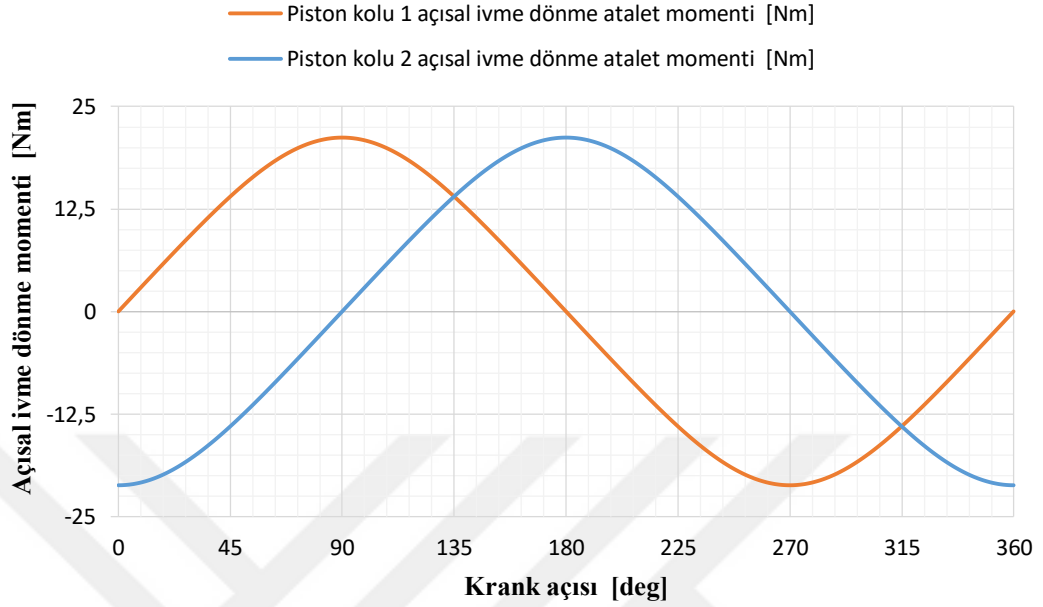
Şekil 4.17. Birinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme momenti

Şekil 4.17’deki birinci piston kolu piston pimi merkezinde α_{B1} açısal ivmesi ile salınım yapar. Piston kolunun ağırlık merkezinin dönme merkezine olan uzaklığı daha önceki Bölüm 2.3.1.1’de hesaplanmış ve piston kolu kütlesi (m_B) biliniyor olduğundan üretmiş olduğu dönme momenti,

$$\alpha_{B1} = ((\lambda - \lambda^3) \cdot \omega_K^2 \cdot \sin(\omega_K \cdot t)) / \sqrt[3/2]{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.106)$$

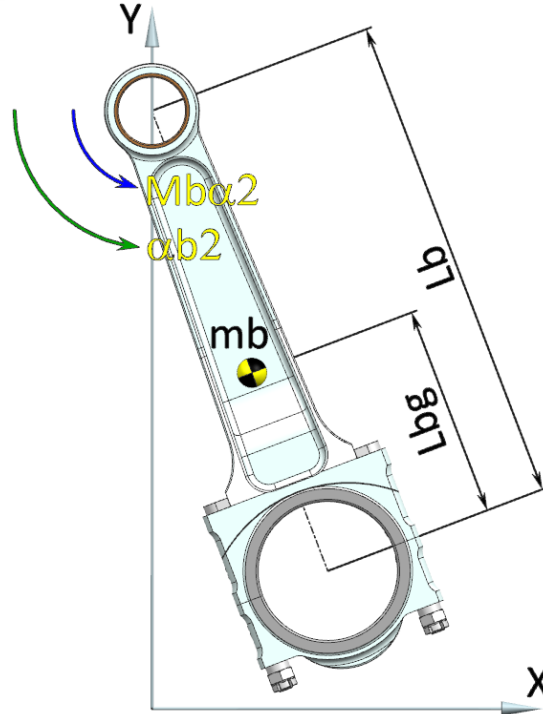
$$M_{Ba1} = m_B \cdot (L_B \cdot (1 - L_{\%B}))^2 \cdot \alpha_{B1} \quad (4.19)$$

şeklinde hesaplanabilir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.18. Piston kollarının açısal ivmelerinden kaynaklı dönme momenti grafiği

4.3.3.2. İkinci piston kolunun piston pimi merkezinde dönme momenti



Şekil 4.19. İkinci piston kolunun piston pimi çevresinde dönme momenti

Şekil 4.19'deki ikinci piston kolu birinci piston pimi merkezinde α_{B2} açısal ivmesi ile salınım yapar. Piston kolunun ağırlık merkezinin dönme merkezine olan uzaklığı

daha önceki Bölüm 2.3.1.2’de hesaplanmış ve piston kolu kütlesi (m_B) biliniyor olduğundan üretmiş olduğu dönme momenti,

$$\alpha_{B2} = ((\lambda^3 - \lambda) \cdot \omega_K^2 \cdot \cos(\omega_K \cdot t)) / \sqrt[3]{1 - \lambda^2 \cdot \cos^2(\omega_K \cdot t)} \quad (2.110)$$

$$M_{B\alpha 2} = m_B \cdot (L_B \cdot (1 - L_{\%B}))^2 \cdot \alpha_{B2} \quad (4.20)$$

şeklinde hesaplanabilir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $R_K = 0,04175 \text{ m}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ değerleri için grafik oluşturulursa yukarıdaki Şekil 4.18’deki gibi görünür.



5. LANCHESTER DENGİ MEKANİZMASININ ATALET KUVVETLERİ

Lanchester denge mekanizması birbiri ile zıt yönlü ve ω_{LE} ve ω_{LT} açısal hızları ile, dengelenmesini istediğimiz güç kaynağı tarafından senkronize bir şekilde T_E ve T_L tahvil oranları ile döndürülen merkezkaç m_L kütlelerine sahip birbirine çok yakın çalışan iki milden oluşur (Şekil 5.1).

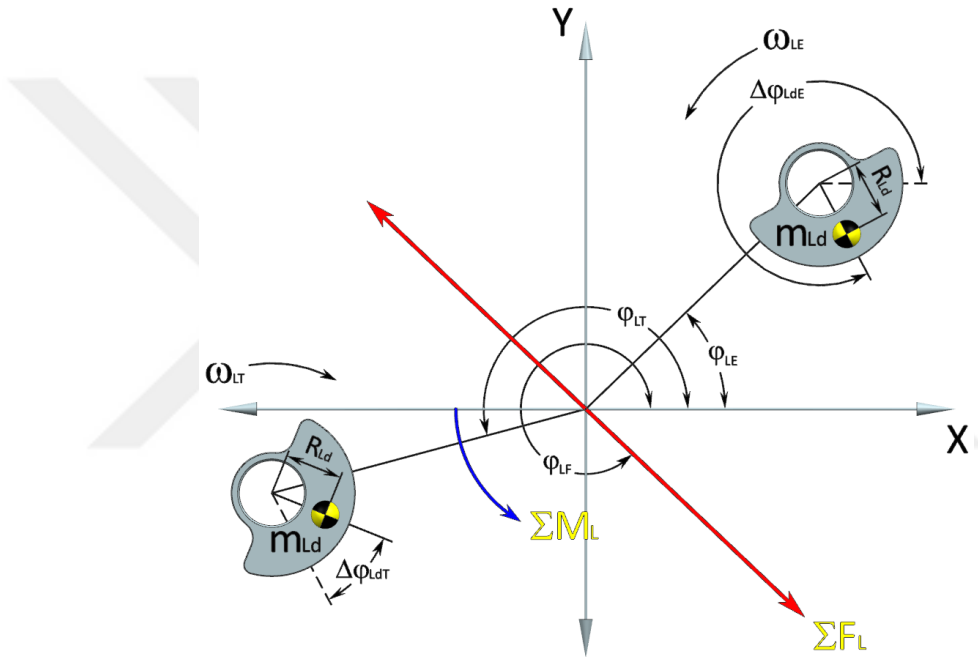


Şekil 5.1. Lanchester denge milleri

Merkezkaç kütleler millerin dönme merkezlerine R_{Ld} mesafede ve birbirine zıt döndükleri için heriki merkezkaç kütleye ait atalet kuvvetleri millere dik olan ($X \perp Y$) plan düzlemindeki tek bir eksen üzerinde toplanır (Şekil 5.2). Her iki milin faz farkı yüzseksen derece ($\Delta\varphi_{LdT} \neq 180^\circ$) dışında herhangi bir değere sahip olsalar bile mekanizmanın ürettiği toplam dengeleme kuvveti (ΣF_L) sadece bir doğru üzerinde bulunabilir. Kısacası miller arasındaki faz farkı ($\Delta\varphi_{LdT}$) değişimi toplam dengeleyici kuvvetin sadece etkiye yönünü (φ_{LF}) değiştirirken, büyüklüğüne ($|\Sigma F_L|$) herhangi bir etki yapmaz. Denge milleri başlangıçta (krank açısı $\theta_K = 0^\circ$ iken) birbirlerine göre $\Delta\varphi_{LdT}$ derece faz farklı olmalarına rağmen birbirine ters dönmelerinden dolayı faz açıklığına bağlı belirli bir açıda her iki milin ağırlık merkezi buluşacağından oluşan toplam kuvvet her zaman aynıdır. Bu özelliklerinden

dolayı Lanchester denge mekanizmasının salınımlarını, dengelenmesi istenilen karşı büyüklüğün frekansı, yönü ve miktarına göre biçimlendirilebilir.

Lanchester denge milleri toplam kuvvet büyüklüğünü ($|\Sigma F_L|$); denge milleri ağırlığı (m_L) ve denge mili ağırlık yarıçapı (R_{Ld}) değerlerinin herhangi biri veya her ikisi ile, toplam kuvvet etkiye yönü açısını (φ_{LF}); krank ile eş yönlü dönen denge mili ofseti ($\Delta\varphi_{LdE}$) ile, ΣF_L denge kuvvetinin en büyük olduğu tepe değerinde istenilen krank açısı (φ_{KLF}) değerini ise; $\Delta\varphi_{LdE}$ ve $\Delta\varphi_{LdT}$ ofsetlerinin her ikisinin önceden hesaplanmış fonksiyonlar üzerinden açıları değiştirilmek kaydı ile ayar edilebilir.



Şekil 5.2. Lanchester denge millerinin atalet kuvvetleri

Lanchester denge mekanizmasının dolaylı olarak kranka bağlı olması ve Bölüm 4.1’de; krankın sabit ω_K açısal hızı ile dönme hareketi yaptığı kabul edildiğinden dolayı dengeleme millerinin açısal hızları ω_{LE} ve ω_{LT} de aynı şekilde değişmez kabul edilecektir. Denge millerinin açısal hızları sabit olduğundan,

$$\omega_{LE} = \text{Sabit} \quad (5.1)$$

$$\omega_{LT} = \text{Sabit} \quad (5.2)$$

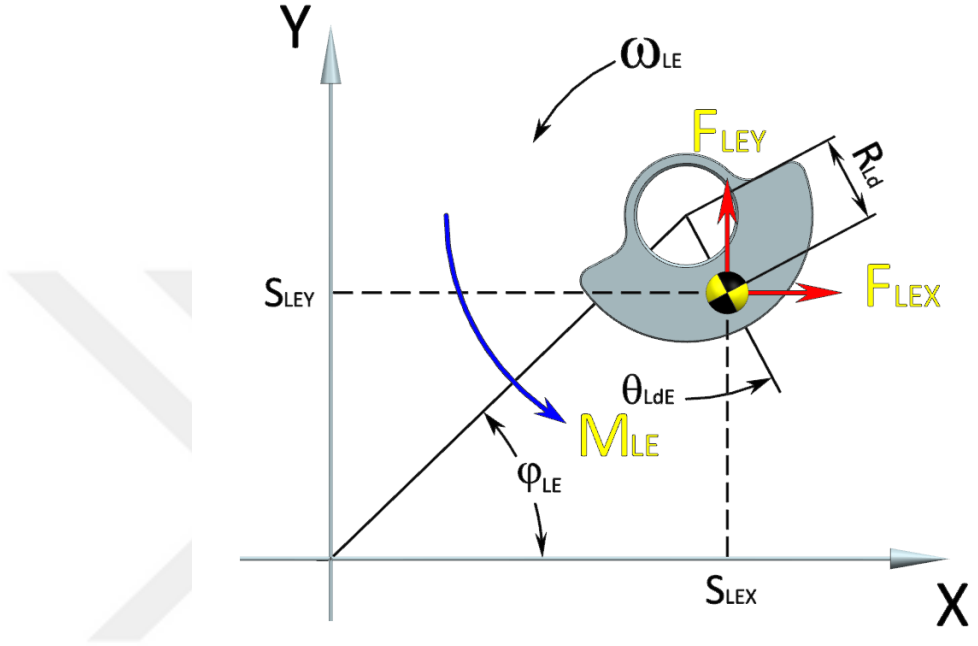
açısal ivmeleri α_{LE} ve α_{LT} sıfırdır,

$$\alpha_{LE} = 0 \quad (5.3)$$

$$\alpha_{LT} = 0 \quad (5.4)$$

Bu sebep ile denge millerinin dönüş hız farklılıklarından kaynaklı bir moment oluşturması mümkün değildir.

5.1. KEY-Lanchester Denge Milinin Atalet Kuvvetleri



Şekil 5.3. KEY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment

KEY-Lanchester denge milinin m_L kütlesine Bölüm 3.2.1’de bahsi geçen a_{LEX} , a_{LEY} ivmelerinin etkimesi ile doğrusal atalet kuvvetleri F_{LEX} , F_{LEY} oluşmaktadır. Bu kuvvetler Şekil 5.3’de görüldüğü gibi X ve Y eksenlerine paralel olduklarından krank açısına θ_K değerine göre değişen S_{LEX} , S_{LEY} uzunlukları vasıtası ile motorun bloğunu döndürmeye çalışan krank biyel mekanizmasından kaynaklı ikincil momente karşı denge amaçlı M_{LE} momenti oluştururlar.

5.1.1. KEY-Lanchester denge milinin toplam atalet kuvveti

Şekil 5.3’deki krank ile eş yönlü ω_{LE} açısal hızıyla dönen KEY-Lanchester denge milinin dönme merkezinden R_{Ld} mesafede bulunan ağırlık merkezinin X ve Y eksenleri istikametindeki ivmelerinin KEY-Lanchester denge milinin ağırlığı m_{Ld} ile çarpımı, X ve Y eksenleri istikametinde doğacak olan F_{LEX} ve F_{LEY} atalet kuvvetlerini verir. Bölüm 3.2.1’de bulunmuş olan (3.23) ve (3.24) numaralı denklemler alınarak işlemler sürdürülürse,

$$a_{LEX} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.23)$$

$$a_{LEY} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.24)$$

$$F_{LEX} = m_L \cdot a_{LEX} \quad (5.5)$$

$$F_{LEY} = m_L \cdot a_{LEY} \quad (5.6)$$

şeklinde bulunur. (5.5) ve (5.6) numaralı KEY-Lanchester denge mili kuvvet denklemleri diğer kuvvet denklemleri ile rahatça toplanabilmesi için X ve Y eksenlerine paralel olacak şekilde çözümlenmiştir.

5.1.2. KEY-Lanchester denge milinin atalet kuvvetlerinden kaynaklanan moment

Şekil 5.3'deki KEY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinden kaynaklı S_{LEX} ve S_{LEY} mesafedeki F_{LEX} ve F_{LEY} kuvvetleri motorun krank mili ana yatak merkezindeki X ve Y ana eksenlerine çakışık olmadıkları için motoru krank mili ana yatak merkezinden geçen Z eksen doğrultusunda M_{LE} momenti ile döndürmeye çalışırlar. Bu döndürme momenti her bir eksen mesafesi S_{LEX} , S_{LEY} ve F_{LEX} , F_{LEY} kuvvet çiftinin ayrı ayrı çarpımlarının toplamı şeklindedir. Bölüm 3.1.1 ve 5.1.1'den sırasıyla (3.9), (3.10) ve (5.5), (5.6) numaralı denklemler ile işlem yapılırsa,

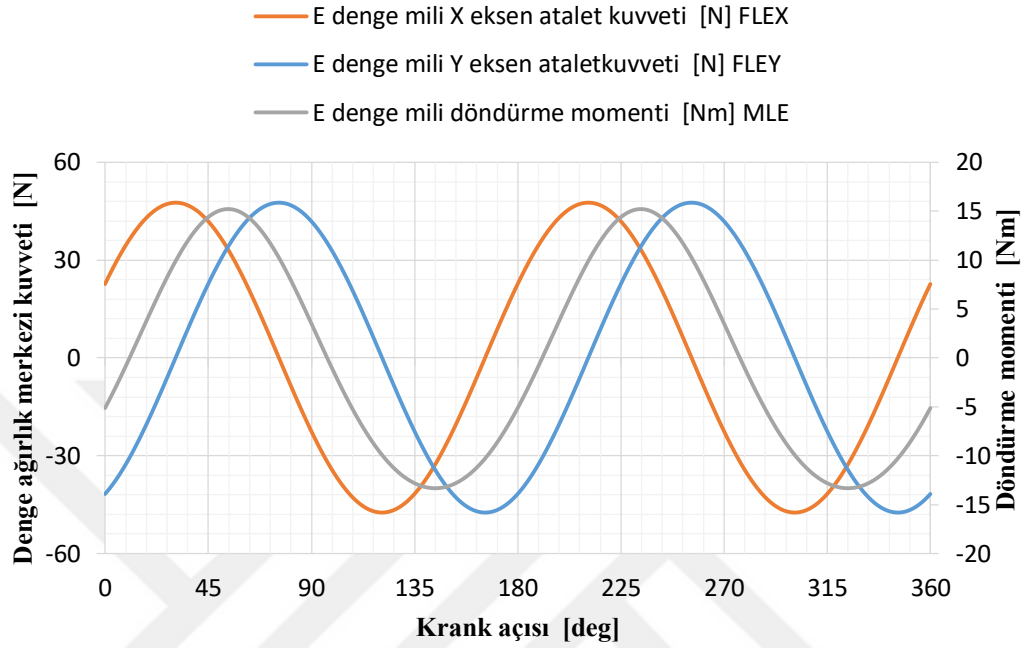
$$S_{LEX} = L_{LE} \cdot \cos(\varphi_{LE}) + R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.9)$$

$$S_{LEY} = L_{LE} \cdot \sin(\varphi_{LE}) + R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.10)$$

$$M_{LE} = F_{LEX} \cdot S_{LEY} + F_{LEY} \cdot S_{LEX} \quad (5.7)$$

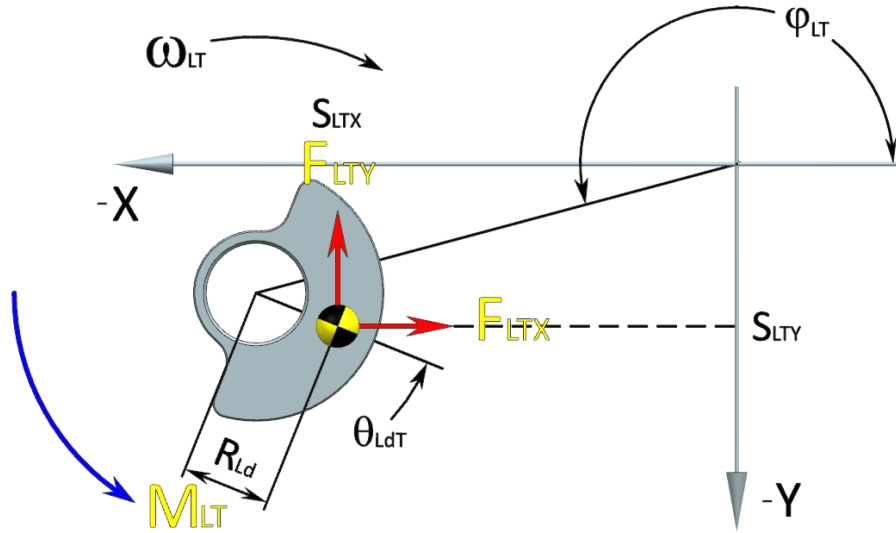
(5.7) numaralı KEY-Lanchester denge mili toplam döndürme momenti denklemine erişilir. Bulunan denklemdeki R_{Ld} değişkeni krank biyel mekanizmasının üretmiş olduğu birincil bakiye atalet kuvvetini dengeleme sırasında ayar edildiği için bu denklemlerde sabit muamelesi görmektedir. Benzeri şekilde teze konu motorun elektrikli aracın üretecinde kullanılması istendiğinden ve elektrik üreten jeneratörlerin aynı zamanda Lanchester denge mili yerine kullanılacak olmasından dolayı L_{LE} değişkeni üretecine motora yerleşebildiği tasarıma bağlı belirli bir mesafede sabitlenmek durumundadır. Hâl böyle olunca M_{LE} moment denklemi

sadece φ_{LE} ve $\Delta\varphi_{LdE}$ parametreleri ile ayar edilebilmektedir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $T_{LE} = 2$ $L_{LE} = 0,03 \text{ m}$ $\varphi_{LE} = 44^\circ$ $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.4. KEY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment grafiği

5.2. KTY-Lanchester Denge Milinin Atalet Kuvvetleri



Şekil 5.5. KTY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri

KTY-Lanchester denge milinin m_L kütlesine Bölüm 3.2.2’de bahsi geçen a_{LTX} , a_{LTY} ivmelerinin etkimesi ile doğrusal atalet kuvvetleri F_{LTX} , F_{LTY} oluşmaktadır. Bu kuvvetler Şekil 5.5’de görüldüğü gibi X ve Y eksenlerine paralel olduklarından

krank açısına θ_K değerine göre değişen S_{LTX} , S_{LTY} uzunlukları vasıtası ile motorun bloğunu döndürmeye çalışan M_{LT} momenti oluştururlar.

5.2.1. KTY-Lanchester denge milinin atalet kuvveti

Şekil 5.5'deki krank ile ters yönlü ω_{LT} açısal hızıyla dönen KTY-Lanchester denge milinin dönme merkezinden R_{Ld} mesafede bulunan ağırlık merkezinin X ve Y eksenleri istikametindeki ivmelerinin, KTY-Lanchester denge milinin ağırlığı m_{Ld} ile çarpımı X ve Y eksenleri istikametinde doğacak olan F_{LTX} ve F_{LTY} atalet kuvvetlerini verir. Bölüm 3.2.2'de bulunmuş olan (3.27) ve (3.28) numaralı ifadeler alınarak işlemler sürdürülürse,

$$a_{LTX} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \cos(-2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdT}) \quad (3.27)$$

$$a_{LTY} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \sin(-2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdT}) \quad (3.28)$$

$$F_{LTX} = m_L \cdot a_{LTX} \quad (5.8)$$

$$F_{LTY} = m_L \cdot a_{LTY} \quad (5.9)$$

şeklinde bulunur.

5.2.2. KTY-Lanchester denge milinin atalet kuvvetlerinden kaynaklanan moment

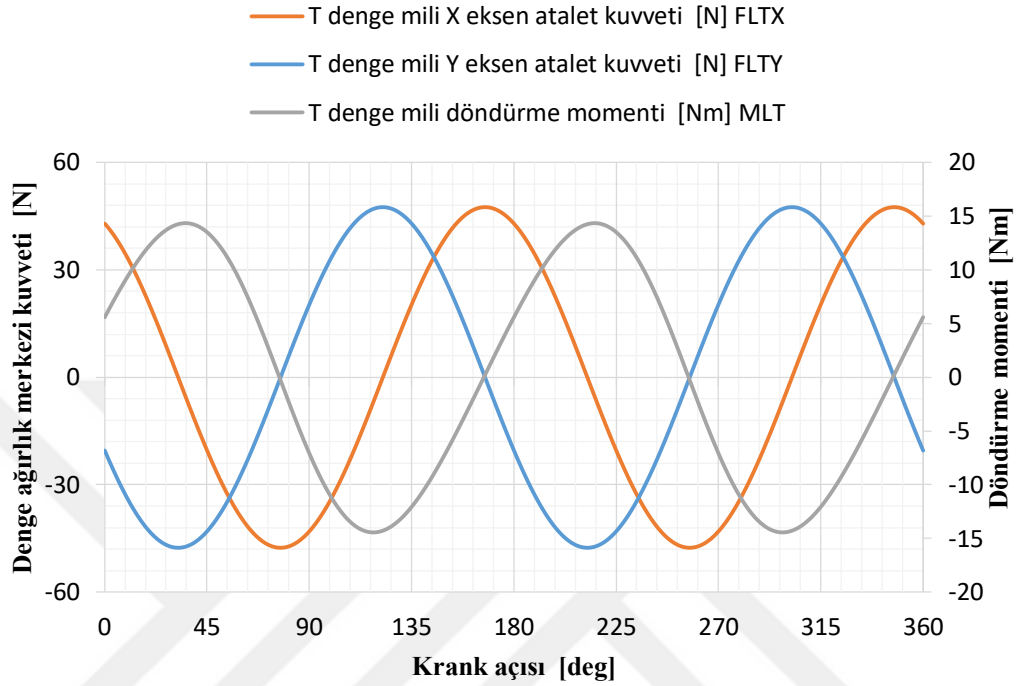
Şekil 5.5'deki KTY-Lanchester denge milinin ağırlık merkezinden kaynaklı S_{LTX} ve S_{LTY} mesafedeki F_{LTX} ve F_{LTY} kuvvetleri motorun krank mili ana yatak merkezindeki X ve Y ana eksenlerine çakışık olmadıkları için motoru krank mili ana yatak merkezinden geçen Z eksenini doğrultusunda M_{LT} momenti ile döndürmeye çalışırlar. Bu döndürme momenti her bir eksen mesafesi S_{LTX} , S_{LTY} ve F_{LTX} , F_{LTY} kuvvet çiftinin ayrı ayrı çarpımlarının toplamı şeklindedir. Bölüm 3.1.2 ve 5.2.1'den sırasıyla (3.19), (3.20) ve (5.8), (5.9) numaralı ifadeler ile işlem yapılırsa,

$$S_{LTX} = L_{LT} \cdot \cos(\phi_{LT}) + R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdT}) \quad (3.19)$$

$$S_{LTY} = L_{LT} \cdot \sin(\phi_{LT}) + R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\phi_{LdT}) \quad (3.20)$$

$$M_{LT} = F_{LTX} \cdot S_{LTY} + F_{LTY} \cdot S_{LTX} \quad (5.10)$$

(5.10) numaralı KTY-Lanchester denge mili toplam döndürme momenti ifadesine erişilir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $T_{LT} = -2$ $L_{LT} = 0,03 \text{ m}$ $\varphi_{LT} = 179^\circ$ $\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_{Ld} = 0,075 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.

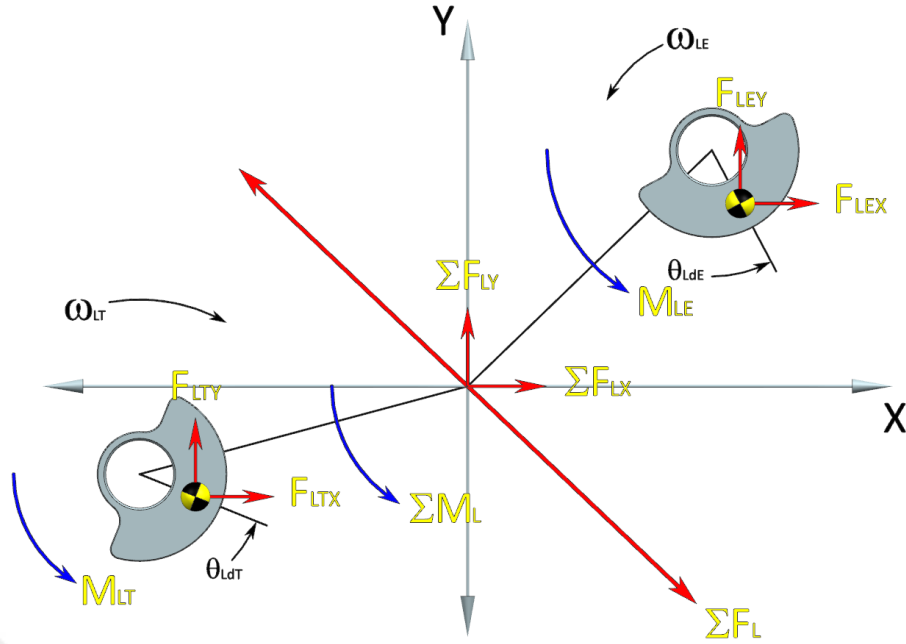


Şekil 5.6. KTY-Lanchester denge mili atalet kuvvetleri ve bu kuvvetlerden doğan moment grafiği

5.3. Lanchester Denge Millerinin Toplam Atalet Kuvvetleri

Lanchester denge mekanizmasını oluşturan birbirine zıt yönlü dönen her iki milin de ayrı ayrı oluşturmuş oldukları atalet kuvvetleri zamana göre yön değiştirirlerken bu kuvvetlerin toplamı doğrusal bir eksen üzerinde yönü değişmediği halde sadece kuvvet büyüklüğü değişen tek bir kuvvet halini alır. Her bir denge milinin motor bloğuna olan farklı yerleşimleri ise momentler toplamını sıfırdan farklı bir değere çekip krank biyel mekanizmasının her devir aralığında doğurduğu toplam birincil moment bakiyesine karşı yine her devir aralığında istenilen karşı denge momentinin oluşumunu sağlar.

Aşağıdaki Şekil 5.7’deki ΣF_{LX} ve ΣF_{LY} kuvvetlerinin kartezyen toplamı ΣF_L büyüklüğü Lanchester denge millerinin toplam atalet kuvvetidir. Sabit bir devir için değerlendirme yapılacak olursa; bu kuvvetin büyüklüğü Lanchester denge millerinin ağırlığı m_L ve ağırlık merkezi yarıçapı R_{Ld} ile orantılıdır. ΣM_L ise her iki Lanchester denge milinin toplam momentidir.



Şekil 5.7. Lanchester denge mekanizmasının toplam atalet kuvvetleri

5.3.1. Lanchester denge millerinin toplam atalet kuvveti

KEY-Lanchester denge mili ile KTY-Lanchester denge milinin toplam atalet kuvvetlerinin bulunması için Şekil 5.7'deki her bir eksen çiftinin F_{LEX} , F_{LTX} ve F_{LEY} , F_{LTY} kendi arasında toplanmaları gerekir.

$$\Sigma F_{LX} = F_{LEX} + F_{LTX} \quad (5.11)$$

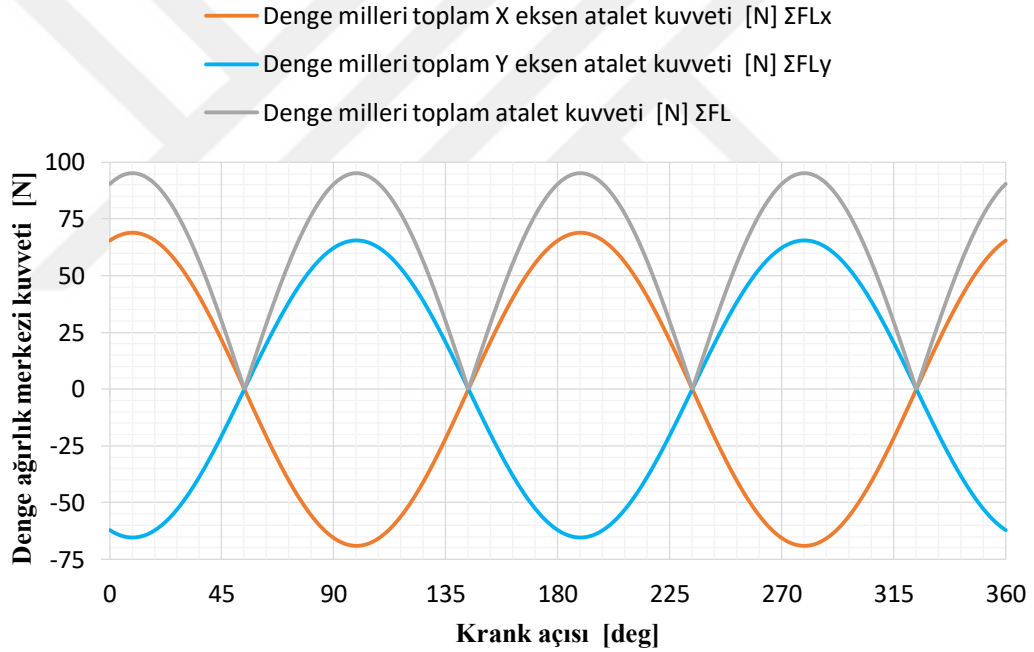
$$\Sigma F_{LY} = F_{LEY} + F_{LTY} \quad (5.12)$$

Toplama işlemi neticesinde oluşan (5.11) numaralı (5.12) numaralı denklemler ile tanımlanan ΣF_{LX} ve ΣF_{LY} kuvvetleri motorun ana eksenlerine istikametine etkirler. Şekil 5.7'deki gösterim yeri koordinat merkezinin orijini olmasına rağmen gerçekte kendisini oluşturan kuvvetlerin değişim miktarınca kordinat sistemi üzerinde farklı yerlerde bulunabilir. Her iki eksene paralel oluşan Lanchester atalet kuvvetleri ΣF_{LX} , ΣF_{LY} toplanmadan önce ana eksenlere çakıştırıldığından dolayı eksenler ile olan S_{LEX} , S_{LEY} , S_{LTX} , S_{LTY} mesafeleri sebebi ile moment farkı ΣM_L sisteme eklenmiştir. Bu sebepten dolayı toplam Lanchester atalet kuvvet çifti koordinat sisteminin orijinine yerleştirilmiştir. Böylelikle birbiri ile çakışmadığı halde F_{LEX} F_{LTX} ve F_{LEY} F_{LTY} kuvvetleri sanki tek bir doğru üzerindeymişcesine X ve Y eksenleri üzerinde toplanabilirler. ΣF_{LX} ve ΣF_{LY} kuvvetleri nihayetinde kartezyen sistemin X ve Y

eksenleri üzerinde oldukları için tekrar toplanmaları neticesinde toplam bileşke kuvvet bulunmuş olur. Kuvvetler birbirlerine dik olduklarından kartezyen toplama işlemi yapılmalıdır.

$$\Sigma F_L = \sqrt{\Sigma F_{LX}^2 + \Sigma F_{LY}^2} \quad (5.13)$$

(5.13) numaralı ΣF_L kuvveti ifadesi Lanchester denge millerinin toplam doğrusal atalet kuvvetidir. Lanchester denge mekanizmasının nihai üretmiş olduğu bu kuvvet sadece önceden belirlenmiş olan tek bir yöne doğru artıp azalmaktadır. $n_K = 850$ d/dk $\gamma_{LE} = 2$ $\gamma_{LT} = -2$ $L_{LE} = 0,03$ m $L_{LT} = 0,03$ m $\varphi_{LE} = 44^\circ$ $\varphi_{LT} = 179^\circ$ $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^\circ$ $\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^\circ$ $R_{Ld} = 0,02$ m $m_L = 0,075$ kg değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.8. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvvetleri grafiği

Şekil 5.8'deki grafikte görünen açık yeşil ΣF_{LX} ve açık mavi ΣF_{LY} renkli eğriler ile gösterilen atalet kuvvetleri sırası ile motorun ana koordinat sisteminin X ve Y eksenlerinin doğrultusundadırlar. Grafikteki gri renk ile çizilmiş olan (5.13) numaralı ΣF_L bileşke kuvveti denklemi karekök içerisinde olduğundan sonucu daima artı değerde çıkmaktadır. Kuvvetin yönünün bulunabilmesi için kendisini doğuran birbirine dik iki kuvvetin bileşkesinin yönünün bulunması gerekmektedir. Bileşke

kuvvetin yönü φ_{LF} bütün bir daireyi kapsadığından Atn fonksiyonu yerine $Atn2$ fonksiyonunu kullanılmalıdır. Öyleyse,

$$\varphi_{LF} = Atn2(\Sigma F_{LX} | \Sigma F_{LY}) \quad (5.14)$$

$$0^0 \leq \varphi_{\Sigma FL} < 360^0 \quad (5.15)$$

ifadesi bulunur. φ_{LF} değeri ileride yapılacak olan hesaplamalar ve grafik çizimlerinde kullanılacağı için (5.14) denklemini oluşturan $Atn2$ fonksiyonunun çıkış tanım aralığı sürekliliğini sağlamak adına (5.15)'deki gibi olmalıdır.

5.3.1.1. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvvetinin parametreler ile ilişkisi

Bölüm 5.3.1'de hesaplanmış olan Lanchester denge milleri toplam doğrusal atalet kuvveti ΣF_L büyüklüğü, R_{Ld} m_L $\Delta\varphi_{LdE}$ $\Delta\varphi_{LdT}$ şeklinde dört adet parametreye bağlıdır. Bu büyüklüklerden ilki olan ΣF_L 'nin denklemini oluşturan parametreler geriye doğru takip edilmelidir.

$$\Sigma F_L = \sqrt{\Sigma F_{LX}^2 + \Sigma F_{LY}^2} \quad (5.13)$$

Yukarıdaki (5.13) numaralı denkleme erişilir. İfadeyi oluşturan ΣF_{LX} ve ΣF_{LY} denklemlerinin birbirinin benzeri parametrelere sahip olmaları dolayısı ile sadece ΣF_{LX} denklemi içerisindeki parametreleri geriye doğru takip edilmelidir.

$$\Sigma F_{LX} = F_{LEX} + F_{LTX} \quad (5.11)$$

Ulaşılan (5.11) numaralı denklemi oluşturan F_{LEX} ve F_{LEY} denklemleride birbirlerinin benzeri parametrelere sahip oldukları için sadece F_{LEX} denklemi içerisindeki parametreleri geriye doğru takip edilmelidir.

$$F_{LEX} = m_L \cdot a_{LEX} \quad (5.5)$$

(5.5) numaralı F_{LEX} kuvvet ifadesini oluşturan a_{LEX} ivme parametresinin (3.23) numaralı denklemi açık yazılırsa,

$$a_{LEX} = -4\omega_K^2 \cdot R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.23)$$

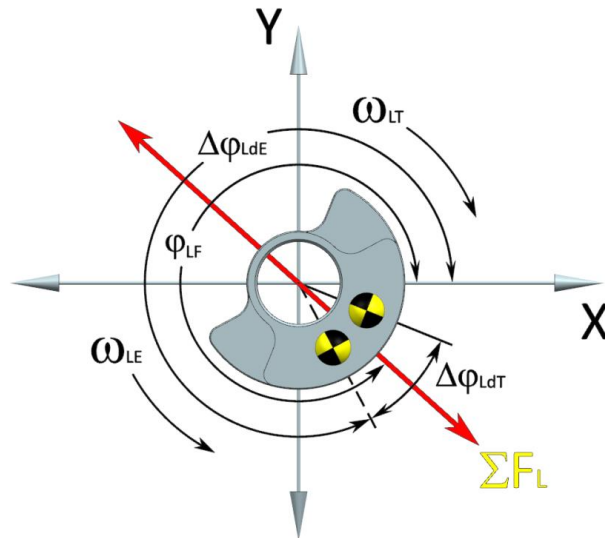
$$F_{LEX} = m_L \cdot \left(\underbrace{-4\omega_K^2}_{(5.16a)} \cdot R_{Ld} \cdot \cos \left(\underbrace{2\omega_K \cdot t}_{(5.16b)} + \underbrace{\Delta\varphi_{LdE}}_{(5.16c)} \right) \right) \quad (5.16)$$

(5.16) numaralı F_{LEX} kuvvetinin açık denklemi içindeki parametreler bulunur. Denklemi oluşturan (5.16a) numaralı ifade içindeki ω_K krank açısal hızı F_{LEX} kuvvetini üstel oranda artırmasına rağmen dengelenecek olan ikincil atalet kuvvetinide aynı oranda artırdığından dolayı etkisiz parametre olarak kabul edilir.(5.16c) numaralı ifadeyi teşkil eden $\Delta\varphi_{LdE}$ parametresi trigonometrik kısmı artıran veya eksiltten sabit bir değer gibi görünmesine rağmen yanında (5.16b) numaralı toplam vaziyetinde bulunan $2\omega_K \cdot t$ değişkeninin trigonometrik ifadeyi $-1 \leq \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \leq 1$ arasında zamana karşı değiştirdiği için kuvvet artırma adına etkisiz elemana dönüşür. (5.16) numaralı denklemi oluşturan R_{Ld} , m_L parametreleri çarpım vaziyetinde bulundukları için F_{LEX} kuvveti ile doğru orantılıdırlar.

$$F_{LEX} \propto m_{Ld} \cdot R_{Ld} \quad (5.17)$$

Yukarıda yapılan (5.16) numaralı matematiksel çıkarım sonucunda, denge hesaplamaları sırasında kuvvet büyüklüğünü değiştirmek için sadece R_{Ld} veya m_L parametrelerinin kullanılabileceği görülmektedir.

5.3.1.2. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti tepe noktasının krank faz farkı ile ilişkisi



Şekil 5.9. Lanchester denge millerinin çakışık eksen üzerinde parametre gösterimi

Şekil 5.9’da krank açısının sıfır derece olduğu durumda Lanchester denge millerinin birbirlerine göre açısal konumları $\Delta\varphi_{LdT}$ ’dir. Her iki denge mili birbirine zıt hareket ettikleri için aralarındaki $\Delta\varphi_{LdT}$ başlangıç faz açısı bir süre sonra $\Delta\varphi_{LdT} = 0^0$ olacaktır. Bu an içinde her iki denge milinin ağırlık merkezleri toplam Lanchester doğrusal atalet kuvveti etkiye açısı φ_{LF} üzerinde bulunurlar. Şekil 5.9’da görüldüğü gibi her bir Lanchester denge mili $\Delta\varphi_{LdT}$ açısının yarısını kat eder. Bu süre içinde krank sıfır derece açıdan, toplam doğrusal atalet kuvvetinin tepe değeri esnasına kadar φ_{KLF} derece SYT hareket etmiş olur. Her iki denge milinin ağırlık merkezlerinin açısal konumun aynı açıda olduğu φ_{LF} açısı, ΣF_L toplam atalet kuvvetinin en büyük (ΣF_{La}) olduğu açıdır. Krank ile denge milleri arasında iki $T_{LK} = 2$ misli tahvil oranı olduğu için her iki büyüklük arasındaki ilişki,

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.18)$$

şeklinde yazılabilir. Bulunan (5.18) numaralı denklem yardımı ile istenilen φ_{KLF} krank faz açıklığında Lanchester denge millerinin doğrusal atalet kuvvetinin en büyük olduğu (ΣF_{La}) ana ayar edilebilir. Böylelikle krank biyel mekanizmasının üretmiş olduğu toplam atalet kuvvetinin en büyük olduğu krank açısı θ_K bilindiğinde, Lanchester karşı denge atalet kuvvetinin bu krank açıklığına ayar edilebilmesi için doğrudan tek bir parametre ile müdahale etme kolaylığı sağlanmış olur.

5.3.1.3. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti etkiye yönünün parametreler ile ilişkisi

Lanchester denge millerinin toplam doğrusal atalet kuvvetinin daima aynı doğrultuda (φ_{LF}) olduğu Bölüm 3’te belirtilmişti. Şekil 5.2’deki Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu toplam atalet kuvvetinin (ΣF_L), etkiye doğrultusu (φ_{LF}), dengelenmesini istediğimiz krank biyel mekanizmasının toplam kuvvetinin (ΣF) en büyük olduğu açıya paralelleştirmeye yaramaktadır.

Şekil 5.9’da krank açısının sıfır derece olduğu durumda KEY-Lanchester denge milinin X eksen istikametine göre açısal konum $\Delta\varphi_{LdE}$ derece dir. KEY-Lanchester denge mili φ_{LF} açısına vardığında krankta φ_{KLF} açısal konumunda olacağından aralarındaki ilişki Şekil 5.9’dan,

$$\varphi_{LF} = \Delta\varphi_{LdE} + \frac{1}{2}(\Delta\varphi_{LdT}) \quad (5.19)$$

kolayca bulunabilir. (5.18) numaralı denklem (5.19) numaralı denklem içindeki $\Delta\varphi_{LdT}$ parametresi cinsinden yazılırsa,

$$\varphi_{LF} = \Delta\varphi_{LdE} + 2 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.20)$$

şekline gelir (5.20) numaralı denklem düzenlenirse,

$$\Delta\varphi_{LdE} = \varphi_{LF} - 2 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.21)$$

halini alır. (5.21) numaralı denklem yardımı ile Lanchester denge millerinin istenilen toplam atalet kuvveti etkime açısı φ_{LF} için KEY-Lanchester denge milinin krank sıfır derecede iken olması gereken başlangıç ayar konumu ($\Delta\varphi_{LdE}$) bulunmuş olur. (5.21) numaralı denklem φ_{LF} haricinde krank faz açısı (φ_{KLF}) parametresine de bağlıdır. $\varphi_{LF} = 316,46^0$ $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ için KEY-Lanchester mili başlangıç açısı ve KTY-Lanchester mili başlangıç açısını hesaplamak için ilkin (5.18) numaralı denklemden $\Delta\varphi_{LdT}$ değeri bulunur.

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.18)$$

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot 9,06^0 = 36,24^0 \quad (5.22)$$

Krankın $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ de olduğu an Lanchester denge milleri atalet kuvvetinin en büyük tepe değerinde olması için her iki denge milinin birbirine zıt dönen ağırlık merkezleri üst üste olmaları gerekir. Şekil 5.9'dan Lanchester denge mekanizmasının ayar kuralına göre, krank açısı sıfır derecede olduğunda denge milleri arasındaki başlangıç ayar açısı $\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^0$ olması gerekir. Aynı şekilde $\Delta\varphi_{LdE}$ KEY-Lanchester denge mili başlangıç ayar açısının bulunabilmesi için (5.21) numaralı denkleme $\varphi_{LF} = 316,46^0$ $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ değerleri yazılır.

$$\Delta\varphi_{LdE} = 316,46^0 - 2 \cdot 9,06^0 = 298,34^0 \quad (5.23)$$

Böylece Lanchester denge millerinin atalet kuvveti salınım açısının $\varphi_{LF} = 316,46^0$ olması ve aynı zamanda atalet kuvvetinin en büyük tepe değerine ulaştığında krankın $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ açıda bulunması için gereken KEY-Lanchester denge mili başlangıç açısısal konumu $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^0$ olarak bulunur.

5.3.1.4. Lanchester denge milleri toplam atalet kuvveti frekansının açısal dönüş hızı ile ilişkisi

Lanchester denge millerinin tam bir turunda ağırlık merkezleri de bir tur attığından dolayı toplam atalet kuvveti de aynı şekilde bir defa salınım yapar. Bu durumda denge mekanizmasından istenilen frekans, dönüş hızı ile bire bir doğru orantılıdır.

$$f_L = \omega_{LE} / 2\pi \quad (5.24)$$

Bölüm 6.1.3'de yapılan hesaplamalar neticesinde Şekil 6.21'de krank biyel mekanizmasının toplam atalet kuvvetinin (ΣF), grafiği çizdirilmiştir. Bahsi edilen grafiğe göre Krankın bir tur dönmesine karşılık toplam kuvvet iki defa salınmıştır. Bu sebeplerden dolayı Lanchester denge milleri ile krank arasında $T_{LE} = 2$ ve $T_{LT} = -2$ kat tahvil oranı vardır.

5.3.2. Lanchester denge millerinin toplam momenti

KEY-Lanchester denge mili momenti M_{LE} ile KTY-Lanchester denge mili momenti M_{LT} toplandığında; Lanchester denge millerinin üretmiş oldukları (5.25) numaralı toplam moment denklemi ΣM_L bulunmuş olur.

$$M_{LE} = F_{LEX} \cdot S_{LEY} + F_{LEY} \cdot S_{LEX} \quad (5.7)$$

$$M_{LT} = F_{LTX} \cdot S_{LTY} + F_{LTY} \cdot S_{LTX} \quad (5.10)$$

$$\Sigma M_L = M_{LE} + M_{LT} \quad (5.25)$$

Lanchester denge millerinin toplam moment ifadesi içerisindeki kuvvet değişkenleri ($F_{LEX}, F_{LEY}, F_{LTX}, F_{LTY}$), motorun kuvvet dengesi yapıldığı sırada ayar edildiği için moment dengesi sırasında kuvvet değerleri sabit tutulmalıdır. Moment dengesi sadece KEY-Lanchester denge millerinin konumlarını ($S_{LEX}, S_{LEY}, S_{LTX}, S_{LTY}$) değiştirmek kaydı ile yapılmalıdır. Yukarıdaki dört farklı değişkenin bağlı bulundukları parametreleri görebilmek için Bölüm 3.1'deki (3.9), (3.10), ve (3.19), (3.20) numaralı Lanchester denge millerinin ağırlık merkezi ifadeleri incelenmelidir.

$$S_{LEX} = L_{LE} \cdot \cos(\varphi_{LE}) + R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.9)$$

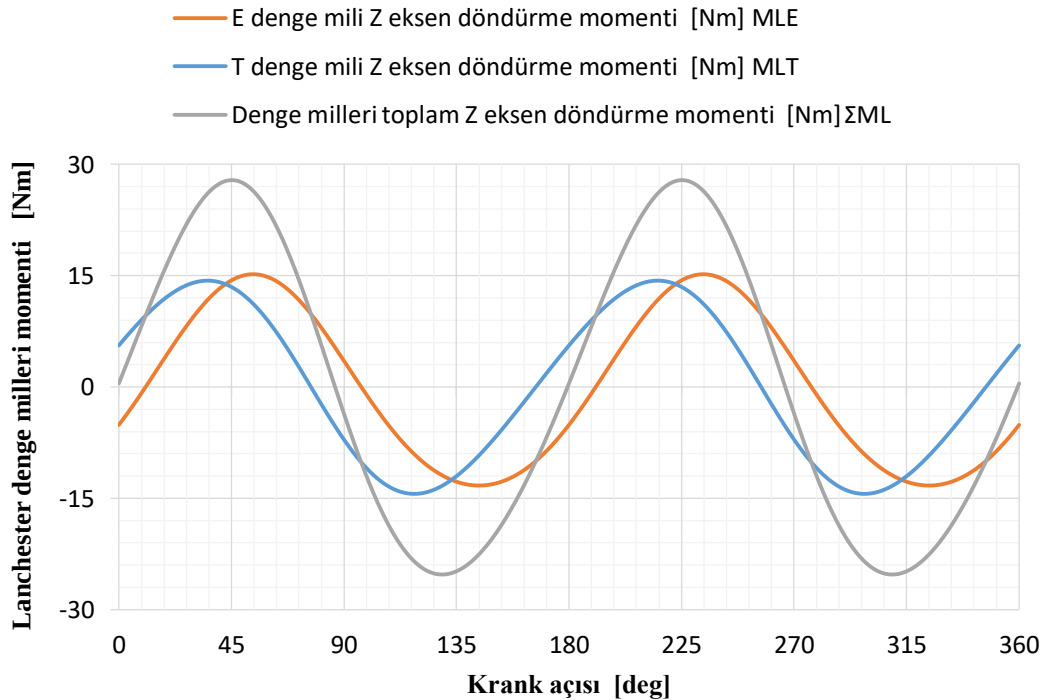
$$S_{LEY} = L_{LE} \cdot \sin(\varphi_{LE}) + R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdE}) \quad (3.10)$$

$$S_{LTX} = L_{LT} \cdot \cos(\varphi_{LT}) + R_{Ld} \cdot \cos(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdT}) \quad (3.19)$$

$$S_{LTY} = L_{LT} \cdot \sin(\varphi_{LT}) + R_{Ld} \cdot \sin(2\omega_K \cdot t + \Delta\varphi_{LdT}) \quad (3.20)$$

Toplam kuvvet dengesi ayar edilirken her bir ifadenin içerisindeki R_{Ld} , $\Delta\varphi_{LdE}$ ve $\Delta\varphi_{LdT}$ parametreleri en iyi dengenin sağlandığı yerde sabit tutuldukları için moment dengesi sırasında kullanılamazlar. L_{LE} ve L_{LT} parametreleri Lanchester denge millerinin merkezden olan uzaklıklarını temsil ederler. Teze konu ikiz V pistonlu motorun elektrik araçlarında mesafe uzatıcı olarak kullanılacağından dolayı denge millerinin her birinin elektrik üreten jeneratör olduğu düşünülmektedir. Hâl böyle olunca elektrik üreteçlerinin motordan dişli ile tahrik alabilecek eşit ve uygun mesafede yerleştirilmeleri gerektiğinden, moment denge ayarı için L_{LE} ve L_{LT} parametrelerini kullanmak mümkün olmamaktadır. Bu sebep ile teze konu motor için φ_{LE} ve φ_{LT} parametreleri Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu toplam momentin ayar edilmesinde kullanılabilecek en uygun parametrelerdir.

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ $T_L = 2$ $L_{LE} = 0,03 \text{ m}$ $L_{LT} = 0,03 \text{ m}$ $\varphi_{LE} = 44^\circ$ $\varphi_{LT} = 179^\circ$
 $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^\circ$ $\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.



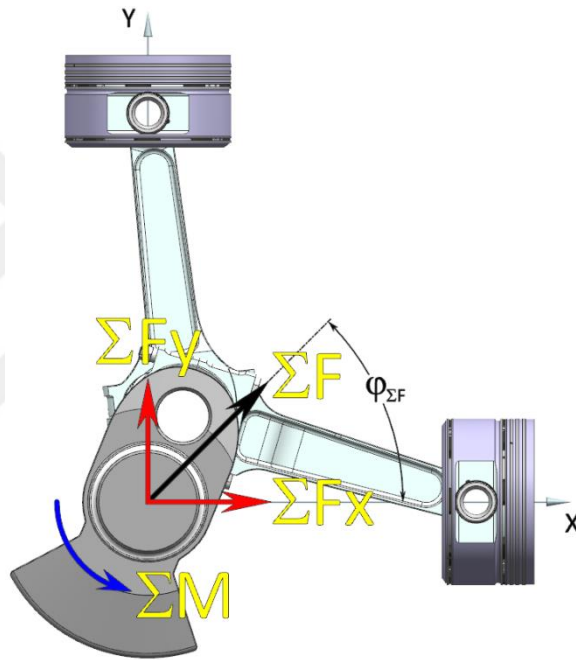
Şekil 5.10. Lanchester denge milleri moment grafiği

Şekil 5.10'daki grafikte gri renk ile çizilmiş olan eğri, Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu toplam momentin krank açısına göre nasıl değiştiğini göstermektedir. Açık mavi ve turuncu renkli eğriler her iki Lanchester denge milinin toplanmadan önceki münferit döndürme momentlerini göstermektedirler.



6. İKİZ V PİSTONLU MOTORUN TOPLAM ATALET KUVVETLERİ

Bu tez çalışması kapsamında motorun nihai hareketinin kaynağı olan gaz kuvvetleri ihmal edilip krankının dışarıdan doğru döndürüldüğü düşünülerek hesaplamalar yapılmıştır. Böylelikle gaz kuvvetleri ile atalet kuvvetleri arasında bir ilişki kurma gereği kalmamıştır. Sonuçta gaz kuvvetleri titreşimi ayrı bir araştırma konusu yapılabilecek derecede geniş bir konudur.

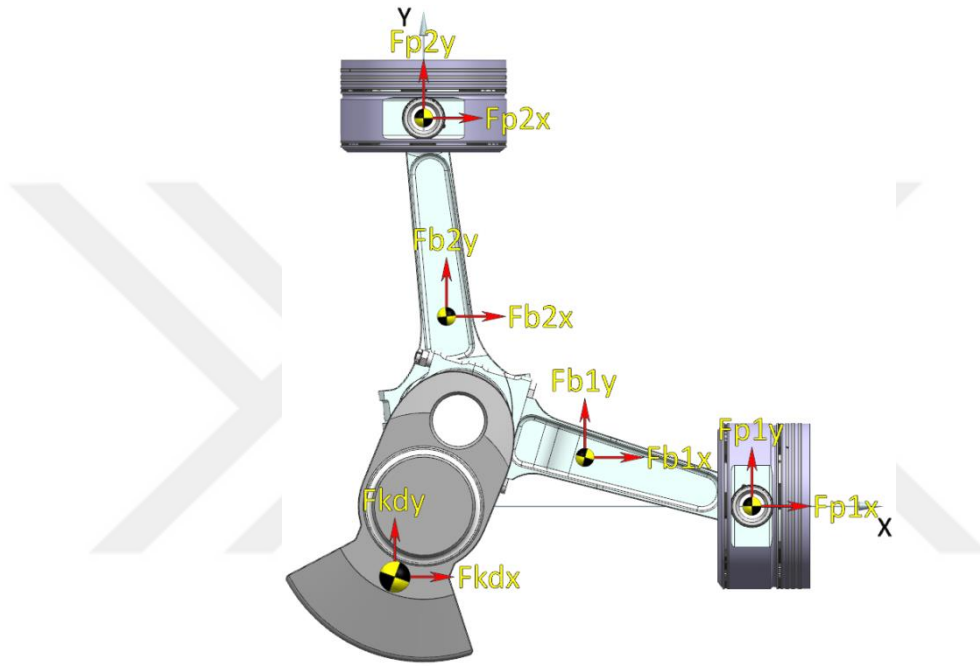


Şekil 6.1. Lanchester mekanizması olmayan ikiz V pistonlu motora etki eden toplam atalet kuvvetleri

Şekil 6.1'deki Lanchester denge mekanizması olmayan ikiz V pistonlu motoru oluşturan hareketli her bir parçanın ayrı ayrı birincil atalet kuvvetlerinin toplanması sonucunda motora etki eden toplam kartezyen kuvvet ($\Sigma F_x, \Sigma F_y$) ve toplam moment (ΣM) değerleri bulunur. Bölüm 2 ve 4'de üretilen kinematik ve dinamik denklemlerde, krank açısı (θ_K) ortak parametre kabul edildiğinden, toplanmaları sırasında herhangi bir eşgüdüm sorunu yaşanılmamaktadır. Aynı şekilde her bir parça bir diğeri ile kuvvet ilişkisi yerine sadece konum ilişkisi kuruyormuş gibi düşünüldüğünden ve mafsal merkezlerindeki konumların eşitliği durumu göz önünde bulundurulduğundan hız ve ivme hesaplamalarında bilinen bir taraf için bilinmeyen

tarafı çok rahat bir şekilde diğeri cinsinden bulup çıkarmak mümkün olabilmektedir. Şekil 6.1'deki motoru oluşturan hareketli parçaların her birinin mevcut kütlesi, hareketi ve şeklinden kaynaklı atalet kuvvetleri, kinematik ve dinamik hesaplamalar vasıtası ile kendi içinde çözümlenmiştir. Bu sebepten dolayı hesaplamalar sırasında herhangi bir şekilde kütle indirgenmesi işlemi yapılmasına gerek kalmamıştır.

6.1. İkiz V Pistonlu Motorun Toplam Atalet Kuvveti



Şekil 6.2. İkiz V pistonlu motora etki eden atalet kuvvetleri

Şekil 6.2'de pistonların sırası ile oluşturmuş oldukları F_{P1X} , F_{P1Y} , ve F_{P2X} , F_{P2Y} kuvvetleri, krank ve piston kollarının üretmiş oldukları F_{KdX} , F_{KdY} , F_{B1X} , F_{B1Y} , F_{B2X} , ve F_{B2Y} kuvvetleri ile ilgili eksenler üzerinde çakışıyormuşçasına toplanıp, Şekil 6.1'de görüldüğü gibi motor gövdesine iletilen toplam kuvvet çifti,

$$\sum F_X = F_{KdX} + F_{P1X} + F_{P2X} + F_{B1X} + F_{B2X} \quad (6.1)$$

$$\sum F_Y = F_{KdY} + F_{P1Y} + F_{P2Y} + F_{B1Y} + F_{B2Y} \quad (6.2)$$

şeklinde bulunmuş olur. Yukarıdaki (6.1) ve (6.2) numaralı denklemler, Lanchester denge mekanizması olmayan ikiz V pistonlu motorun krank ana yatak merkezinde farzedilen her bir eksen istikametine denk gelen toplam kuvvetlerini ($\sum F_X$, $\sum F_Y$) verir. Bu kuvvetlerin her biri ana eksen takımı üzerinde oldukları için tekrar toplanmaları

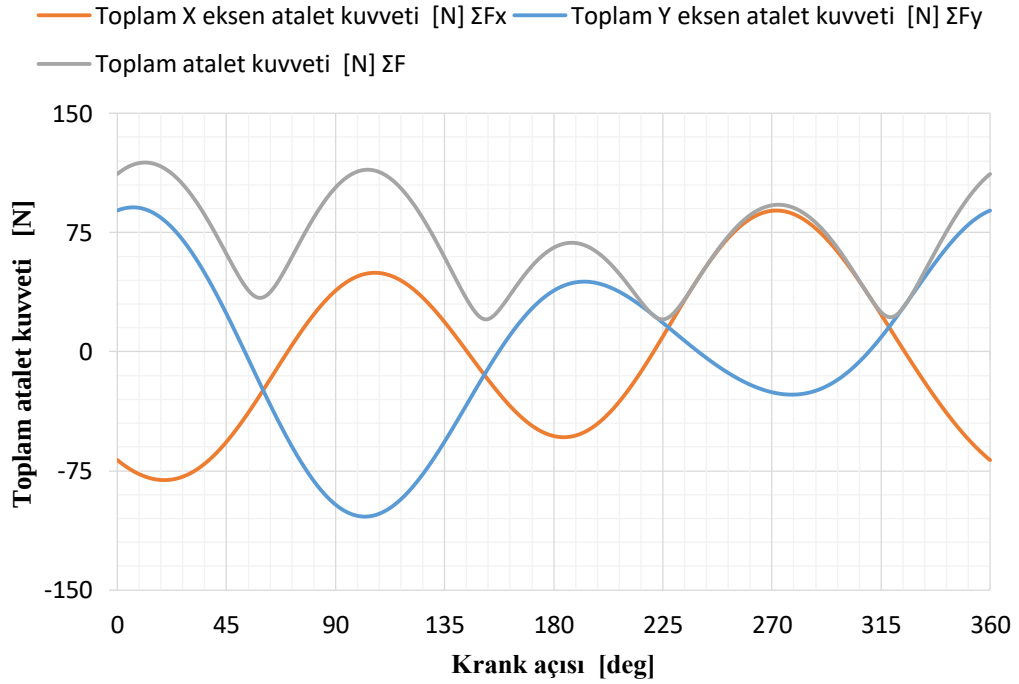
gerekmektedir. Toplama işlemi neticesinde motorun bütününe etkileyen bileşke kuvvet¹¹ (ΣF) bulunmuş olur. Birbirine 90^0 dik olan bu iki kuvvetin bileşkesini bulmak için kartezyen toplam yapılırsa,

$$\Sigma F = \sqrt{\Sigma F_X^2 + \Sigma F_Y^2} \quad (6.3)$$

denklemini elde edilir. (6.3) numaralı denklem karekök içerisinde olduğundan sonuç daima artı olacaktır. Aynı zamanda iki eksen üzerindeki iki kuvvetin ($\Sigma F_X, \Sigma F_Y$) bileşkesi tek bir kuvvet (ΣF) haline döndüğünden bu ifade kuvvetin yönü bilgisine de sahip değildir. Motorun gövdesini etkileyen yukarıdaki (6.3) numaralı toplam kuvvetin ifadesi, bağlı bulunduğu parametreler ile ilişkili fonksiyon tarzında yazılırsa,

$$\Sigma F(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}) = \sqrt{\Sigma F_X^2 + \Sigma F_Y^2} \quad (6.4)$$

şeklini alır. (6.4) numaralı toplam kuvvet denklemi sekiz adet parametreye sahiptir $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ ve Bölüm 6.1.3’de hesaplanmış olan $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^0$ AYK değerleri için çizilen grafik aşağıdaki gibidir.

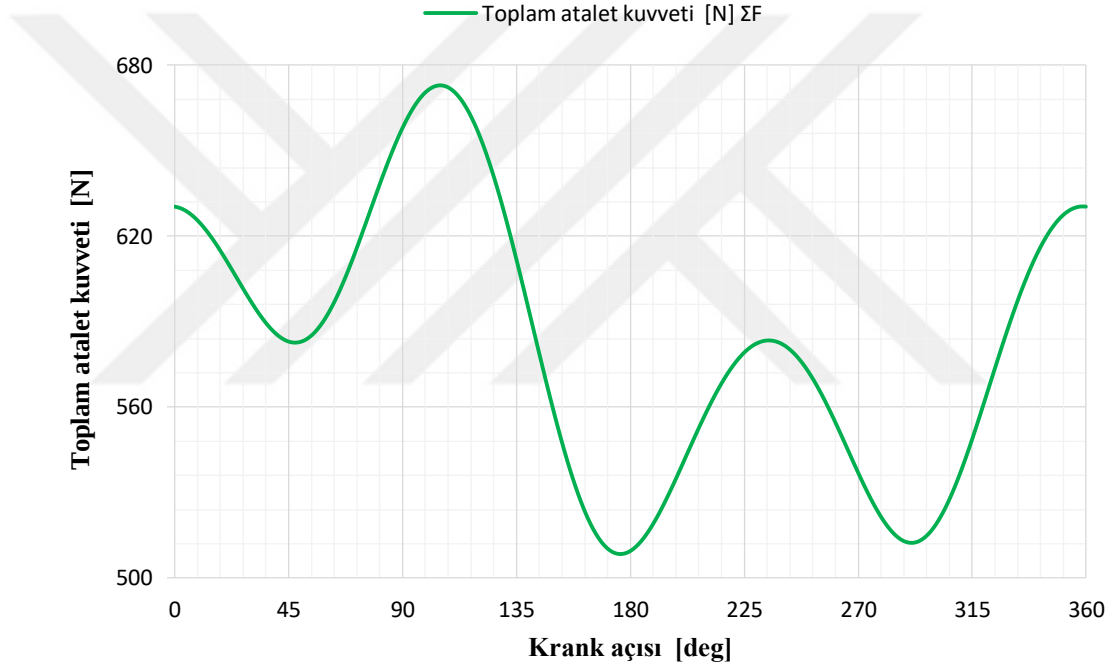


Şekil 6.3. Krank ile dengelenen ikiz V motorun toplam kuvvetleri grafiği

¹¹ İkincil kuvvet

6.1.1. İkiz V pistonlu motorun krank ile dengelenmediği haldeki toplam atalet kuvveti

Krank dengelemesinin önemini anlamak adına denklem (6.4)'deki sekiz adet parametrenin bazılarını devre dışı bırakarak motorun krank ile dengelenmediği yapay bir durum oluşturulabilir. Krank dengelemesinin olmaması için $m_K = 0 \text{ kg}$ veya $R_{Kd} = 0 \text{ m}$ şartlarından en az birinin sağlanması durumunda φ_{Kd} değeride işe yaramaz hale gelecektir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için krank ağırlığının olmadığı halde toplam atalet kuvvetleri grafiği aşağıdaki gibidir.



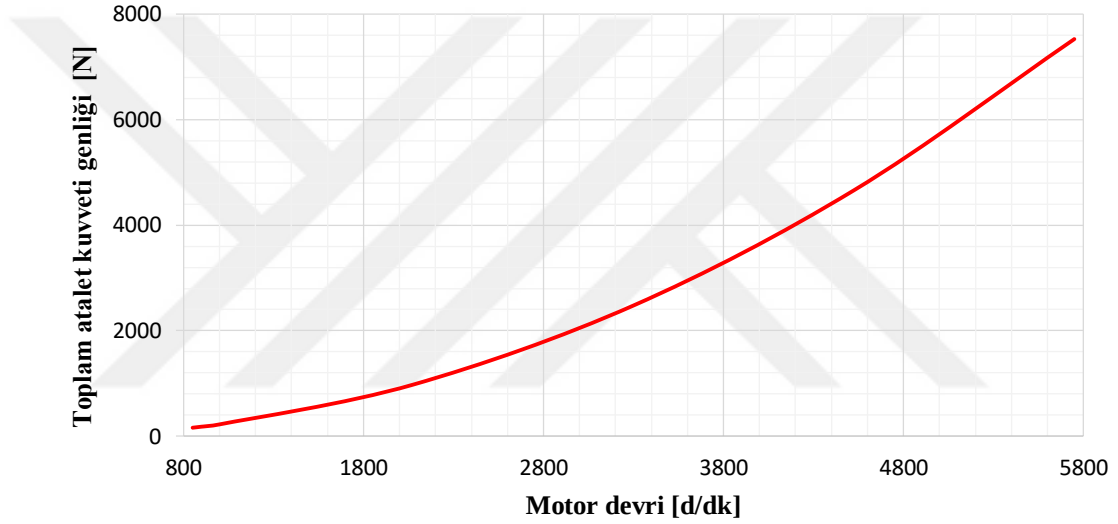
Şekil 6.4. Krank tarafından dengelenmeyen motorun krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.4'de rolanti devrinde çalışan teze konu ikiz V pistonlu motorun krank dengeleme ağırlığının olmadığı durumdaki toplam atalet kuvveti ($\Sigma F(\omega_K \cdot t)$) eğrisi görünmektedir. Rolanti devri için eğrinin azami ve askari tepe değerleri farkı $\Sigma F_a = 164,45 \text{ N}$ gelirken azami motor devri $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 7524,4 \text{ N}$ gelmektedir. heriki devir aralığını dört eşit parçaya bölünürse, $n_K = 2075 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 980,01 \text{ N}$ $n_K = 3300 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 2478,7 \text{ N}$ $n_K = 4525 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 4660,5 \text{ N}$ ara değerleri bulunabilir. Bulunan bu beş değer bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 6.1. Motor devirlerine göre krank dengesiz motorun toplam atalet kuvvet genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣF_a [N]
850	164,45
2075	980,01
3300	2478,7
4525	4660,5
5750	7524,4

Yukarıdaki Tablo 6.1’den faydalanılarak oluşturulan motor devrine karşılık gelecek toplam kuvvet genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.5. Krank tarafından dengelenmeyen motorun krank devrine göre atalet kuvveti genliği grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.5’de krank tarafından dengelenmeyen ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam kuvvet genliğinin ($\Sigma F_a(n_K)$) motor devrine göre eğrisi görünmektedir. Bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında,

$$\Sigma F_a = 0,0002276 \cdot n_K^2 \quad (6.5)$$

$$R = 0,999 \quad (6.6)$$

şeklinde doğruluk yanaşımı; eşitlik (6.6)’da olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (6.5) numaralı denklem, krank ile dengelenmemiş bir motorun krank devrine bağlı toplam

atalet kuvvetlerinin ampirik ifadesidir. Denkleme göre, krank devrine karşılık toplam atalet kuvveti, devrin karesi oranınca artmaktadır.

6.1.2. İkiz V pistonlu motorun kuvvet dengesinin SYK ile optimize edilmesi

Teze konu ikiz V pistonlu motorun vermesi istenilen sürekli güç için tezin dışındaki termodinamik ve yapısal hesaplamaları sonucunda elde edilmiş olan azami motor devri, piston çapı ve strokundan yola çıkılarak elde edilen krank biyel mekanizmasının hareketli parçalarının kütleleri ve bu kütlelerden oluşan net dengelemesiz toplam kuvvet Bölüm 6.1.1’de konu edilmiştir Dengelenmesi istenen bu kuvvetin simetriği üretildiği takdirde istenmeyen titreşimler sönümlenmiş olurdu. Ne var ki daha önceki Bölüm 2’de bahsi edilen piston kolu uzunluğuna bağlı olarak pistonun hareketinin safi sinüzidal harekette olmayışından dolayı bu işlem tam simetrik olamayacağı için belirli bir sınır değeri içinde yığılıp kalmaktadır.

Bölüm 1.4.1’de motorun hareketli parçalarının ürettiği toplam kuvvetin ΣF , en büyük tepe değeri (ΣF_{max}) ile en küçük tepe değeri (ΣF_{min}) arasındaki farkı, toplam kuvvet genliği diye adlandırıp denklem (1.1) de verilmiştir.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Genel anlamda toplam kuvvet genliği ΣF_a motorda ne denli az ise motor o derece dengelidir kabulü ile teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ verileri doğrultusunda simetrik yerleşimli ağırlık merkezine sahip (SYK) bir krank ile en iyi dengeleme yapılabilecek değerlerin bulunabilmesi için (1.1) numaralı toplam kuvvet genliği ifadesinin en küçük olduğu noktanın tespit edilmesi gerekir. ΣF_a denkleminin en küçük değeri ekstremum noktasında olduğu için ifadenin türevinin sıfıra eşit olduğu yer aynı zamanda aranılan en küçük değer noktasıdır. Krank ile denge işlemi sırasında bilinen altı parametre haricinde aranılan m_K ve R_{Kd} iki adet bilinmeyen parametre ile ΣF_a denklemi ayrı ayrı kısmi türevlenip çıkan her bir ifade sıfıra eşitlenirse; Her bir denklemin yerel minumun (ekstremum) noktaları bulunabilir. ΣF_a denklemi ΣF denklemini kapsadığından aynı parametrelere sahiptirler. Bölüm 6.1’de bahsedilmiş olan (6.4) numaralı,

$$\Sigma F(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}) \quad (6.4)$$

denkleminde faydalanılarak ΣF_a denklemi parametreleri ile yazılabilir. Öyleyse,

$$\Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}) \quad (6.7)$$

şekline gelir. (6.7) numaralı denklem motorun herhangi bir devirde çalışırken üretmiş olduğu toplam atalet kuvvetinin genliğini verir. Sekiz adet parametrenin altısı biliniyor olduğu için kalan m_K ve R_{Kd} parametreleri bulunmalıdır. Aranılan bu iki parametre krankın tasarımı gereği (4.3) numaralı denklem ile birbirine ilişkilidir.

$$m_K = 8825 \cdot R_{Kd}^2 \quad (4.3)$$

Krank kütlelerinin belirleyici parametre olmasından dolayı yukarıdaki (4.3) numaralı denklem parametreleri yer değiştirilirse,

$$R_{Kd} = \sqrt{\frac{m_K}{8825}} \quad (6.8)$$

halini alır. (6.8) numaralı denklem vasıtası ile R_{Kd} parametresi m_K ile ifade edilebildiği için (6.7) numaralı toplam atalet kuvvetin genliği denkleminin yerel minimum değerinin bulunabilmesi için sadece m_K parametresinin bulunması yeterli olacaktır. (6.7) numaralı denklemin yerel minimumunun bulunabilmesi için m_K değişkeni ile kısmi türevinin sıfıra eşitlenmesi gerekir.

$$\frac{\delta \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B})}{\delta m_K} = 0 \quad (6.9)$$

Aranılan m_K parametresi ile kısmi türevlenen (6.7) numaralı denklemden (6.9) numaralı bir bilinmeyenli denklem bulunur. Bu ifade yüksek dereceden non lineer trigonometrik denklem olduğundan özel bir çözüm şekline sahip değildir. Bu sebepten çözüm yaklaşık metod yöntemini kullanılarak bulunabilir [15]. İfadeleri oluşturan onlarca iç içe geçmiş yüksek dereceden non lineer trigonometrik fonksiyonların yan yana yazılması ve devamında türevlerinin alınması işlemi meşakkatli olacağından, ifade numerik olarak bilgisayar yardımı ile çözülür. Türev ifadesi için bulunan numerik yapı içinde veriler işletilerek elde edilecek olan çıktılar tekrar yaklaşık çözüm yöntemine girdi olacak şekilde birkaç iterasyon ile sonuca

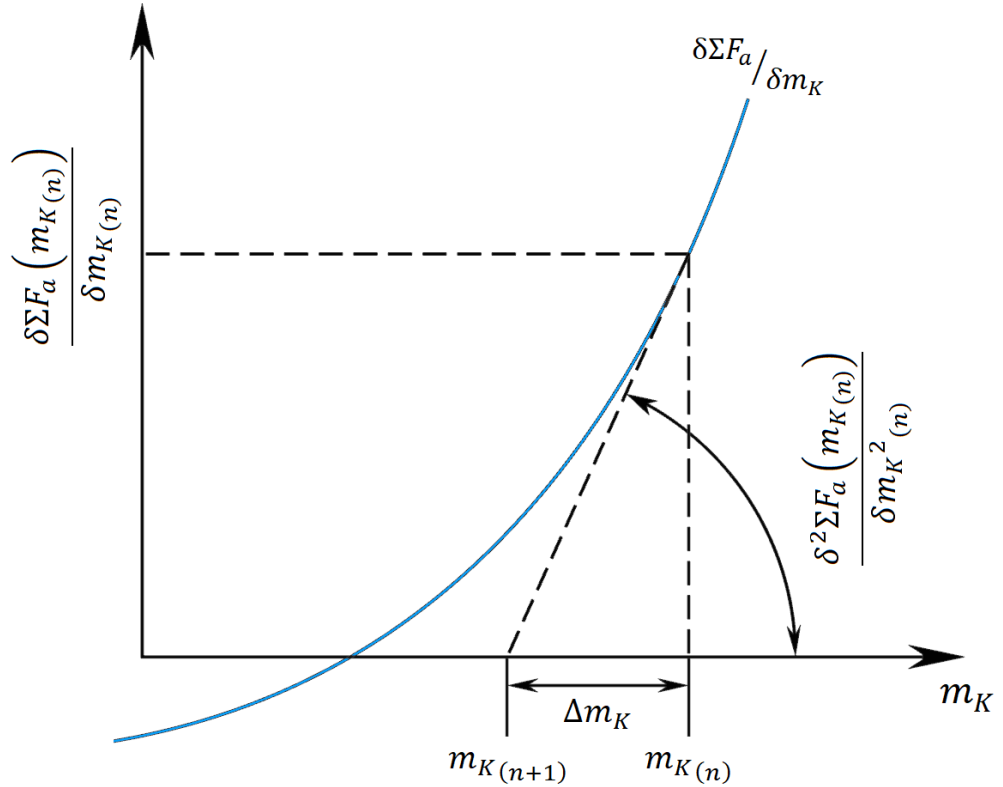
gidilir. Bilgisayarda yapılacak olan numerik işlemler matematiksel olarak ifade edilirse; Yukarıdaki (6.9) numaralı $\delta\Sigma F_a/\delta m_K$ fonksiyonunun yaklaşık metod ile çözümünün bulunması için ifadenin m_K parametresi ile kısmi türevinin alınması gerekir.

$$\frac{\delta^2\Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B})}{\delta m_K^2} \quad (6.10)$$

Kısmi türevi alınan (6.9) numaralı denklem (6.10) numaralı denkleme dönüşür. Bilinen parametreler $\Delta_{PS} = 0,0835$ m $m_P = 0,457$ kg $m_B = 0,737$ kg $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ ve (6.8) numaralı dönüşüm denklemi yazıldığında denklem aşağıdaki gibi tek parametreye bağlı ikinci dereceden kısmi türev ifadesi haline gelir.

$$\delta^2\Sigma F_a\left(m_K, \sqrt{\frac{m_K}{8825}}\right)/\delta m_K^2 \quad (6.11)$$

m_K parametresi ile kısmi türevli (6.9) numaralı denklemin yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.6. Yüksek dereceli $\delta\Sigma F_a/\delta m_K$ nonlineer ifadesinin m_K değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 6.6’da görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma F_a(m_K)/\delta m_K^2$ fonksiyonuna girilen $m_{K(n)}$ birincil iterasyon değeri $m_{K(n)}$ noktası için $\delta \Sigma F_a/\delta m_K$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $m_{K(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\delta \Sigma F_a(m_K)/\delta m_K$ fonksiyonuna girildiğinde Şekil 6.6’daki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta \Sigma F_a(m_{K(n)})/\delta m_K \quad (6.12)$$

(6.12) numaralı fonksiyonun değeri ile Δm_K parametresinin oranı üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan denklem,

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)})/\delta m_K^2 = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)})}{\Delta m_K} \quad (6.13)$$

halini alır. (6.13) numaralı ifade içerisinde iterasyon için gerekli olan Δm_K parametresi çekilirse,

$$\Delta m_K = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)})/\delta m_K}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)})/\delta m_K^2} \quad (6.14)$$

şeklinde iterasyonlar arası Δm_K farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 6.6’dan,

$$\Delta m_K = m_{K(n)} - m_{K(n+1)} \quad (6.15)$$

$$m_{K(n+1)} = m_{K(n)} - \Delta m_K \quad (6.16)$$

bulunur. (6.14) numaralı denklem (6.16) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$m_{K(n+1)} = m_{K(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)})/\delta m_K}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)})/\delta m_K^2} \quad (6.17)$$

şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $m_{K(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur.

Yukarıdaki işlemler neticesinde elde edilen (6.17) numaralı denklem yardımı ile yaklaşık çözüm için gereken iterasyon işlemi $m_{K(1)} = 3 \text{ kg}$ birincil değer ile başlatılırsa,

$$m_{K(2)} = m_{K(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(1)}) / \delta m_K}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(1)}) / \delta m_K^2} \quad (6.18)$$

$$m_{K(2)} = 4 \text{ kg}$$

şeklinde ikinci iterasyon değeri bulunur. Bilgisayar ile yapılan hesaplamaların son adımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

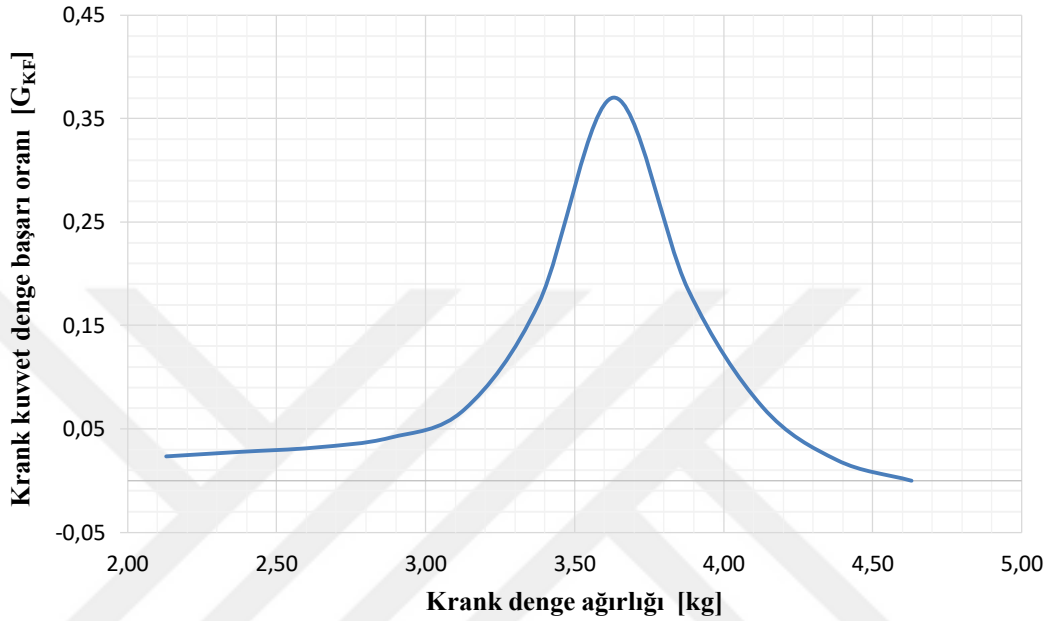
Tablo 6.2. m_K parametresinin en yüksek G_{KF} değeri için bilgisayar ortamındaki yakınsak çözüm tablosu

i	m_K	φ_{Kd}	R_{Kd}	G_{KF}	ΣF_a
1	2,13	180,00	0,015536	0,023076	160,6534
2	2,38	180,00	0,016422	0,028548	159,7535
3	2,63	180,00	0,017263	0,032793	159,0554
4	2,88	180,00	0,018065	0,042326	157,4878
5	3,13	180,00	0,018833	0,069622	152,999
6	3,38	180,00	0,01957	0,17132	136,2749
7	3,63	180,00	0,020281	0,370182	103,5725
8	3,88	180,00	0,020968	0,18481	134,0566
9	4,13	180,00	0,021633	0,071736	152,6514
10	4,38	180,00	0,022278	0,020341	161,1031
11	4,63	180,00	0,022905	0,000249	164,4073
12	4,88	180,00	0,023515	-0,0083	165,8126
13	5,13	180,00	0,02411	-0,0121	166,4377
Δ	0,25	0,01			
aç/kapa	1	0			

Yukarıdaki Tablo 6.2’de i ile isimlendirilmiş olan ilk sütun numerik türev işleminin çözüme yakın bölgedeki adımlarını gösterir. İkinci sütun, aranılan m_K değerinin değişim aralıklarını temsil eder. Üçüncü sütun parametresi sabit kabul edildiğinden türev $aç/kapa$ değeri sıfır şeklinde ayarlanmıştır. Bu sebepten i değişkeni ile değeri değişmez. Dördüncü sütunda (6.8) numaralı fonksiyon gereği R_{Kd} değişkeni ikinci sütundaki m_K değişkeni cinsinden tanımlanır. Beşinci sütundaki G_{KF} krank kuvvet denge başarı oranı kendisinden önceki üç sütun değişkeni tarafından kontrol edilir. G_{KF} değerinin en büyük olduğu aralık bulunana kadar iterasyon işlemine devam edilir. Altıncı sütundaki ΣF_a değeri beşinci sütunla ilişkili olduğu için her ikisinde

ektremum değeri birbiri ile aynı parametre girdisi ile sağlanabilir. Biri en büyük değer sergilerken diğeri en küçük değer sergilemek zorundadır.

Bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan krank ağırlığına (m_K) bağlı krank kuvvet denge başarı oranı (G_{KF}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.7. Krank ağırlığına bağlı SYK krank kuvvet denge başarı oranı grafiği

Aynı işlemlere $\Delta m_K \leq 0,001 \text{ kg}$ şartını sağlanıncaya dek devam edilirse, teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ değerleri için en uygun krank kuvvet dengelemesi yapılabilecek m_K değerleri, beşinci iterasyonda,

$$m_K = 3,63 \text{ kg}$$

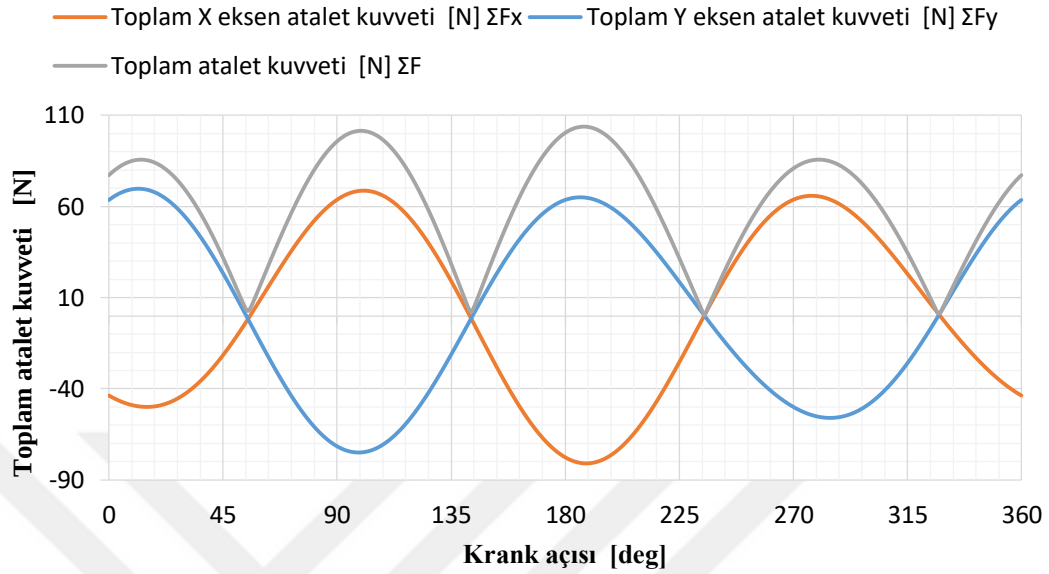
şeklinde bulunmuş olur. $m_K = 3,63 \text{ kg}$ kütleli krankın ağırlık merkezi yarıçapı ise (6.8) numaralı krankın kütlesine bağlı ağırlık merkezi yarıçapı denkleminde,

$$R_{Kd} = \sqrt{\frac{3,63}{8825}} \quad (6.8)$$

$$R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$$

şeklinde bulunur. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$

değerlerine sahip simetrik yerleşimli ağırlık merkezine sahip motorun krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği ($\Sigma F(\omega_K \cdot t)$) aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.8. $m_K=3,63$ kg, $R_{Kd}=20,3$ mm ve $\phi_{Kd}=180^\circ$ simetrik yerleşimli ağırlık merkezli krank ile dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun rölanti devrinde çalışırkenki toplam atalet kuvveti grafiği

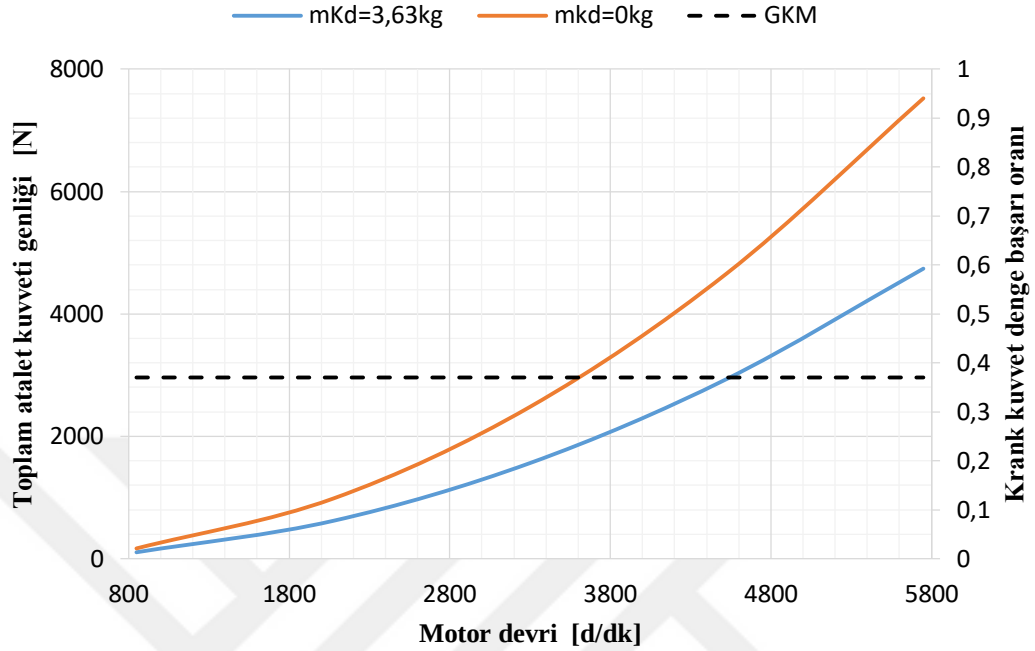
Yukarıdaki Şekil 6.8’de rölanti¹² devrinde çalışan teze konu ikiz V pistonlu motorun, SYK ile en iyi dengelenmiş durumdaki toplam atalet kuvveti eğrisi görünmektedir. Rölanti devri için eğrinin en büyük ve en küçük tepe değerleri farkı $\Sigma F_a = 103,572$ N gelirken azami motor devri $n_K = 5750$ d/dk için $\Sigma F_a = 4739,6$ N gelmektedir. Her iki devir aralığı dört eşit parçaya bölünürse $n_K = 2075$ d/dk için $\Sigma F_a = 617,224$ N $n_K = 3300$ d/dk için $\Sigma F_a = 1561,11$ N $n_K = 4525$ d/dk için $\Sigma F_a = 2935,24$ N ara değerleri bulunabilir. Bulunan bu beş değer bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 6.3. SYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣF_a [N]
850	103,572
2075	617,224
3300	1561,11
4525	2935,24
5750	4739,6

¹² Teze konu ikiz V pistonlu motorun yüksüzken inebileceği en düşük devir.

Yukarıdaki Tablo 6.3'den faydalanılarak elde edilen motor devrine karşılık toplam kuvvet genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.9. SYK ile optimum bir şekilde dengelenen motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği (açık mavi) ve krank ağırlığı olmayan motorun toplam kuvvet genliği (turuncu) grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.9'de SYK ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam kuvvet genliğinin eğrisi görülmektedir. Eğri için bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında,

$$\Sigma F_a = 0,00014335 \cdot n_K^2 \quad (6.19)$$

$$R = 0,999 \quad (6.20)$$

şeklinde doğruluk yaklaşımı; eşitlik (6.20)'de olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (6.19) numaralı denklem, SYK ile optimum şekilde dengelenmiş motorun krank devrine bağlı toplam atalet kuvveti genliğinin (bahsi edilen eğri onlarca denklemi bilgisayar ortamında arka arkaya birbiri içinde işleterek elde edilmiştir.) ampirik denklemdir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun krank ile dengelenmesinden dolayı $n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam atalet kuvveti genliği krank ile dengelenmeyene göre 60,88 N azalırken $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için 2785,8 N azalmıştır. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ değerleri için Bölüm 1.4.1.1'de bahsedilmiş olunan

krank kuvvet denge başarı oranını temsil eden (1.2) numaralı ifade yardımıyla motorun SYK ile dengelendiği durumun başarı oranının değerlendirilmesi yapılabilir.

$$G_{KF} = 1 - (\Sigma F_a(m_K \neq 0) / \Sigma F_a(m_K = 0)) \quad (1.2)$$

(1.2) numaralı krank kuvvet denge başarı oranı ifadesini kapsayan ΣF_a fonksiyonunun değerini bulabilmek için (1.1) numaralı denklemden faydalanmak gerekir.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Yukarıdaki veriler yardımı ile simetrik yerleşimli ağırlık merkezli krank denge ağırlığı varken en büyük ve en küçük atalet kuvveti genlikleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Sigma F_{max}(m_K = 3,63) = 103,813 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_K = 3,63) = 0,24067 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_K = 3,63) = 103,572 \text{ N} \quad (6.21)$$

Benzeri işlemler $m_K = 0 \text{ kg}$ için yapıldığında,

$$\Sigma F_{max}(m_K = 0) = 672,9 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_K = 0) = 508,4 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_K = 0) = 164,4 \text{ N} \quad (6.22)$$

şeklinde bulunur. Yukarıdaki (6.21) ve (6.22) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.2) numaralı denklemde yerine konulup çözümlendiğinde,

$$G_{KF} = 1 - (103,572 \text{ N} / 164,4 \text{ N})$$

$$G_{KF} = \%37,02 \quad (6.23)$$

teze konu ikiz V pistonlu motorun tanımlanmış bütün devir aralıklarında geçerli olan, SYK ile dengelenmiş olduğu krank kuvvet başarı oranı bulunmuş olur. Bulunan bu oransal değer, krank karşı dengelemesinin motorun bünyesini sarsmaya çalışan

toplam atalet kuvvetini $G_{KF} = \%37,02$ oranında düşürdüğü manasına gelmektedir. Yukarıdaki Şekil 6.9'dan anlaşılacağı gibi kesintili siyah çizgiler ile gösterilen krank kuvvet denge başarı oranı G_{KF} her devir için aynı olup değişmemektedir.

6.1.2.1. SYK ikiz V pistonlu motorun toplam kuvvet yönü

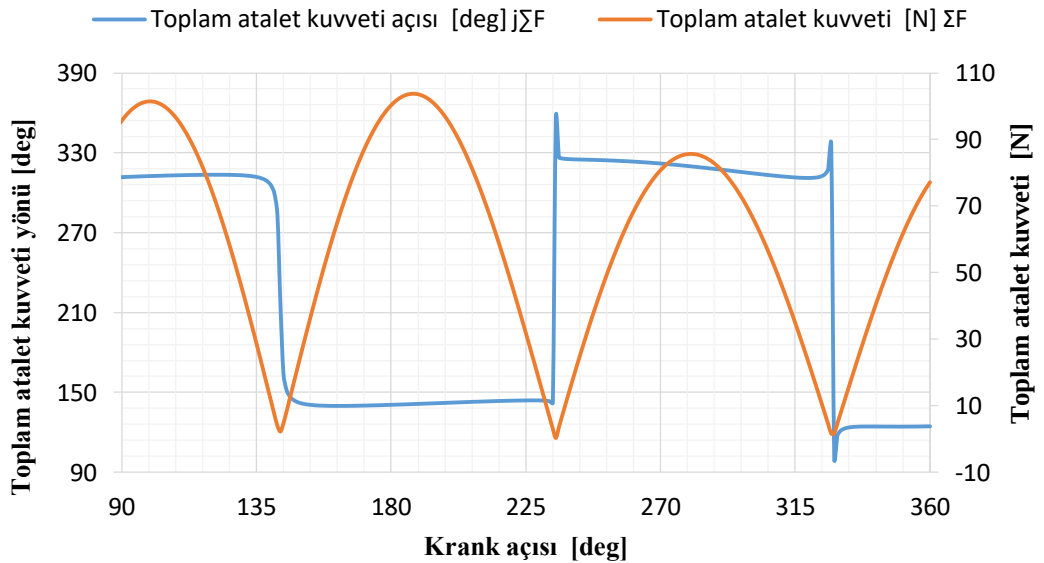
Bölüm 6.1'de bulunan (6.3) numaralı toplam atalet kuvveti ifadesi karekök içerisinde olduğundan sonucun daima artı değerde çıkacağı ve aynı zamanda iki eksen üzerindeki iki kuvvetin $(\Sigma F_X, \Sigma F_Y)$ bileşkesi tek bir kuvvet (ΣF) haline döndüğünden, bu ifadenin kuvvetin yönü bilgisine de sahip olmadığı belirtilmişti. Bu sebep ile krank açısına göre toplam bileşke kuvvetin doğrultusunun ikinci bir ifade ile bulunması gerekmektedir. Öyleyse Şekil 6.1'den,

$$\Sigma F = \sqrt{\Sigma F_X^2 + \Sigma F_Y^2} \quad (6.3)$$

$$\varphi_{\Sigma F} = \text{Atn2}(\Sigma F_X | \Sigma F_Y) \quad (6.24)$$

$$0^\circ \leq \varphi_{\Sigma F} < 360^\circ \quad (6.25)$$

(6.24) denklemi bulunur. $\varphi_{\Sigma F}$ değeri ileride yapılacak olan hesaplamalar ve grafik çizimlerinde kullanılacağı için (6.24) denklemini oluşturan Atn2 fonksiyonunun çıkış tanım aralığı sürekliliğini sağlamak adına (6.25)'deki eşitsizlikteki gibi olmalıdır.

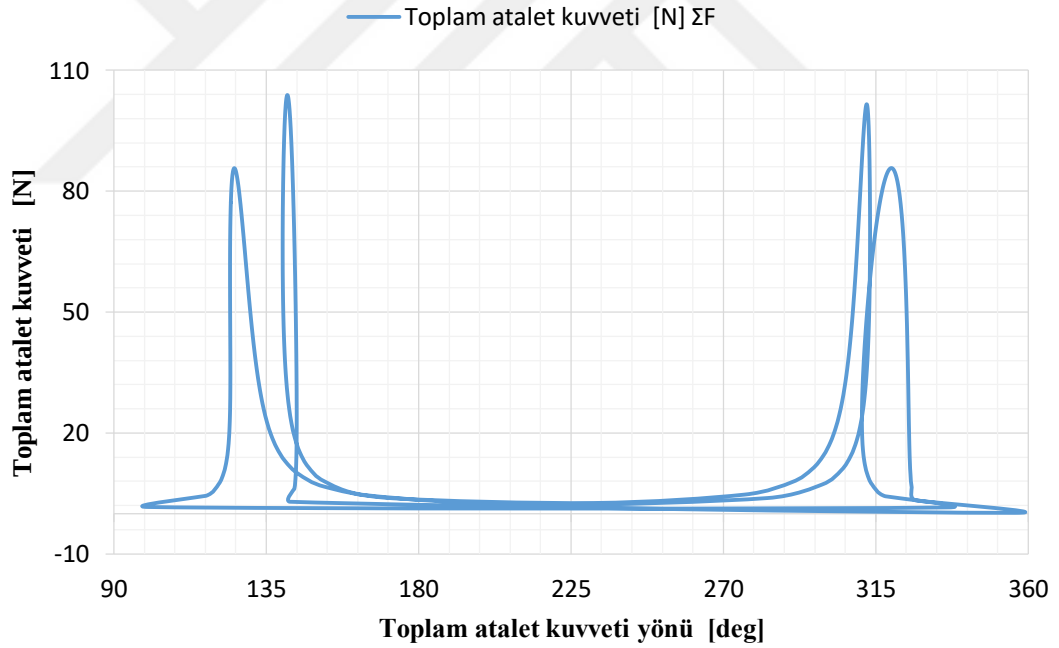


Şekil 6.10. SYK ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti ve doğrultusunun krank açısına göre grafiği

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ değerleri için en iyi dengeleme durumunda hesaplanan $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ krank değerleriyle; toplam atalet kuvveti (ΣF) ve doğrultusunun ($\varphi_{\Sigma F}$) krank açısına göre grafiği yukarıdaki gibidir.

Şekil 6.10'daki grafikte turuncu renk ile çizilmiş olan eğri simetrik ağırlık merkezli kranka sahip ikiz V pistonlu motorun $n_K = 850 \text{ d/dk}$ ile çalışırken üretmiş olduğu toplam atalet kuvvetidir. Aynı grafikteki açık mavi çizilen eğri toplam atalet kuvvetinin etkiye açısını vermektedir. $\theta_K = 234^\circ$ ve $\theta_K = 327^\circ$ krank açıklığında toplam kuvvet yönü ani değişim göstermektedir.

Aynı teknik verilere sahip motorun toplam atalet kuvvetinin (ΣF), toplam atalet kuvveti doğrultusuna ($\varphi_{\Sigma F}$) göre grafiği çizilirse Şekil 6.11'de olduğu gibi görünmektedir.



Şekil 6.11. İkiz V pistonlu motorun $m_K=3,63 \text{ kg}$ krank ile $\varphi_{Kd}=180^\circ$ de %37,02 dengelendiğinde $\Sigma F(\varphi_{\Sigma F})$ toplam atalet kuvvetinin etki yönüne bağlı grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.11'deki simetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip ikiz V pistonlu motorun krank ile dengelendiği halde toplam atalet kuvveti grafiğinin $\varphi_{\Sigma F} = 135^\circ$ ve $\varphi_{\Sigma F} = 315^\circ$ açılara yığıldığı görünmektedir. 135° koordinat sisteminde 315° nin tam karşısında bir doğruyu teşkil edeceğinden motor çalışma sırasında bu doğru üzerinde salınacaktır.

6.1.2.2. SYK ikiz V pistonlu motorun gövde salınımı

Bölüm 6.1’de yapılan hesaplamalar neticesinde her iki ana eksen üzerine düşen toplam atalet kuvvetleri $(\Sigma F_X, \Sigma F_Y)$ (6.1) ve (6.2) numaralı denklemler ile bulunmuştur.

$$\Sigma F_X = F_{KdX} + F_{P1X} + F_{P2X} + F_{B1X} + F_{B2X} \quad (6.1)$$

$$\Sigma F_Y = F_{KdY} + F_{P1Y} + F_{P2Y} + F_{B1Y} + F_{B2Y} \quad (6.2)$$

Yukarıdaki (6.1) ve (6.2) numaralı denklemler yardımı ile motorun gövdesine etki eden eksenel ivmeler bulunabilir.

$$\Sigma F_X = m_m \cdot a_{mX} \quad (6.26)$$

$$\Sigma F_Y = m_m \cdot a_{mY} \quad (6.27)$$

Yukarıdaki (6.26) ve (6.27) motor bloğuna etki eden genel kuvvet denklemlerinin içerisinde motorun gövdesinin X ve Y eksen istikametindeki salınım ivmeleri çekilirse

$$a_{mX} = \Sigma F_X / m_m \quad (6.28)$$

$$a_{mY} = \Sigma F_Y / m_m \quad (6.29)$$

haline gelir. Bulunan (6.28) ve (6.29) numaralı ivme denklemleri zamana (t) göre iki defa integre edilirse, motorun gövdesinin X ve Y eksenlerinde zamana göre hareket etme miktarı bulunmuş olur.

$$\iint a_{mX} dt^2 = \iint (\Sigma F_X / m_m) dt^2 \quad (6.30)$$

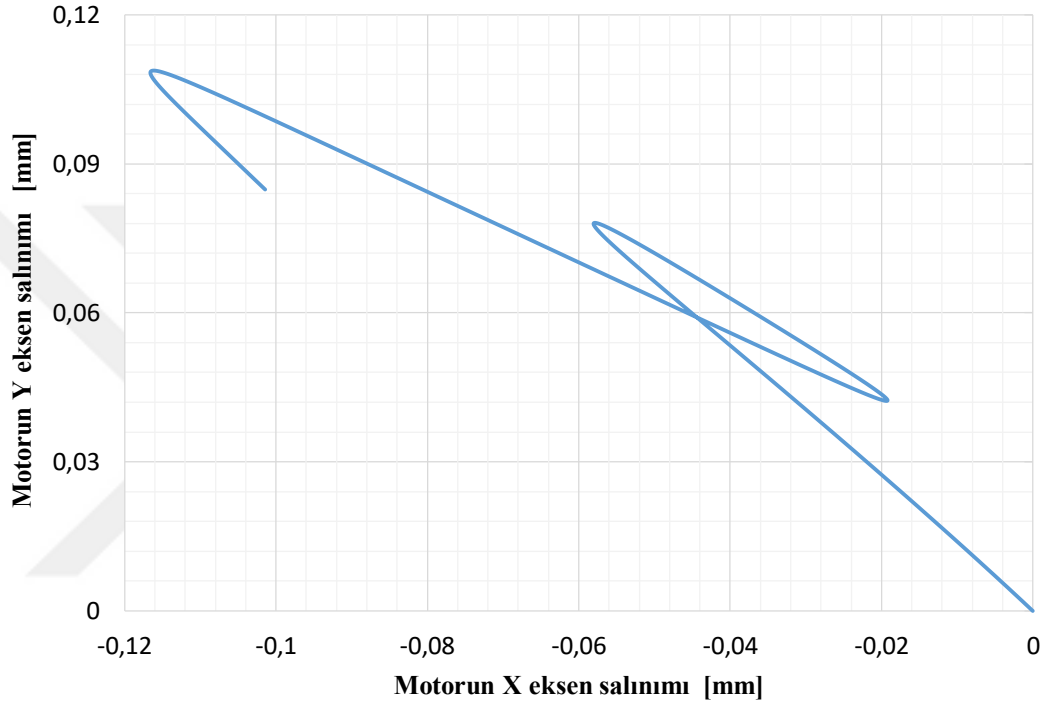
$$\iint a_{mY} dt^2 = \iint (\Sigma F_Y / m_m) dt^2 \quad (6.31)$$

Yukarıdaki (6.30) ve (6.31) numaralı integral denklemlerinin ilk kısmı çözümlenirse,

$$X_m = \iint (\Sigma F_X / m_m) dt^2 \quad (6.32)$$

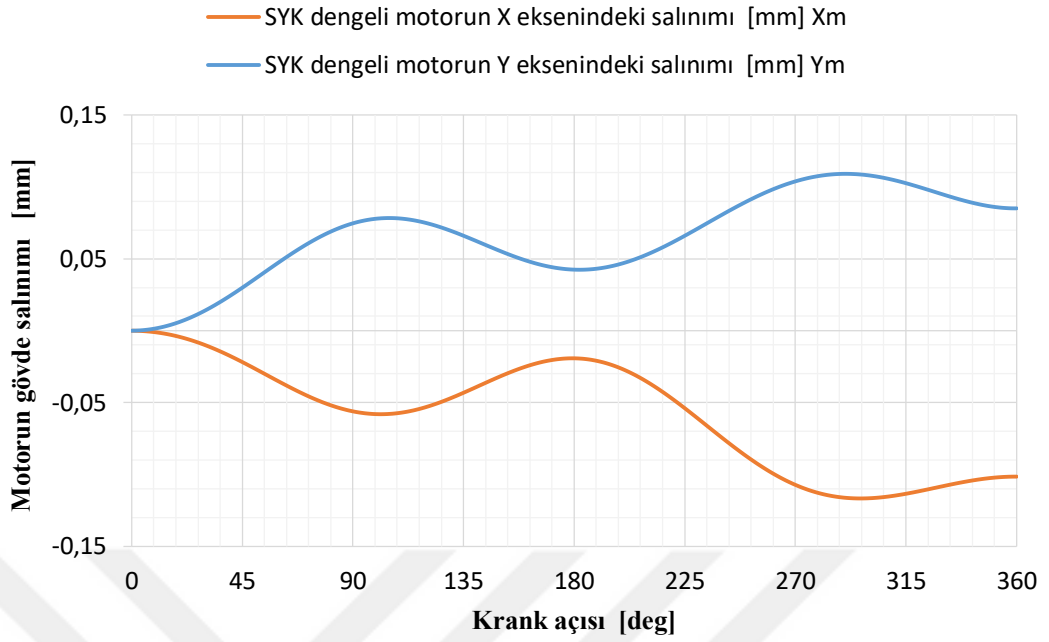
$$Y_m = \iint (\Sigma F_Y / m_m) dt^2 \quad (6.33)$$

şeklinde motor gövdesinin X ve Y eksenleri üzerinde zamana göre salınım ifadeleri bulunmuş olur $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ değerlerine sahip $n_K = 850 \text{ d/dk}$ ile çalışan motorun X ve Y eksenlerinde yapmış olduğu salınımın grafiği bilgisayar ortamında yapılan numerik çözümler neticesinde aşağıda verilmiştir.



Şekil 6.12. SYK dengeli ikiz V pistonlu motorun rölanti devrindeki serbest salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.12'deki grafiğin X eksenini motorun zamana bağlı X eksen hareketini gösterirken Y eksenini ise motorun zamana bağlı Y eksen hareketini göstermektedir. Her iki hareket fonksiyonu zamana bağlı olduğundan oluşan eğri parametrik bir eğridir. Kısaca açıklamak gerekirse eğri motorun $(X|Y)$ düzleminde yapmış olduğu öteleme hareketinin kendisini temsil etmektedir. Teze konu $m_m = 85 \text{ kg}$ kütleli motorun rölanti devrinde çalıştığı sırada X ekseninde $X_{ma} = |-0,1166 \text{ mm}|$ kadar salınırken Y ekseninde $Y_{ma} = |0,1088 \text{ mm}|$ kadar salınmaktadır. Motor bloğu sürtünme ve sönümleme olmayan altı serbeslik dereceli bir yerde bulunduğu sırada devri artırılırsa, atalet kuvvetleri büyürken çevrim zamanı ile (periyot) aynı oranda azalacağından motorun salınımı değişmeyecekti. Yukarıda özellikleri verilen motorun krank açısına göre X ve Y eksenlerindeki salınımları aşağıdaki gibidir.

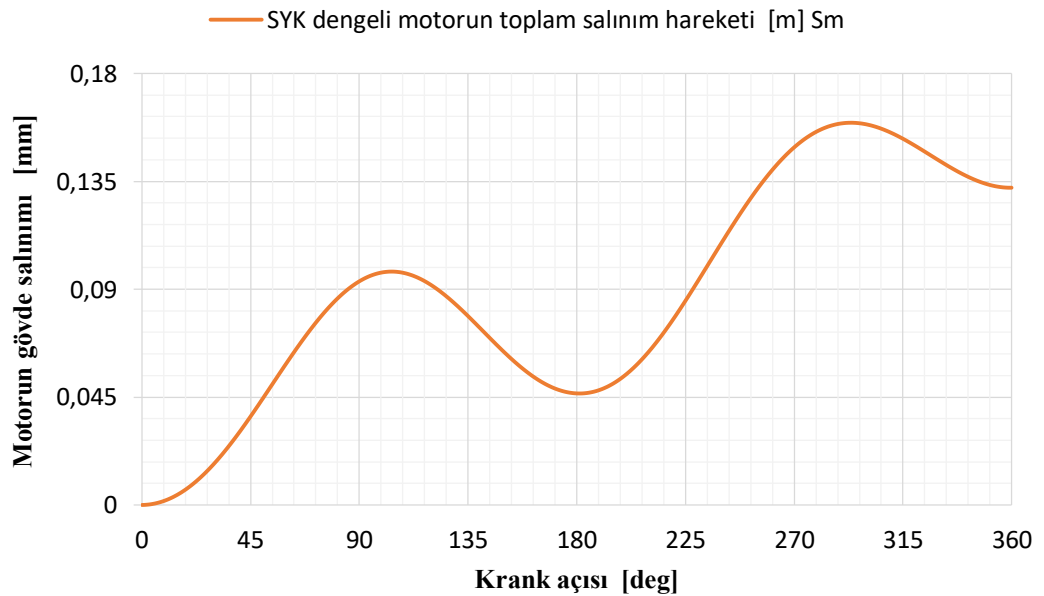


Şekil 6.13. SYK dengeli motorun krank açısına göre X ve Y eksenlerindeki salınım grafiği

Her iki eksenin toplam (mutlak) salınımı (S_m) ise kartezyen toplama sonucunda aşağıdaki gibi bulunur.

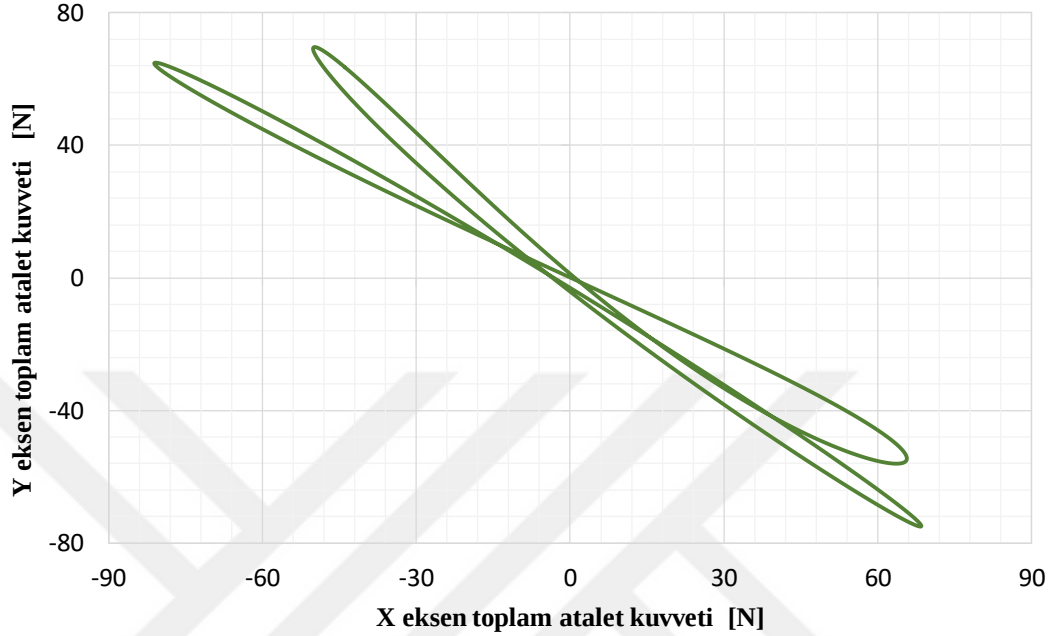
$$S_m = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} \quad (6.34)$$

Denklem (6.34) yukarıdaki değerler ile işletilirse aşağıdaki gibi toplam (mutlak) salınım grafiği elde edilir.



Şekil 6.14. SYK motorun krank açısına göre rölanti devrindeki mutlak salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.14’de görülen toplam salınım eğrisinin krank açısı 293^0 de iken $S_{ma} = 0,1594 \text{ mm}$ ile en büyük değerine eriştiği görülmektedir. Salınımı doğuran toplam atalet kuvvet çiftlerinin grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.15. SYK dengeli motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.15’de görülen eğri motora X ve Y yönlerinde etki eden toplam kuvvetlerin zamana bağlı parametrik halidir. Motorun piston yerleşimleri X ve Y eksenleri üzerinde olduğu bilindiğinden kuvvetlerin en çok etki ettiği açının Şekil 6.11’de olduğu gibi 135^0 ve 315^0 civarlarında olduğu görülebilmektedir.

6.1.3. İkiz V pistonlu motorun kuvvet dengesinin AYK ile optimize edilmesi

Bölüm 6.1.2’de bahsedilmiş olunan simetrik yerleşimli ağırlık merkezine sahip¹³ ikiz V pistonlu motorun krank ağırlık merkezini krank. Kol yatağı muylusuna göre ($\varphi_{Kd} \neq 180^0$) asimetrik hale gelebileceği durum için krank kuvvet denge başarı oranını φ_{Kd} parametresi de aktifken optimize edilecektir.

Bölüm 1.4.1’de motorun hareketli parçalarının ürettiği toplam kuvvetin ΣF en büyük tepe değeri (ΣF_{max}) ile en küçük tepe değeri (ΣF_{min}) arasındaki farkı, toplam kuvvet genliği diye adlandırıp aşağıdaki gibi fonksiyonize edilmişti.

¹³ Krank ağırlık merkezinin krank muylusu ile 180^0 karşılıklı olması.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Toplam kuvvet genliği ΣF_a motorda ne denli az ise motor o derece dengelidir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ verileri doğrultusunda en iyi dengeleme yapılabilecek değerlerin bulunabilmesi için (1.1) numaralı toplam kuvvet genliği ifadesinin en küçük olduğu noktanın tespit edilmesi gerekir. ΣF_a ifadesinin en küçük olduğu yer ekstremum noktasında olduğu için ifadenin türevinin sıfıra eşit olduğu yer aynı zamanda aranılan en küçük değer noktasıdır. Bilinen beş parametre haricindeki bilinmeyen üç m_K , R_{Kd} , φ_{Kd} parametreleri ile ΣF_a ifadesinin ayrı ayrı kısmi türevinden çıkan her bir ifade sıfıra eşitlenirse; Her bir denklemin yerel minumun (ekstremum) noktaları bulunabilir. ΣF_a denklemi ΣF denklemini kapsadığından aynı parametrelere sahiptirler. Bölüm 6.1’de bahsedilmiş olan (6.4) numaralı,

$$\Sigma F(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}) \quad (6.4)$$

denklemini oluşturan parametreler aynı zamanda toplam kuvvet genliği denkleminde oluşturdıkları için Bölüm 6.1.2’de (6.7) numaralı toplam kuvvet genliği ΣF_a ifadesi,

$$\Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}) \quad (6.7)$$

şeklinde bulunmuştu. Yukarıdaki (6.7) numaralı denklem motorun herhangi bir devirde çalışırken üretmiş olduğu toplam atalet kuvveti genliğini verir. Sekiz parametre içinde bilinen beş parametre haricinde bilinmeyen üç m_K , R_{Kd} , φ_{Kd} parametrenin iki tanesi krankın tasarımı gereği (4.3) numaralı denklem ile birbirine ilişkilidir.

$$m_K = 8825 \cdot R_{Kd}^2 \quad (4.3)$$

Krank kütlelerinin belirleyici parametre olmasından dolayı yukarıdaki (4.3) numaralı denklem, Bölüm 6.1.2’de parametreleri yer değiştirilmiş ve (6.8) numaralı denklem halinde yazılmıştı.

$$R_{Kd} = \sqrt{\frac{m_K}{8825}} \quad (6.8)$$

(6.8) numaralı denklem vasıtası ile R_{Kd} parametresi m_K ile ifade edilebildiği için (6.7) numaralı toplam atalet kuvvetin genliği denkleminin yerel minimum değerini bulabilmek için sadece m_K ve φ_{Kd} parametrelerini bulmak yeterli olacaktır.

(6.7) numaralı toplam atalet kuvveti genliği ifadesinin yerel minimum değerini bulmak için bilinmeyen m_K ve φ_{Kd} parametreleri ile ayrı ayrı kısmi türevlerin alınıp sıfıra eşitlenmiş hallerinin köklerinin bulunması gerekir. Öyleyse,

$$\frac{\delta \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B})}{\delta m_K} = 0 \quad (6.35)$$

$$\frac{\delta \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B})}{\delta \varphi_{Kd}} = 0 \quad (6.36)$$

Aranılan her bir m_K , φ_{Kd} parametreleri ile kısmi türevlenen (6.7) numaralı denklemden (6.35) ve (6.36) numaralı iki adet iki bilinmeyenli denklem bulunur. Bu ifadeler yüksek dereceden çok bilinmeyenli non lineer trigonometrik denklem olduğundan özel bir çözüm şekline sahip değildirler. Bu sebepten çözüm yaklaşık metod yöntemini kullanarak bulunabilir. İfadeleri oluşturan onlarca iç içe geçmiş yüksek dereceden non lineer trigonometrik fonksiyonların yan yana yazılması ve devamında türevlerinin alınması işlemi meşakkatli olacağından, ifade numerik olarak bilgisayar yardımı ile türevlenir. Her bir türev ifadesi için bulunan numerik yapı içinde veriler işletilerek elde edilecek olan çıktılar tekrar yaklaşık çözüm yöntemine girdi olacak şekilde birkaç iterasyon ile sonuca varılır. Bilgisayarda yapılacak olan numerik işlemler matematiksel olarak ifade edilirse; Yukarıdaki (6.35) ve (6.36) numaralı iki adet iki bilinmeyenli $\delta \Sigma F_a / \delta m_K$, $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{Kd}$ fonksiyonlarının yaklaşık metod ile çözümlerinin bulunması için ifadelerin m_K ve φ_{Kd} parametreleri ile ayrı ayrı her birinin kısmi türevini almak gerekir.

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B})}{\delta m_K^2} \quad (6.37)$$

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B})}{\delta \varphi_{Kd}^2} \quad (6.38)$$

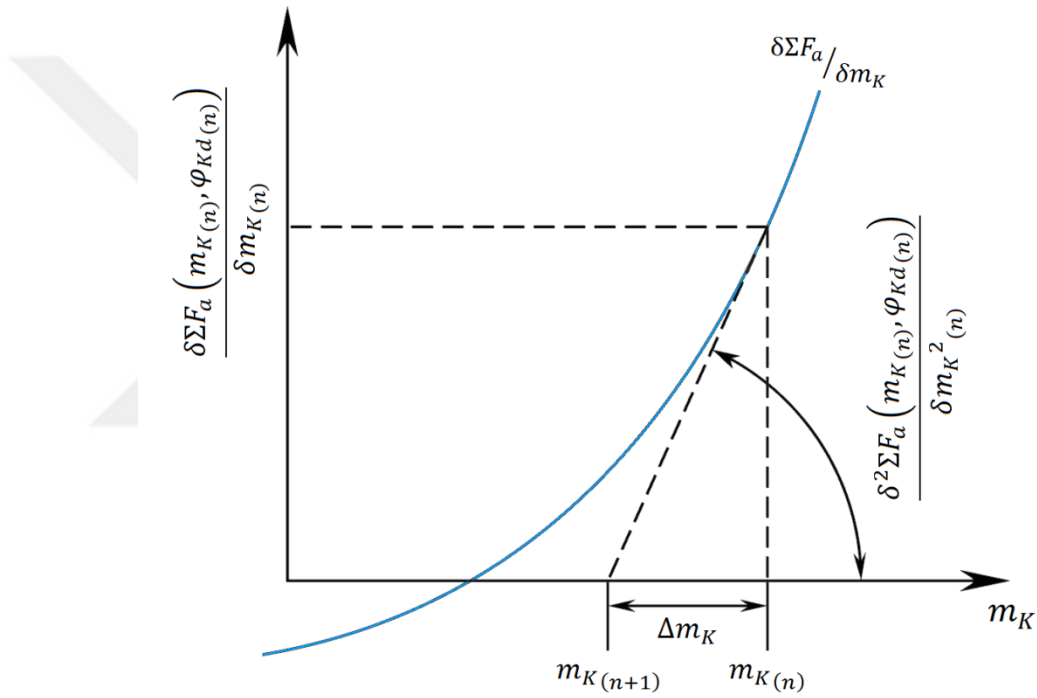
Kısmi türevleri alınan (6.35) ve (6.36) numaralı ifadeler (6.37) ve (6.38) numaralı iki adet ikinci dereceden kısmi türevli denkleme dönüşür. Bilinen parametreler $\Delta_{PS} =$

0,0835 m $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ yazıldığında denklemler aşağıdaki gibi iki ayrı parametreye bağlı iki ayrı kısmi türev ifadesi haline gelir.

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_K, \varphi_{Kd}) / \delta m_K^2 \quad (6.39)$$

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_K, \varphi_{Kd}) / \delta \varphi_{Kd}^2 \quad (6.40)$$

m_K parametresi ile kısmi türevli (6.39) numaralı denklem yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.16. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta m_K$ nonlineer ifadesinin m_K değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 6.16’da görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma F_a(m_K, \varphi_{Kd}) / \delta m_K^2$ fonksiyonuna girilen $m_{K(n)}$ ve $\varphi_{Kd(n)}$ birincil iterasyon değerleri $m_{K(n)}$ noktası için $\delta \Sigma F_a / \delta m_K$ fonksiyonunun eğimini verir. $m_{K(n)}$ ve $\varphi_{Kd(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\delta \Sigma F_a(m_K, \varphi_{Kd}) / \delta m_K$ fonksiyonuna girildiğinde Şekil 6.16’daki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta m_K \quad (6.41)$$

(6.41) numaralı fonksiyon değeri ile Δm_K parametresinin oranı üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan bu ifade,

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta m_K^2 = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)})}{\Delta m_K} \quad (6.42)$$

halini alır. (6.42) numaralı ifade içerisinde iterasyon için gerekli olan Δm_K parametresi çekilirse,

$$\Delta m_K = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta m_K}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta m_K^2} \quad (6.43)$$

şeklinde iterasyonlar arası Δm_K farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 6.16'dan,

$$\Delta m_K = m_{K(n)} - m_{K(n+1)} \quad (6.44)$$

$$m_{K(n+1)} = m_{K(n)} - \Delta m_K \quad (6.45)$$

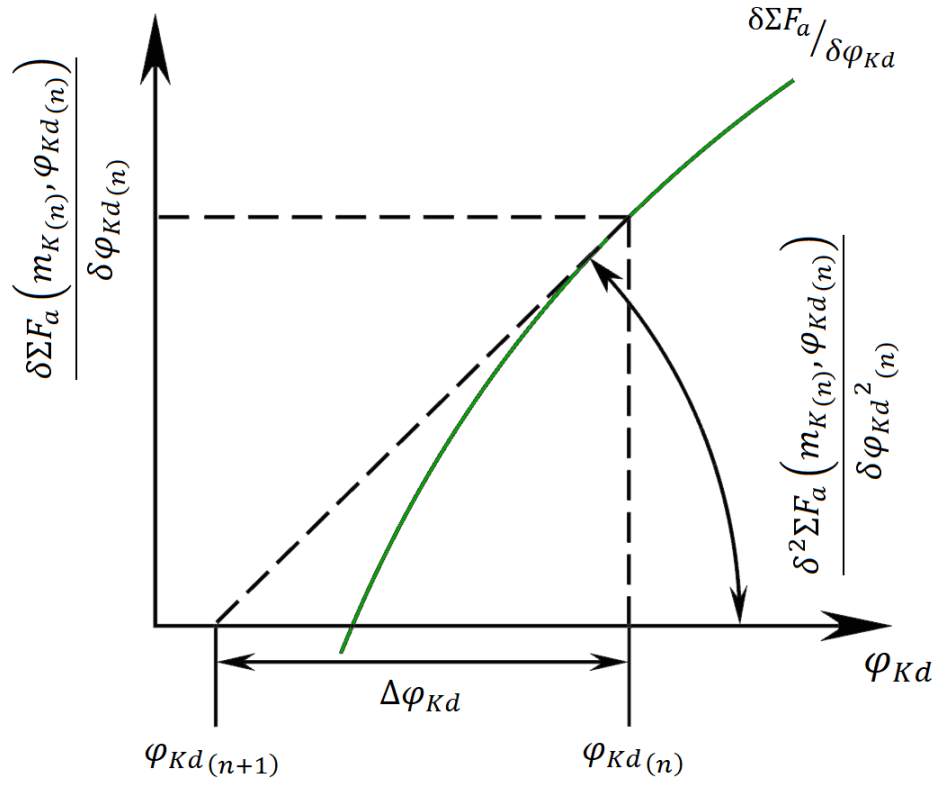
şeklinde. (6.43) numaralı denklem (6.45) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$m_{K(n+1)} = m_{K(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta m_K}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta m_K^2} \quad (6.46)$$

şeklinde yakınsak çözüm yönteminde kullanılmak üzere $m_{K(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur.

Çözümlemesi istenen analitik yapıda m_K ve φ_{Kd} şeklinde iki bilimeyen olduğu için ikinci bilinmeyen parametre φ_{Kd} 'de aynı şekilde yakınsak hesap yöntemine dâhil edilip parametrenin yakınsak çözümü için ikinci bir iterasyon ilerleme denklemi elde edilir. İki ayrı iterasyon ilerleme denklemi verilen ilk tahmini değerler ile ayrı ayrı işletildikten sonra çıkan ikinci adım sonuçları ile tekrardan benzeri iterasyon işlemlerine tabi tutulur. Aranılan sonuç hassasiyetine erişilinceye dek iterasyon işlemleri sürdürülür ve her bir parametrenin istenilen hassasiyet değeri ayrı ayrı elde edildiğinde işlem durdurulur.

İkinci bilinmeyen parametre φ_{Kd} için kısmi türevli (6.40) numaralı denklem yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.17. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{Kd}$ nonlineer ifadesinin φ_{Kd} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 6.17’de görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma F_a(m_K, \varphi_{Kd}) / \delta \varphi_{Kd}^2$ fonksiyonuna girilen $m_{K(n)}$, $\varphi_{Kd(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\varphi_{Kd(n)}$ noktası için $\delta \Sigma F_a / \delta m \varphi_{Kd}$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $m_{K(n)}$, $\varphi_{Kd(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\delta \Sigma F_a(m_K, \varphi_{Kd}) / \delta \varphi_{Kd}$ fonksiyonuna girildiğinde Şekil 6.17’deki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta \varphi_{Kd} \quad (6.47)$$

(6.47) numaralı fonksiyon değeri ile $\Delta \varphi_{Kd}$ parametresinin oranı üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan bu ifade,

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)}) / \delta \varphi_{Kd}^2 = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{K(n)}, \varphi_{Kd(n)})}{\Delta \varphi_{Kd}} \quad (6.48)$$

halini alır. (6.48) numaralı ifade içerisinde iterasyon için gerekli olan $\Delta \varphi_{Kd}$ parametresi çekilirse,

$$\Delta\varphi_{Kd} = \frac{\delta\Sigma F_a(m_{K(n)},\varphi_{Kd(n)})/\delta\varphi_{Kd}}{\delta^2\Sigma F_a(m_{K(n)},\varphi_{Kd(n)})/\delta\varphi_{Kd}^2} \quad (6.49)$$

şeklinde iterasyonlar arası $\Delta\varphi_{Kd}$ farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 6.17'den,

$$\Delta\varphi_{Kd} = \varphi_{Kd(n)} - \varphi_{Kd(n+1)} \quad (6.50)$$

$$\varphi_{Kd(n+1)} = \varphi_{Kd(n)} - \Delta\varphi_{Kd} \quad (6.51)$$

Bulunur. (6.49) numaralı ifade (6.51) numaralı ifade içinde kullanıldığında,

$$\varphi_{Kd(n+1)} = \varphi_{Kd(n)} - \frac{\delta\Sigma F_a(m_{K(n)},\varphi_{Kd(n)})/\delta\varphi_{Kd}}{\delta^2\Sigma F_a(m_{K(n)},\varphi_{Kd(n)})/\delta\varphi_{Kd}^2} \quad (6.52)$$

Şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $\varphi_{Kd(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur.

Yukarıdaki işlemler neticesinde elde edilen (6.46) ve (6.52) numaralı denklemler yardımı ile yaklaşık çözüm için gereken iterasyon işlemi $m_{K(1)} = 3 \text{ kg}$ değeri için bölümün başında bahsedilmiş olunan (6.8) numaralı krank ağırlık mekrezinin krankın ağırlığı ile ilişkisini veren ifadeden faydalanarak R_{Kd} yarıçapının bulunması gerekir.

$$R_{Kd} = \sqrt{\frac{m_K}{8825}} \quad (6.8)$$

$$R_{Kd} = 0,01843 \text{ m}$$

Verilen $m_{K(1)} = 3 \text{ kg}$, $R_{Kd(1)} = 0,01843 \text{ m}$ ve $\varphi_{Kd(1)} = 180^0$ de olacak şekilde birincil değerler ile yaklaşık çözüm adımları başlatılırsa,

$$m_{K(2)} = m_{K(1)} - \frac{\delta\Sigma F_a(m_{K(1)},\varphi_{Kd(1)})/\delta m_K}{\delta^2\Sigma F_a(m_{K(1)},\varphi_{Kd(1)})/\delta m_K^2} \quad (6.46)$$

$$\varphi_{Kd(2)} = \varphi_{Kd(1)} - \frac{\delta\Sigma F_a(m_{K(1)},\varphi_{Kd(1)})/\delta\varphi_{Kd}}{\delta^2\Sigma F_a(m_{K(1)},\varphi_{Kd(1)})/\delta\varphi_{Kd}^2} \quad (6.52)$$

$$m_{K(2)} \cong 4 \text{ kg}$$

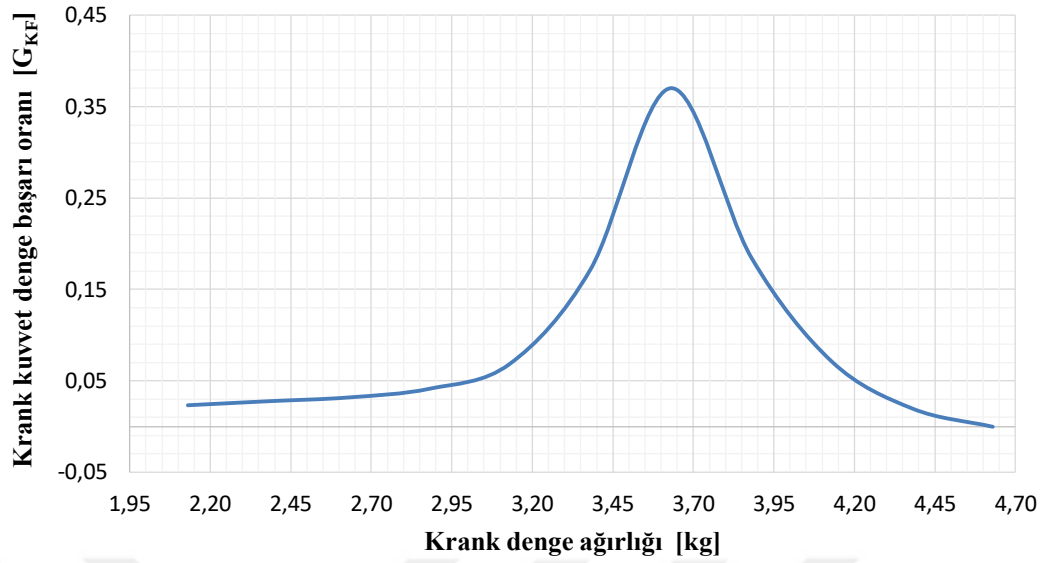
$$\varphi_{Kd(2)} \cong 181,5^0$$

şeklinde bulunur. Bilgisayar ile yapılan hesaplamaların son adımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 6.4. m_K ve φ_{Kd} parametrelerinin en yüksek G_{KF} değeri için bilgisayar ortamındaki yakınsak çözüm tablosu

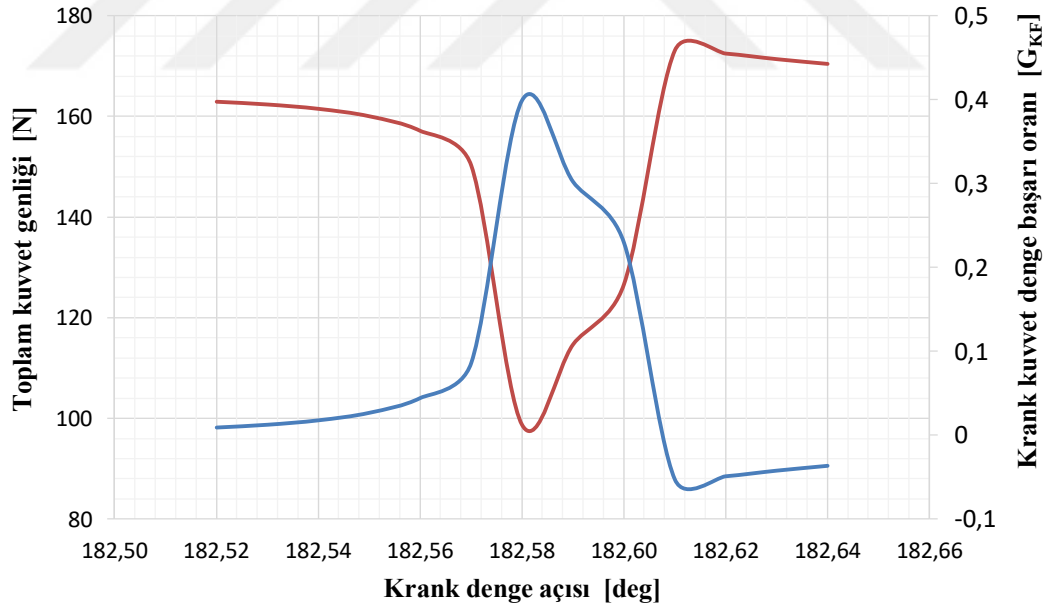
i	m_K	φ_{Kd}	R_{Kd}	G_{KF}	ΣF_a
1	2,03	182,52	0,015167	0,009349	162,9107
2	2,28	182,53	0,016073	0,012689	162,3615
3	2,53	182,54	0,016932	0,017947	161,4968
4	2,78	182,55	0,017749	0,026938	160,0183
5	3,03	182,56	0,01853	0,044556	157,1211
6	3,28	182,57	0,019279	0,086288	150,2584
7	3,53	182,58	0,02	0,399554	98,74221
8	3,78	182,59	0,020696	0,302394	114,7201
9	4,03	182,60	0,02137	0,229815	126,6556
10	4,28	182,61	0,022022	-0,05254	173,0877
11	4,53	182,62	0,022656	-0,04877	172,4676
12	4,78	182,63	0,023273	-0,04206	171,3646
13	5,03	182,64	0,023874	-0,03631	170,4192
Δ	0,25	0,01			
aç/kapa	1	1			

Yukarıdaki Tablo 6.4 numaralı tablonun i ile isimlendirilmiş olan ilk sütunu numerik türev işleminin çözüme yakın bölgedeki adımlarını gösterir. İkinci sütunu, aranan m_K değerinin değişim aralıklarını temsil eder. Üçüncü sütun φ_{Kd} parametresinin i değişkeni ile olan artım miktarını temsil eder kısmi türev aktif olduğu için her iki sütununda türev $aç/kapa$ değeri bir şekilde ayarlanmıştır. Dördüncü sütunda (6.8) numaralı fonksiyon gereği R_{Kd} değişkeni ikinci sütundaki m_K değişkeni cinsinden tanımlanır. Beşinci sütundaki G_{KF} .krank kuvvet denge başarı oranı kendisinden önceki üç sütun değişkeni tarafından kontrol edilir. G_{KF} değerinin en büyük olduğu aralık bulunana kadar iterasyon işlemine devam edilir. Altıncı sütundaki ΣF_a değeri beşinci sütunla ilişkili olduğu için herikisininde ekstremum değeri birbiri ile aynı parametre girdisi ile sağlanabilir. Bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan krank ağırlığına (m_K) bağlı krank kuvvet denge başarı oranı (G_{KF}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.18. Krank ağırlığına bağlı AYK krank kuvvet denge başarı oranı grafiği

Yukarıdaki Tablo 6.4’de bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan en küçük toplam kuvvet genliği değeri için krank ağırlığının eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.19. Krank ağırlığına bağlı AYK toplam kuvvet genliği grafiği ve krank kuvvet denge başarı oranı grafiği

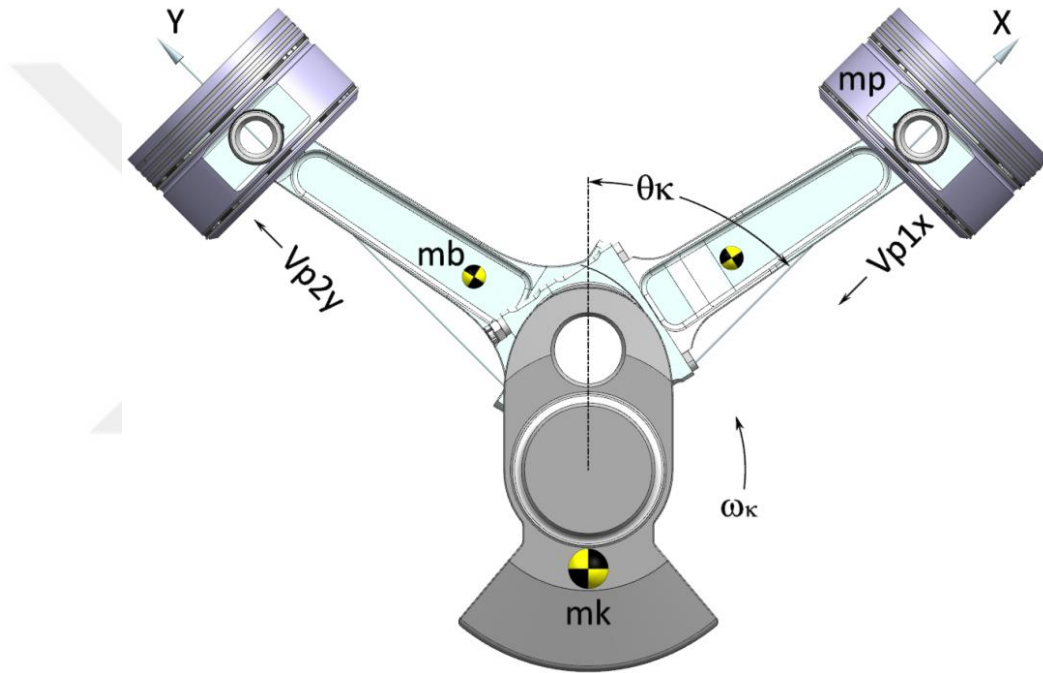
Benzeri işlemlere $\Delta m_K \leq 0,001 \text{ kg}$ $\Delta \varphi_{Kd} \leq 0,001^\circ$ şartları sağlanıncaya dek devam edilirse, teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için en uygun krank kuvvet dengelemesi yapılabilecek $m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}$ değerleri beşinci iterasyonda,

$$m_K = 3,53 \text{ kg}$$

$$R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$$

$$\varphi_{Kd} = 182,58^0 \quad (6.53)$$

şeklinde bulunmuş olur. Daha önce de belirtildiği gibi φ_{Kd} krank ağırlık merkezi, kol yatağına göre yerleşim açısı genel kanaatte piston ile tam zıt hareketin sağlanabildiği 180^0 noktasında olduğu izlenimindedir. Oysaki yukarıdaki hesaplamalar neticesinde neredeyse bu noktadan $2,58^0$ kadar daha ileri fazda çıkmıştır.

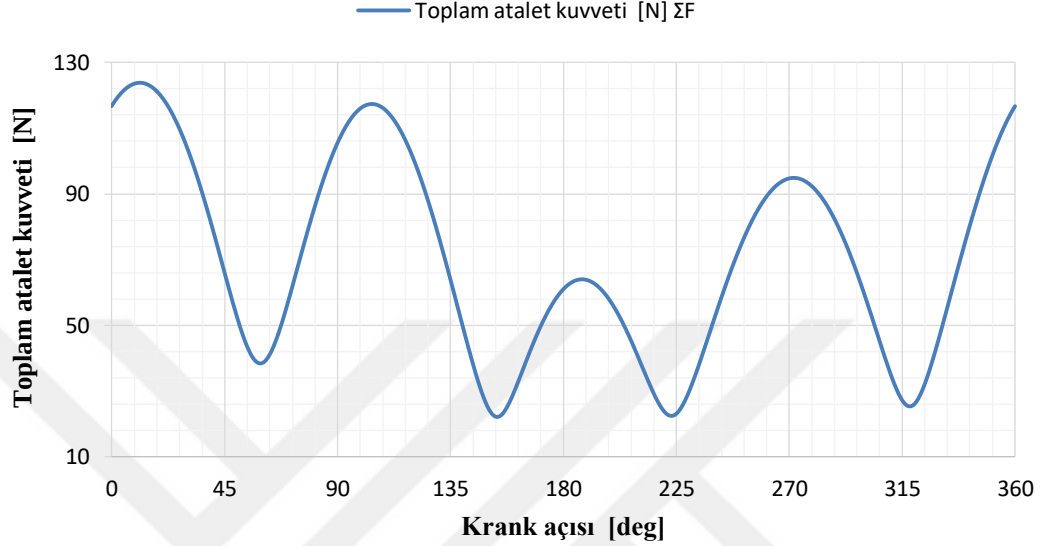


Şekil 6.20. İkiz V pistonlu motorun krank açısı $\theta_K=45^0$ deyken krank biyel mekanizmasının hareket durumu

Yukarıdaki Şekil 6.20’de krank ağırlık merkezinin her iki pistonun eşit miktarda arkasında olduğu ($\theta_K = 225^0$) açısal konumda motorun her iki pistonunun ve piston kolunun kranka göre birbirine simetri hali oluşturmalarına rağmen, X eksenindeki birinci piston kranka doğru hareket ederken, Y eksenindeki ikinci piston kranktan uzaklaşarak hareketine devam ediyor olduğundan dolayı atalet kuvvetleri toplamı simetrik çıkmamaktadır.

Piston kolları aynı şekilde kuvvet toplamalarının simetrisini bozacak şekilde kısmen pistonlar ve kısmen de krank muylusuna tabi bir şekilde hareket ettikleri için bu duruma yardımcı olmaktadır.

İşlem (6.53)'de bulunan $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ ve $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için AYK dengeli ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti grafiği Şekil 6.21'deki gibidir.



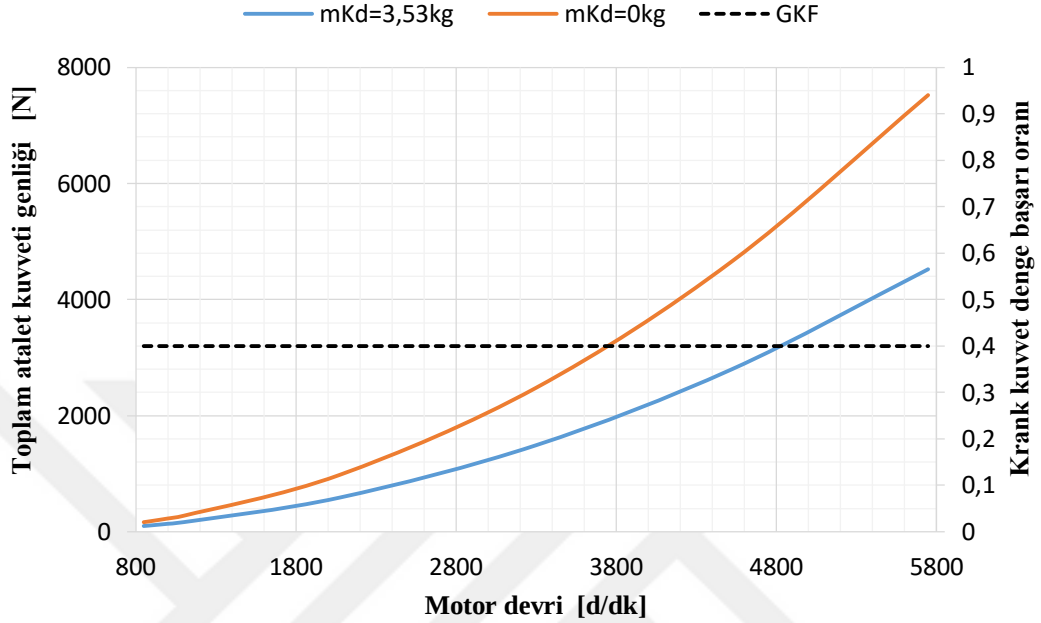
Şekil 6.21. $m_K=3,53 \text{ kg}$, $R_{Kd}=20 \text{ mm}$ ve $\varphi_{Kd}=182,58^\circ$ (AYK) ile dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.21'de rolanti devrinde çalışan teze konu ikiz V pistonlu motorun, krank dengeleme ağırlığının olduğu en iyi dengelenmiş durumdaki toplam atalet kuvveti eğrisi görünmektedir. Rölanti devri için eğrinin en büyük ve en küçük tepe değerleri farkı $\Sigma F_a = 98,742 \text{ N}$ gelirken en büyük motor devri $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 4518,6 \text{ N}$ gelmektedir. Her iki devir aralığı dört eşit parçaya bölünürse, $n_K = 2075 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 588,44 \text{ N}$, $n_K = 3300 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 1488,3 \text{ N}$, $n_K = 4525 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 2798,4 \text{ N}$ ara değerleri bulunabilir. Bulunan beş değer bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 6.5. AYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣF_a [N]
850	98,742
2075	588,44
3300	1488,3
4525	2798,4
5750	4518,6

Krank ile dengelenmiş motor için istenilen her bir motor devrine karşılık toplam kuvvet genliği bağıntılarını içeren yukarıdaki Tablo 6.5'den faydalanılarak elde edilen motor devrine karşılık gelecek toplam kuvvet genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.22. AYK tarafından dengelenen (açık mavi renkli eğri) ve dengelenmeyen (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.22’da krank ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam kuvvet genliğinin eğrisi açık mavi renk ile görünmektedir. Aynı şekilde turuncu renk ile çizili olan eğri ise motorun krank ile dengelenmediği durumdaki toplam kuvvet genliğini tanımlamaktadır. Açık mavi renk ile çizili olan eğri için bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında,

$$\Sigma F_a = 0,00013666 \cdot n_K^2 \quad (6.54)$$

$$R = 0,999 \quad (6.55)$$

şeklinde doğruluk yaklaşımı; eşitlik (6.55)’de olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (6.54) numaralı denklemde, AYK (Asimetrik yerleşimli ağırlık merkezli krank¹⁴) ile dengelenmiş motorun krank devrine bağlı toplam atalet kuvveti genliğinin ampirik denklemidir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun krank ile dengelenmesinden dolayı

¹⁴ Krank ağırlık merkezinin krank muylusu ile karşılıklı olmayışı.

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam atalet kuvveti genliğinin krank ile dengelenmeyene göre $65,7 \text{ N}$ azalırken $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $3006,8 \text{ N}$ azalmıştır. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ değerleri için Bölüm 1.4.1.1’de bahsedilmiş olan krank kuvvet dengeleme başarı oranı (1.2) ifadesi yardımıyla motorun krank ile dengelendiği durumun başarı oranının değerlendirilmesi yapılabilir.

$$G_{KF} = 1 - (\Sigma F_a(m_K \neq 0) / \Sigma F_a(m_K = 0)) \quad (1.2)$$

(1.2) numaralı krank kuvvet dengeleme başarı oranı ifadesini kapsayan ΣF_a fonksiyonunun değerini bulabilmek için (1.1) numaralı denklemden faydalanmak gerekir.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Yukarıdaki AYK için elde edilen azami ve askari toplam atalet kuvveti değerleri ile hesaplamalar yapıldığında, aşağıdaki gibi toplam atalet kuvveti genliği bulunur.

$$\Sigma F_{max}(m_K = 3,53) = 119,206 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_K = 3,53) = 20,4637 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_K = 3,53) = 98,7422 \text{ N} \quad (6.56)$$

Benzeri işlemler $m_K = 0 \text{ kg}$ için yapıldığında, krank ağırlığı olmayan motorun azami ve askari toplam atalet kuvveti değeri ile hesaplamalar yapıldığında, aşağıdaki gibi toplam atalet kuvveti bulunur.

$$\Sigma F_{max}(m_K = 0) = 672,9 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_K = 0) = 508,4 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_K = 0) = 164,4 \text{ N} \quad (6.57)$$

Yukarıdaki (6.56) ve (6.57) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.2) numaralı denklemde yerine koyulup çözümlerse,

$$G_{KF} = 1 - (98,7422 \text{ N} / 164,4 \text{ N})$$

$$G_{KF} = \%39,9 \quad (6.58)$$

Teze konu ikiz V pistonlu motorun tanımlanmış bütün devir aralıklarında geçerli olan, AYK ile dengelenmiş olduğundaki krank kuvveti denge başarı oranı bulunmuş olur. Bulunan bu oransal değer, krank karşı dengelemesinin motorun bünyesini sarsmaya çalışan toplam atalet kuvvetini $G_{KF} = \%39,9$ oranında düşürdüğü manasına gelmektedir. Yukarıdaki Şekil 6.22'den anlaşılabileceği gibi kesintili siyah çizgiler ile gösterilen krank kuvveti denge başarı oranı G_{KF} her devir için aynı olup değişmemektedir.

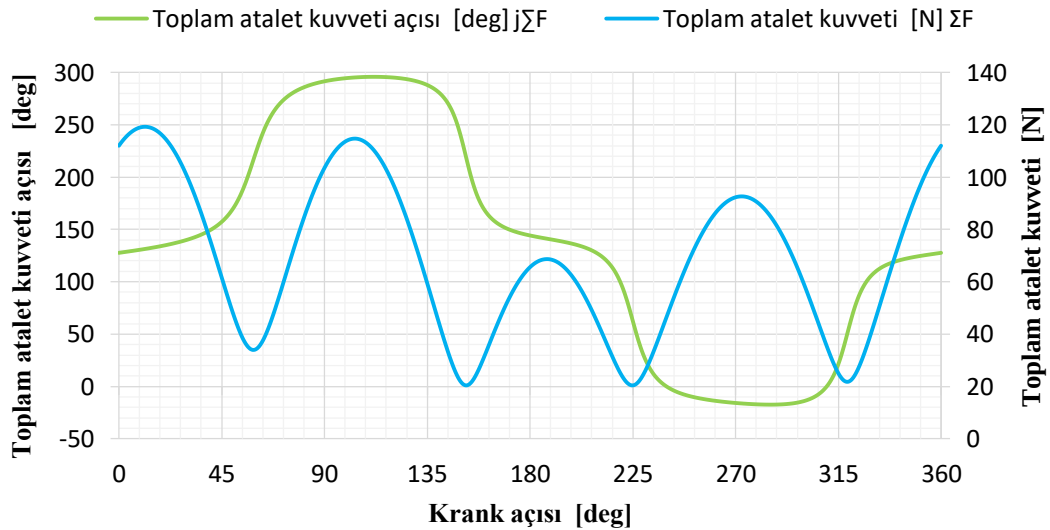
6.1.3.1. AYK ikiz V pistonlu motorun toplam kuvvet yönü

Bölüm 6.1.2.1'de elde edilmiş olan (6.24) ve (6.25) numaralı denklemlerden faydalanarak,

$$\varphi_{\Sigma F} = \text{Atn2}(\Sigma F_X | \Sigma F_Y) \quad (6.24)$$

$$0^\circ \leq \varphi_{\Sigma F} < 360^\circ \quad (6.25)$$

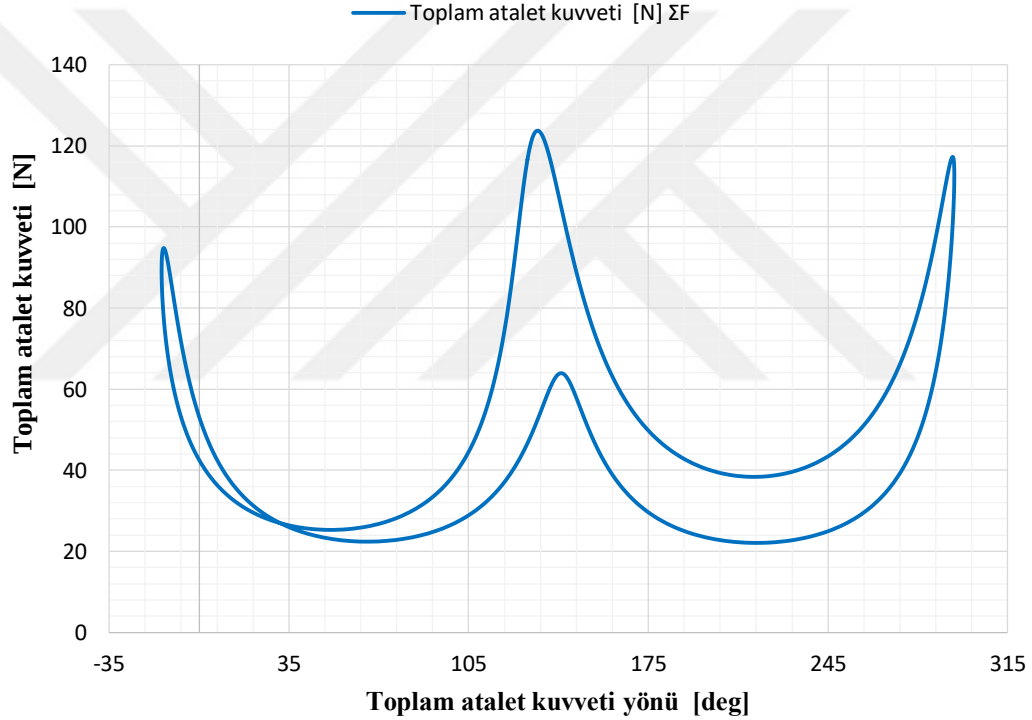
Asimetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip ikiz V pistonlu motorun $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için en iyi krank kuvveti denge durumunda hesaplanan $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ krank değerleriyle, toplam atalet kuvveti (ΣF) ve doğrultusunun ($\varphi_{\Sigma F}$) grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.23. AYK ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti ve doğrultusunun krank açısına göre grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.23'deki açık mavi ile çizilen eğri AYK krank ile dengelenmiş motorun nihai toplam atalet kuvvetini gösterirken açık yeşil renkteki eğri bu kuvvetin krank açısına göre anlık doğrultusunu gösterir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam atalet kuvveti azami genlik değeri $\Sigma F_a = 98,7 \text{ N}$ dur.

$n_K = 850 \text{ d/dk}$ dönme hızına sahip $m_K = 3,53 \text{ kg}$ ağırlığındaki krank ile, krank muylusundan $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$, krank merkezinden $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ konumlu ağırlık merkezi vasıtasıyla dengelenmiş teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için toplam atalet kuvvetinin (ΣF), toplam atalet kuvveti yönüne ($\varphi_{\Sigma F}$) bağlı grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.24. $m_K=3,53 \text{ kg}$ ve $\varphi_{Kd}=182,58^\circ$ AYK kranklı ikiz V pistonlu motorun $\Sigma F(\varphi_{\Sigma F})$ toplam atalet kuvvetinin etki yönüne bağlı grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.24'deki grafikten toplam atalet kuvvetinin en büyük olduğu yer motorun birinci piston hareket istikameti olan X ekseninden artı yönde 132° olup etkiye kuvveti 124 N değerindedir.

6.1.3.2. AYK ikiz V pistonlu motorun gövde salınımı

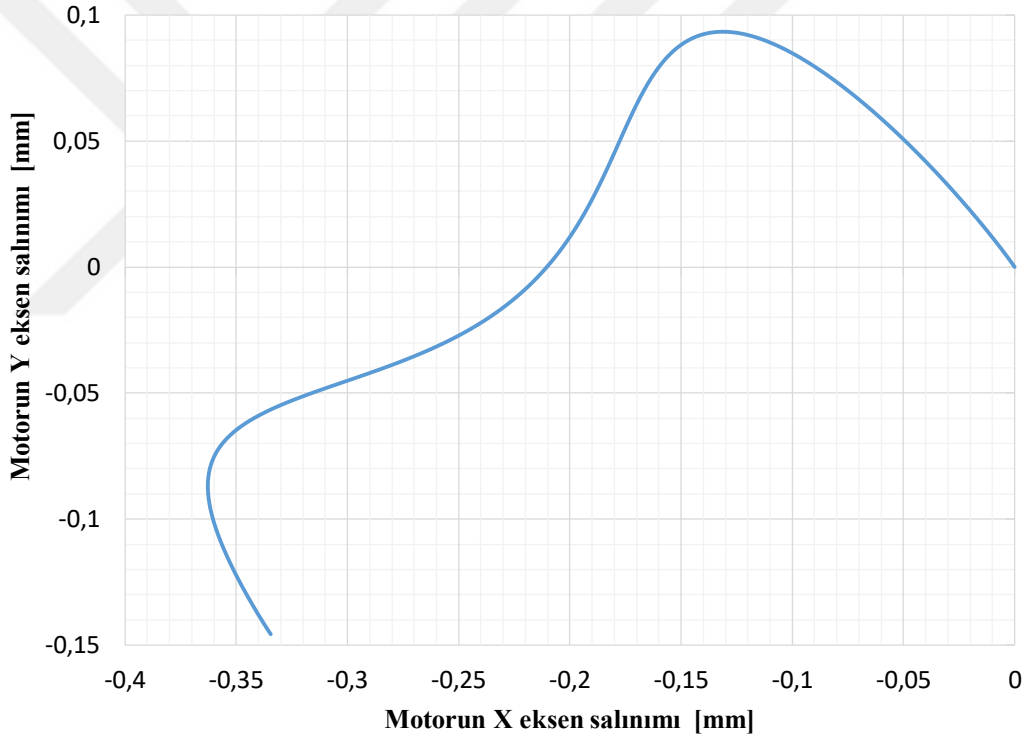
Salınım; herhangi bir sönümleyici etkene sahip olmayan altı eksen serbeslik derecesine sahip motorun çalışması sırasında oluşan atalet kuvvetleri dolayısı ile

hareket etmesidir. Bölüm 6.1.2.2’de elde edilmiş olunan (6.41) ve (6.42) numaralı denklemler yardımıyla,

$$X_m = \iint (\Sigma F_x / m_m) dt^2 \quad (6.41)$$

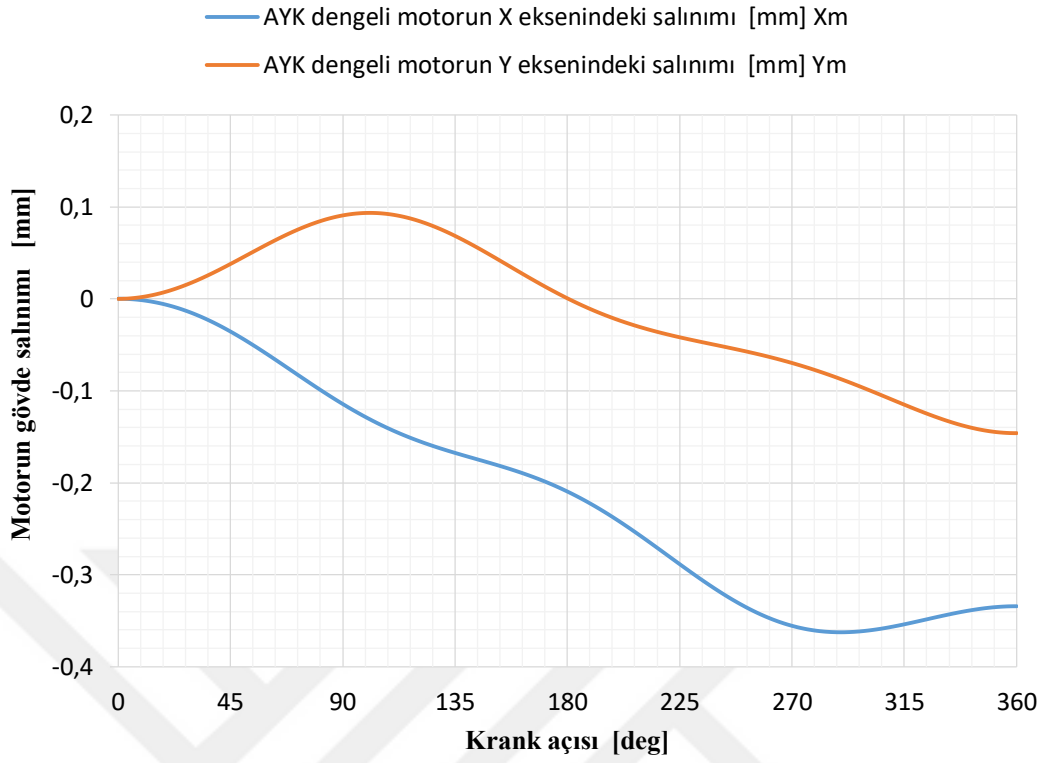
$$Y_m = \iint (\Sigma F_y / m_m) dt^2 \quad (6.42)$$

AYK kranka sahip $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182.58^\circ$ değerlerine sahip $n_K = 850 \text{ d/dk}$ ile çalışan motorun X ve Y eksenlerinde yapmış olduğu salınımları görebilmek için bilgisayar ortamında yapılan numerik çözümler neticesinde oluşan grafiği aşağıdaki gibidir.



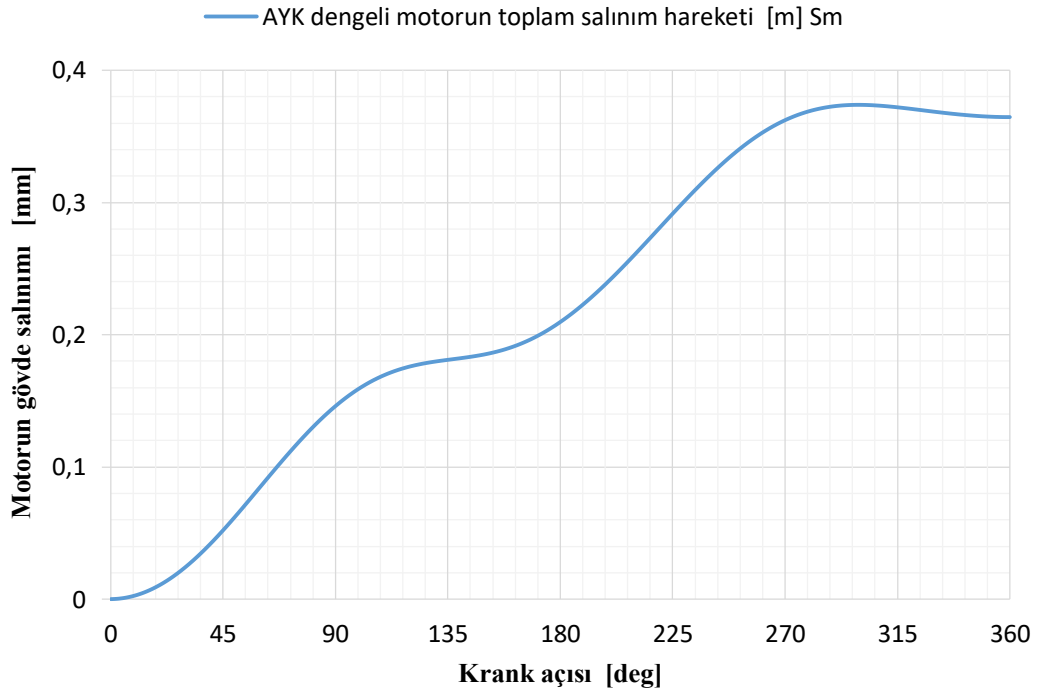
Şekil 6.25. AYK dengeli ikiz V pistonlu motorun serbest salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.25’deki grafikteki zamana bağlı parametrik eğri, $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli motorun X ve Y eksenleri istikametinde yapmış olduğu salınımı göstermektedir. Grafik üzerinden bakıldığında motor X ekseninde $X_{ma} = |-0,36265 \text{ mm}|$ kadar salınırken Y ekseninde $Y_{ma} = |0,23911 \text{ mm}|$ kadar salınmaktadır. Motorun krank açısına göre X ve Y eksenlerindeki salınımları aşağıdaki gibidir.



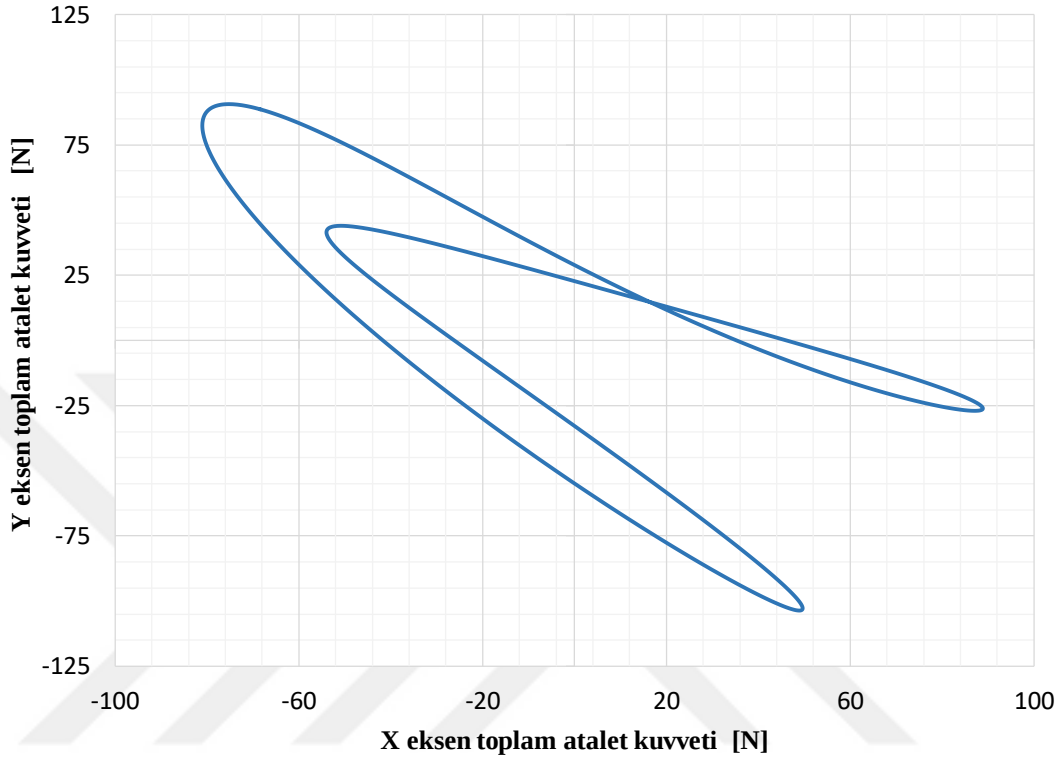
Şekil 6.26. AYK dengeli motorun krank açısına göre X ve Y eksenlerindeki salınım grafiği

Denklem (6.34) yukarıdaki değerler ile işletilirse aşağıdaki Şekil 6.27'deki gibi toplam (mutlak) salınım grafiği elde edilir.



Şekil 6.27. SYK motorun rölanti devrindeki krank açısına göre toplam salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 6.27’de görülen toplam salınım eğrisinin krank açısı 300^0 de iken $S_{ma} = |0,374 \text{ mm}|$ ile en büyük değerine eriştiği görülmektedir. Salınımı doğuran toplam atalet kuvvet çiftlerinin grafiği aşağıdaki gibidir.



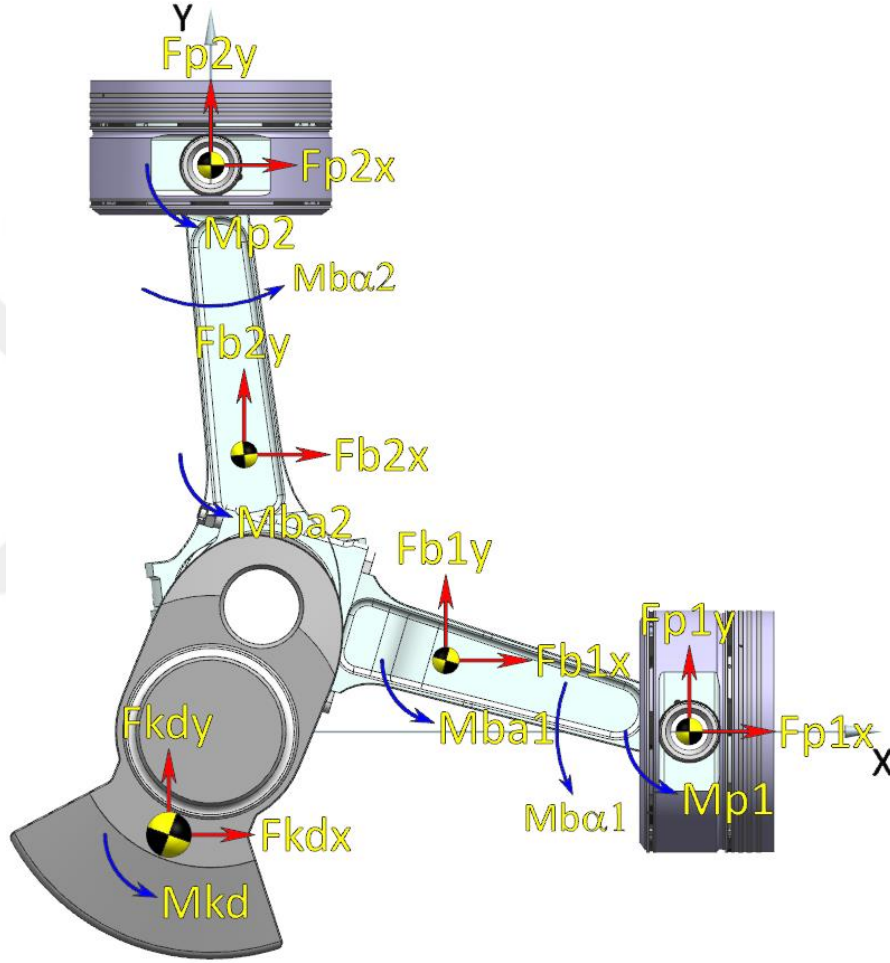
Şekil 6.28. AYK dengeli motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği

6.2. İkiz V Pistonlu Motorun Toplam Momenti

Şekil 6.29’deki motoru oluşturan her bir hareketli parçanın M_{Kd} , M_{P1} , M_{P2} , $M_{B\alpha1}$, $M_{B\alpha2}$, M_{Ba1} ve M_{Ba2} momentleri toplanıp motor gövdesine aktarılan toplam ΣM momenti bulunacaktır. Momentlerden bazıları parçaların atalet kuvvetlerinin birbirlerine çakışık olmadıklarından meydana gelirlerken sadece $M_{B\alpha1}$, $M_{B\alpha2}$ momentleri açısal şekilde hareket eden piston kolunun atalet momentinden kaynaklı momentlerdir. İşaretlerden kaynaklı cebirsel hataların önüne geçmek için daha önceki Bölüm 2 ve 4’de kurgulanan denklemler sağ el kuralı dâhilinde; eksenlerin arttığı istikamet aynı zamanda kuvvet vektörlerinin de arttığı istikamet olarak seçilmiştir.

Hareketli parçaların atalet kuvvetleri motorun krank dönme açısı θ_K ile orantılı olarak her an farklı S_{KdX} , S_{KdY} , S_{P1X} , S_{P1Y} , S_{P2X} , S_{P2Y} , S_{B1X} , S_{B1Y} , S_{B2X} ve S_{B2Y}

uzaklıklarında olduklarından dolayı toplama işleminin yapılabilmesi için motorun silindir ceketlerinin merkezinden geçen X ve Y eksenleri taban kabul edilerek taşınmaları gerekmektedir. Bu taşıma işlemi sırasında; Krank, piston ve piston kollarının F_{KdX} , F_{KdY} , F_{P1X} , F_{P1Y} , F_{P2X} , F_{P2Y} , F_{B1X} , F_{B1Y} , F_{B2X} , F_{B2Y} kuvvet çiftleri, S_{KdX} , S_{KdY} , S_{P1X} , S_{P1Y} , S_{P2X} , S_{P2Y} , S_{B1X} , S_{B1Y} , S_{B2X} , S_{B2Y} mesafeleri kadar ana eksen takımı merkezinden uzaktırlar.



Şekil 6.29. İkiz V pistonlu motorun atalet kuvvetlerinden ve atalet momentlerinden kaynaklı momentleri

Kuvvet çiftleri ve merkeze olan uzaklıkları krankın dönme açısı θ_K' 'ya bağlı birer fonksiyon oldukları için birbiri ile çarpıldıklarında yine θ_K' 'ya bağlı M_{Kd} , M_{P1} , M_{P2} , M_{Ba1} ve M_{Ba2} ile ifade edilen beş adet moment fonksiyonu oluştururlar. Toplamda yedi adet olan moment fonksiyonlarının M_{Ba1} , M_{Ba2} ile ifade edilen iki tanesinin piston kollarının dönme atalet momentinden kaynaklandığı yukarıda bahsedilmişti. Yapılan irdelemeler sonunda motorun gövdesine aktarılan toplam döndürme momentini bulmak için her bir parçanın momentini toplamak gerekir.

$$\Sigma M = M_{Kd} + M_{P1} + M_{P2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} \quad (6.59)$$

Toplama işlemi neticesinde yukarıdaki (6.59) numaralı fonksiyon bulunmuş olur. İfade içerisindeki M_{Ba1} , M_{Ba2} ifadeleri piston kollarının θ_{Ba1} ve θ_{Ba2} açısal hareketinden kaynaklı dönme momentleridir. Aynı şekilde M_{Ba1} ve M_{Ba2} ifadeleri ise piston kollarının atalet kuvvetlerinin koordinat merkezine taşınmalarından kaynaklanan momentlerdir. Denklem (6.59) ilgili parametrelerine bağlı şekliyle yazıldığında

$$\Sigma M(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}) = M_{kdz} + M_{p1z} + M_{p2z} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} \quad (6.60)$$

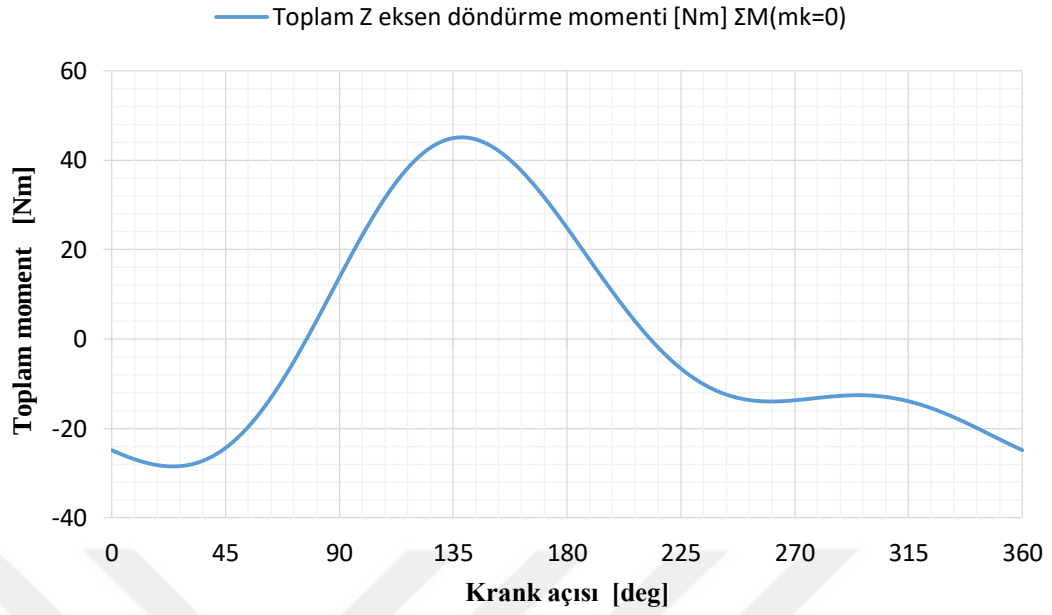
haline gelir. Sadece krank ile dengelenmiş bir motorda, toplam döndürme (ΣM) büyüklüğü daima toplam atalet kuvveti (ΣF) ölçüsünden küçük olduğundan dolayı dengeleme işlemi önce Bölüm 6.1.3'de olduğu gibi atalet kuvvetlerini en aza indirecek şekilde yapılır. Optimizasyon hesabı neticesinde bulunan m_K , R_{Kd} , φ_{Kd} değerleri değiştirilmeden doğrudan (6.60) numaralı denklemde kullanılır. Böylece en iyi krank kuvvet denge başarı oranı için motorun toplam dönme momenti ΣM bulunur.

6.2.1. İkiz V pistonlu motorun krank ile dengelenmediği haldeki toplam momenti

Krank ile dengelenmemiş, krank ağırlığı $m_K = 0 \text{ kg}$ ve krank ağırlık merkezi yarıçapı $R_{Kd} = 0 \text{ m}$ olan ve buna bağlı olarak φ_{Kd} krank ağırlık merkezi yerleşim açısının önemsiz olduğu $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerlerine sahip ikiz V pistonlu motorun krank açısına (θ_K) bağlı toplam döner atalet momentini grafiğini çizmek için, aşağıdaki

$$\Sigma M = M_{Kd} + M_{P1} + M_{P2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} \quad (6.60)$$

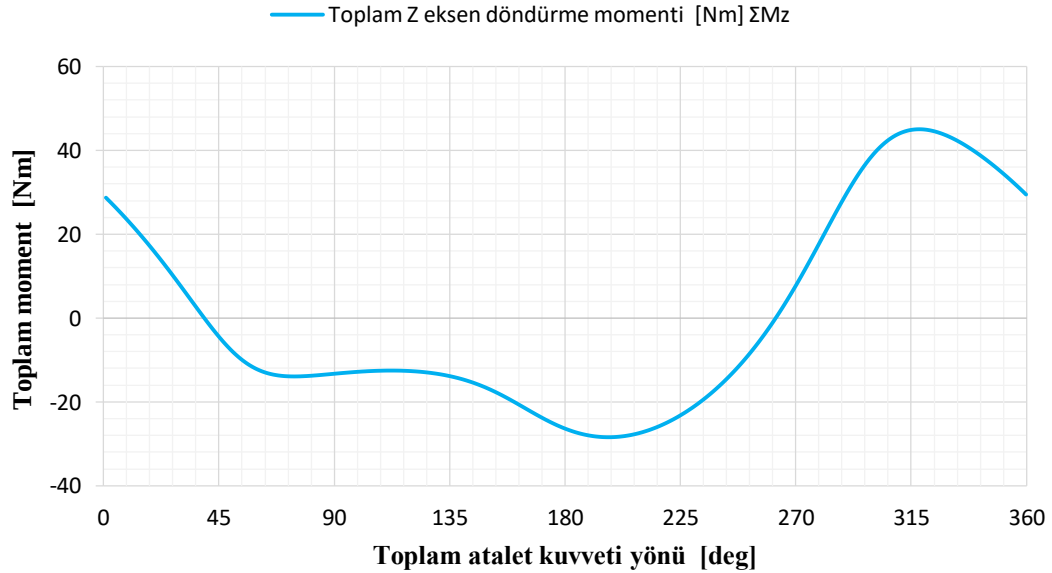
(6.60) numaralı denkleme, yukarıdaki parametreler girilirse aşağıdaki toplam moment grafiği elde edilir.



Şekil 6.30. Krank tarafından dengelenmeyen motorun krank açısına göre $\Sigma M(m_k=0)$ toplam moment grafiği

Şekil 6.30'deki eğrinin en büyük ve en küçük tepe değerleri $\theta_K = 138^\circ$ ve $\theta_K = 24^\circ$ krank açıklığında en yüksek ve en düşük seviyesine erişmişlerdir.

Şekil 6.30'deki krank açısına bağlı moment grafiği, toplam atalet kuvveti etkiye açısına ($\varphi_{\Sigma F}$) bağlı grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.31. Krank tarafından dengelenmeyen motorun $\Sigma M(\varphi_{\Sigma F})$ toplam kuvvet açısına göre toplam moment grafiği

Şekil 6.31'deki grafiğin toplam kuvvet yönünün $\varphi_{\Sigma F} = 196,7^\circ$ olduğu durumda motor gövdesine etkiyen toplam döndürme momenti, $\Sigma M = -28,48 Nm$ olup en

düşük değerine ulaşmıştır. Aynı eğri için toplam kuvvet yönünün $\varphi_{\Sigma F} = 317,7^0$ civarında olduğu halde ise, motor gövdesine etkiyen toplam döndürme momenti $\Sigma M = 45,03 \text{ Nm}$ ile en büyük değerine gelmiştir. Motorun rolanti devrinde krank dengesizken çalışması sırasında toplam moment genliği yukarıdaki veriler yardımı ile hesaplanırsa

$$\Sigma M_{max}(m_K = 0) = 45,03 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_{min}(m_K = 0) = -28,48 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_a(m_K = 0) = 73,51 \text{ Nm} \quad (6.61)$$

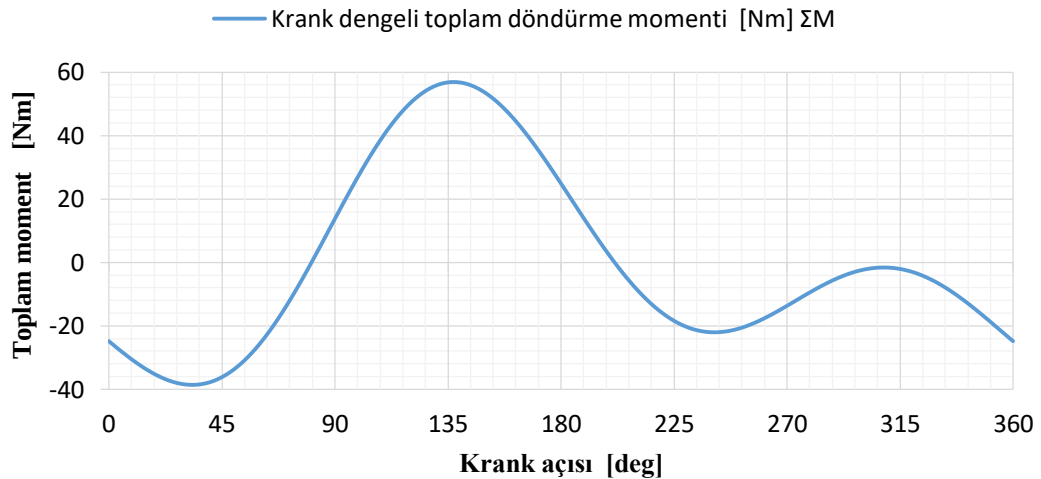
şeklinde çıkar.

6.2.2. İkiz V pistonlu motorun SYK ile dengelendiği haldeki toplam moment

$m_K = 3,63 \text{ kg}$ ağırlığındaki krank ile, krank muylusundan $\varphi_{Kd} = 180^0$ (simetrik yerleşimli ağırlık merkezli krank), krank merkezinden $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ konumlu ağırlık merkezi vasıtasıyla dengelenmiş $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerlerine sahip ikiz V pistonlu motorun krank açısına (θ_K) bağlı toplam moment grafiğinin çizilmesi için, aşağıdaki,

$$\Sigma M = M_{Kd} + M_{P1} + M_{P2} + M_{B\alpha1} + M_{B\alpha2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} \quad (6.60)$$

(6.60) numaralı denkleme, yukarıdaki parametreler girilirse aşağıdaki grafik elde edilir.



Şekil 6.32. SYK dengeli ($\varphi_{Kd}=180^0$) motorun krank açısına göre $\Sigma M(\omega_{kt})$ toplam moment grafiği

Şekil 6.32'deki grafiğin krank açısının $\theta_K = 33^\circ$ olduğu durumda motor gövdesine etkiyen toplam döndürme momenti, $\Sigma M = -38,6121 \text{ Nm}$ olup en düşük değerine ulaşmıştır. Aynı eğri için krank açısının $\theta_K = 137^\circ$ civarında olduğu halde ise, motor gövdesine etkiyen toplam döndürme momenti $\Sigma M = 56,8085 \text{ Nm}$ ile en büyük değerine gelmiştir. Motorun rolanti devrinde krank dengeliyken çalışması sırasında oluşan toplam azami moment genliği (1.4) numaralı ifade yardımıyla,

$$\Sigma M_a = \Sigma M_{max} - \Sigma M_{min} \quad (1.4)$$

$$\Sigma M_{max}(m_K = 3,63 \text{ } \varphi_{Kd} = 180^\circ) = 56,8085 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_{min}(m_K = 3,63 \text{ } \varphi_{Kd} = 180^\circ) = -38,6121 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_a(m_K = 3,63 \text{ } \varphi_{Kd} = 180^\circ) = 95,4206 \text{ Nm} \quad (6.62)$$

şeklinde çıkmaktadır. Yukarıdaki (6.61) ve (6.62) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.5) numaralı denklemde yerine konulup çözümlenirse,

$$G_{KM} = 1 - (\Sigma M_a(m_K \neq 0 \text{ } \varphi_{Kd} = 180^\circ) / \Sigma M_a(m_K = 0)) \quad (1.5)$$

$$G_{KM} = 1 - (95,4206 \text{ Nm} / 73,51 \text{ Nm})$$

$$G_{KM} = -\%29,8 \quad (6.63)$$

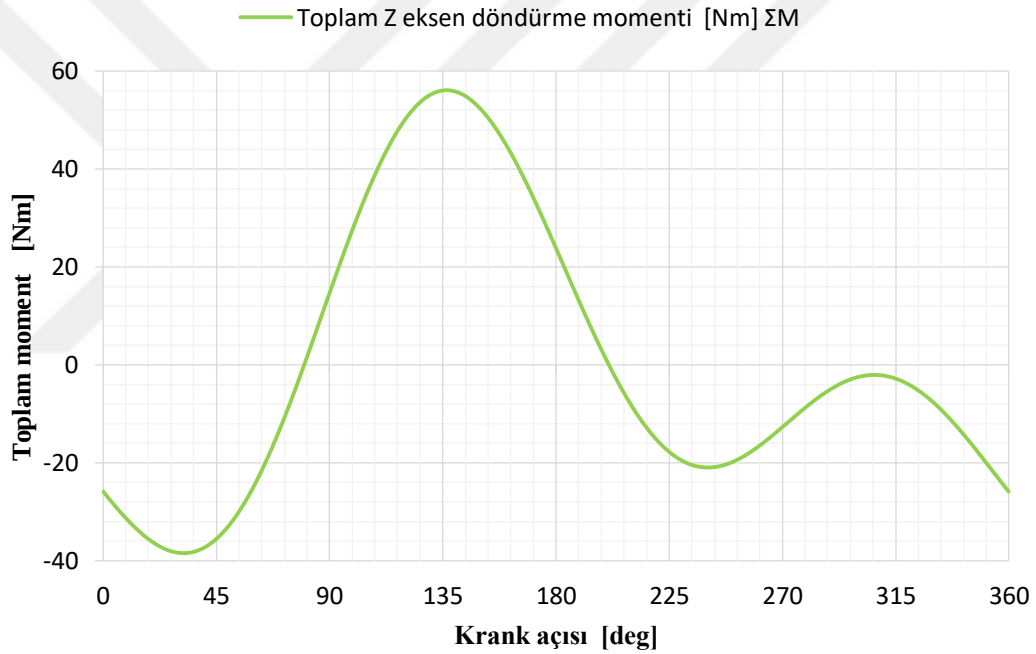
şeklinde bulunur. Yukarıdaki (6.63) numaralı işlem neticesinde; $m_K = 3,63 \text{ kg}$ ağırlığındaki krank ile krank muylusundan $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ krank merkezinden $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ konumlu ağırlık merkezi vasıtasıyla dengelenmiş teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerleri için sağlanan krank moment dengeleme başarı oranı $G_{KM} = -\%29,8$ olduğu anlaşılır. Geline bu nokta itibarı ile motorun krank kuvvet denge başarı oranını (G_{KF}) iyileştirmek için krank vasıtası ile yapılan dengeleme çözümü, krank kuvvet denge başarısına $G_{KF} = \%37,02$ oranında katkıda bulunurken, krank moment denge başarı oranını (G_{KM}) olumsuz yönde etkilemiştir.

Bu durumu iyileştirmek adına, krank kuvvet denge başarı oranından taviz verip vermemek tasarımcının tercihine kalmıştır. Buna rağmen krank moment denge başarı oranının, ikinci ve kalıcı bir çözüm için, ileriki Bölüm 7'de bahsedilmiş olan

Lanchester denge mekanizmasının birbirine ters dönen her iki milini motor bloğunun farklı yerlerine yerleştirmek kaydı ile belirli düzeyde iyileştirilebildiği görülecektir.

6.2.3. İkiz V pistonlu motorun AYK ile dengelendiği haldeki toplam momentini

$m_K = 3,53 \text{ kg}$ ağırlığındaki krank ile, krank muylusundan $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ derece¹⁵, krank merkezinden $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ konumlu ağırlık merkezi vasıtasıyla dengelenmiş teze konu ikiz V pistonlu motorun $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerlerine sahip ikiz V pistonlu motorun krank açısına (θ_K) bağlı toplam momentin grafiğini çizmek için, (6.60) numaralı denkleme, yukarıdaki parametreler girilirse,



Şekil 6.33. AYK dengeli ($\varphi_{Kd}=182,58^\circ$) motorun krank açısına göre $\Sigma M(\omega_{Kt})$ toplam moment grafiği

Şekil 6.33'deki grafikte olduğu gibi görünür. Krank açısının $\theta_K = 32^\circ$ olduğu durumda motor gövdesine etkiyen toplam döndürme momenti, $\Sigma M = -38,4 \text{ Nm}$ olup en düşük değerine ulaşmıştır. Aynı eğri için krank açısının $\theta_K = 137^\circ$ civarında olduğu halde ise, motor gövdesine etkiyen toplam döndürme momenti $\Sigma M = 56,0518 \text{ Nm}$ ile en büyük değerine gelmiştir.

Buradan motorun rolanti devrinde krank dengeli haldeyken çalışması sırasında oluşacak olan toplam moment genliği,

¹⁵ Asimetrik yerleşimli krank ağırlık merkezi

$$\Sigma M_{max}(m_K = 3,53 \ \varphi_{Kd} = 182,58^0) = 56,0518 \ Nm$$

$$\Sigma M_{min}(m_K = 3,53 \ \varphi_{Kd} = 182,58^0) = -38,4106 \ Nm$$

$$\Sigma M_a(m_K = 3,53 \ \varphi_{Kd} = 182,58^0) = 94,4624 \ Nm \quad (6.64)$$

şeklinde oluşacaktır. Yukarıdaki (6.61) ve (6.64) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.5) numaralı denklemde yerine konulup çözümlenirse,

$$G_{KM} = 1 - (\Sigma M_a(m_K = 3,53 \ \varphi_{Kd} = 182,58^0) / \Sigma M_a(m_K = 0)) \quad (1.5)$$

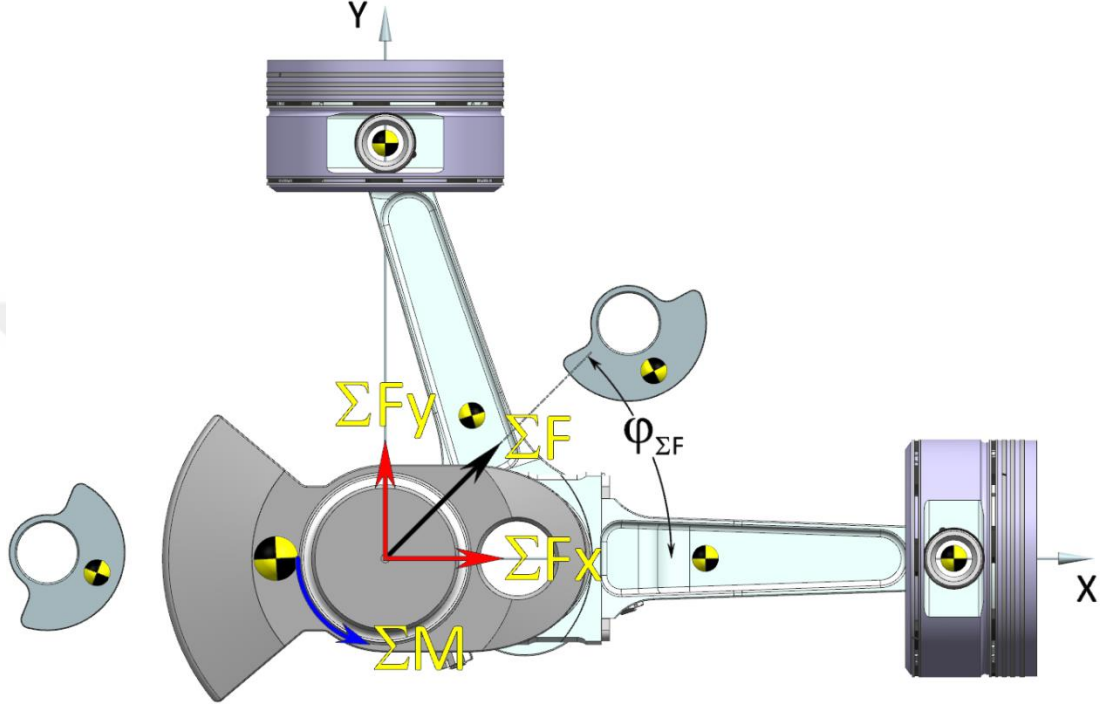
$$G_{KM} = 1 - (94,4624 \ Nm / 73,51 \ Nm)$$

$$G_{KM} = -\%28,5 \quad (6.65)$$

eşitlik (6.65)'de olduğu gibi bulunur.

Bölüm 6 içerisinde SYK ve AYK motorların krank ile dengelenmesi neticesinde kuvvet dengeleri, moment dengeleri ve titreşim frekansları irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ileri derecede konfor beklentisini karşılayamayacağından Bölüm 7'de SYK ve AYK motorlara Lanchester denge mekanizması eklenmiş ve yeniden hesaplamalar yapılmıştır.

7. LANCHESTER DENGELİ İKİZ V PİSTONLU MOTORUN TOPLAM ATALET KUVVETLERİ



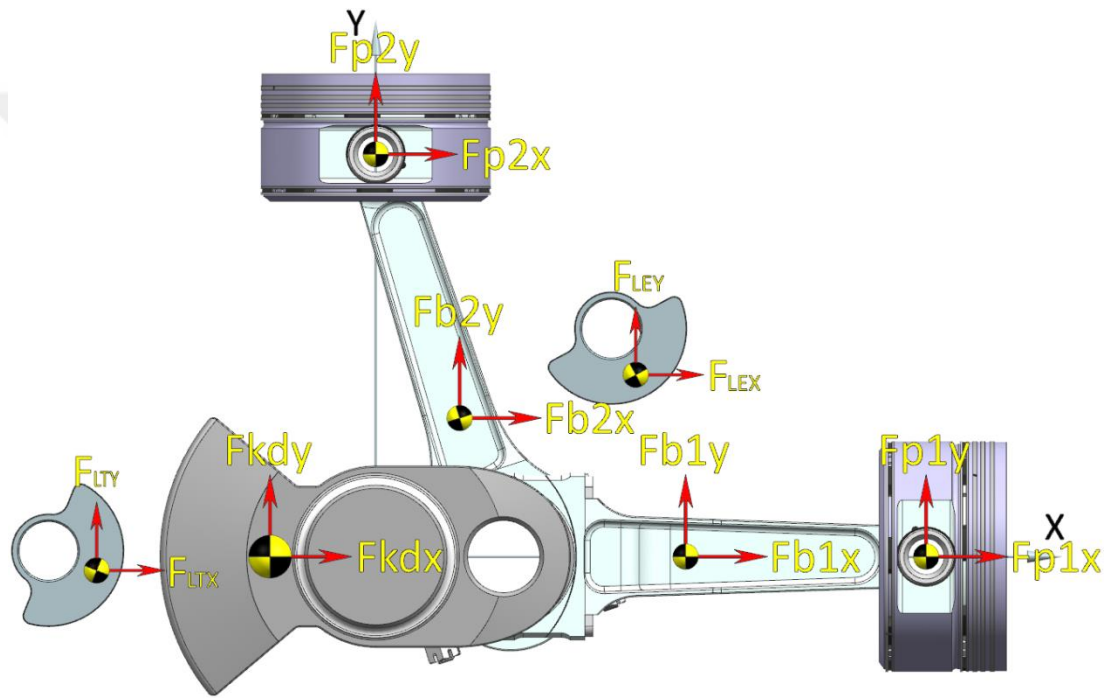
Şekil 7.1. Lanchester denge milleri eklenmiş ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetleri

Şekil 7.1’de Lanchester denge milleri ile desteklenen ikiz V pistonlu motorun daha önceki Bölüm 6’da hareketli parçalarının oluşturmuş olduğu birincil kuvvetleri krank ile dengelenmiş ve çıkan neticeler bölüm sonunda yazılmıştı. Bu bölümde yine krank ile dengelenmiş motorun birincil denge işlemi sonucunda doğan ikincil kuvvetin dengelenmesi için motora eklenecek olan Lanchester denge millerinin ikincil denge işleminde ikincil kuvveti ne derecede bertaraf ettiği incelenecektir.

Lanchester denge işlemi için motoru oluşturan hareketli her bir parçanın X ve Y eksenine üzerine düşen atalet kuvvetlerinin toplanması sonucunda motora etki eden toplam kartezyen kuvvet ($\Sigma F_x, \Sigma F_y$) ve toplam moment (ΣM) değerleri bulunur. Bölüm 2, 3, 4 ve 5’de üretilen kinematik ve dinamik denklemler, krank açısını (θ_K) parametre kabul ettiğinden, toplanmaları sırasında herhangi bir eşgüdüm sorunu yaşanmayacaktır. Aynı şekilde her bir parça bir diğeri ile kuvvet ilişkisi yerine sadece konum ilişkisi kuruyormuş gibi düşünüldüğünden ve mafsallardaki

konumların eşitliği durumu göz önünde bulundurulduğundan hız ve ivme hesaplamalarında bilinen bir taraf için bilinmeyen tarafı çok rahat bir şekilde diğeri cinsinden bulup çıkarmak mümkün olmuştur. Şekil 7.1'deki motoru oluşturan hareketli parçaların her birinin mevcut kütlesi, hareketi ve şeklinden kaynaklı atalet kuvvetleri, kinematik ve dinamik hesaplamalar vasıtası ile kendi içinde çözülmüştür. Bu sebepten dolayı hesaplamalar sırasında herhangi bir şekilde kütle indirgenmesi işlemi yapılmasına gerek kalmamıştır.

7.1. Lanchester Dengeli İkiz V Pistonlu Motorun Atalet Kuvvetleri



Şekil 7.2. Lanchester dengeli ikiz V motorun atalet kuvvetleri

Şekil 7.2'de pistonların sırası ile oluşturmuş oldukları F_{P1X} , F_{P1Y} , F_{P2X} , F_{P2Y} kuvvetleri, krankın ağırlık merkezinin üretmiş olduğu F_{KdX} , F_{KdY} kuvvetleri, piston kollarının üretmiş oldukları F_{B1X} , F_{B1Y} , F_{B2X} , F_{B2Y} kuvvetleri ve Lanchester denge millerinin oluşturmuş oldukları F_{LEX} , F_{LEY} , F_{LTX} , F_{LTY} kuvvetlerini X ve Y eksenleri üzerinde çakışıyormuşcasına toplandığında, toplam kuvvet çifti bulunur.

$$\Sigma F_X = F_{KdX} + F_{P1X} + F_{P2X} + F_{B1X} + F_{B2X} + F_{LEX} + F_{LTX} \quad (7.1)$$

$$\Sigma F_Y = F_{KdY} + F_{P1Y} + F_{P2Y} + F_{B1Y} + F_{B2Y} + F_{LEY} + F_{LTY} \quad (7.2)$$

Toplama işlemi neticesinde bulunan (7.1) ve (7.2) numaralı denklemlerin bir benzeri daha önceki Bölüm 6.1’de (6.1) ve (6.2) numaralar ile yazılmış olmasına rağmen denklemleri temsil eden ΣF_X ve ΣF_Y notasyonları mevcut durumda X ve Y eksenleri üzerindeki nihai toplam kuvvetleri gösteriyor oldukları için birbiri ile aynı değildirler. Bölüm 6’da Lanchester denge millerinin olmadığı ikiz V Pistonlu motorun her bir parçasının oluşturduğu atalet kuvvetlerinin toplamı ΣF_X ve ΣF_Y ile ifade edilirken (7.1) ve (7.2) numaralı ΣF_X ve ΣF_Y denklemlerinde aynı motorun Lanchester denge millerinin atalet kuvvetlerinin de toplamını içerdikleri için birbirinin tam aynısı değildirler. Genel manada birbirlerine benzemelerinin sebebi X ve Y eksenleri üzerinde mevcut bütün hareketli parçaların toplam atalet kuvvetlerini temsil ediyor olmalarıdır.

Yukarıdaki (7.1) ve (7.2) numaralı denklemler, Lanchester denge milleri ile desteklenen ikiz V pistonlu motorun krank ana yatak merkezinde farzedilen her bir eksen istikametine denk gelen toplam kuvvetlerini $(\Sigma F_X, \Sigma F_Y)$ verir. Bu kuvvetlerin her biri ana eksen takımı üzerinde oldukları için tekrar toplanmaları gerekmektedir. Toplama işlemi neticesinde motorun bütününe etkileyen bileşke kuvvet (ΣF) bulunmuş olur. Birbirine 90° dik olan bu iki kuvvetin bileşkesini bulmak için kartezyen toplam yapılırsa,

$$\Sigma F = \sqrt{\Sigma F_X^2 + \Sigma F_Y^2} \quad (7.3)$$

ifadesi elde edilir. (7.3) numaralı denklem karekök içerisinde olduğundan sonuç daima artı olacaktır. Aynı zamanda iki eksen üzerindeki iki kuvvetin $(\Sigma F_X, \Sigma F_Y)$ bileşkesi tek bir kuvvet (ΣF) haline döndüğünden bu ifade kuvvetin yönü bilgisine de sahip değildir. Motorun gövdesini etkileyen yukarıdaki (7.3) numaralı toplam kuvvet denklemi bağlı bulunduğu parametreleri ile ilişkili fonksiyon tarzında yazılırsa,

$$\Sigma F(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF}) = \sqrt{\Sigma F_X^2 + \Sigma F_Y^2} \quad (7.4)$$

şeklini alır. (7.4) ’deki toplam kuvvet denklemi oniki adet parametreye sahiptir. Bu parametrelerden ilk sekiz adedi krank dengeli ikiz V pistonlu motorun krank biyel mekanizmasına ait olduğu için Bölüm 6.1.3’de hesaplandığı şekilde alınacaktır. Kalan dört adedi ise Lanchester denge millerinin doğurduğu atalet kuvveti ile alakalı

parametreler olup Lanchester millerinin ağırlık merkezi yarıçapı R_{LD} tasarımcının yapacak olduğu yataklama mekanizmasının izin verdiği sınırlar içerisinde seçilebileceğinden dolayı $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ şeklinde kabul edilecektir.

7.1.1. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi

Teze konu ikiz V pistonlu motorun önceden belirlenmiş bir devirde vermesi istenilen sürekli güç ve tork için tezin haricinde yapılan termodinamik ve yapısal hesaplamalar sonucunda elde edilmiş olan $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ değerleri ile Bölüm 6.1.2’de yapılan en iyi SYK krank kuvvet denge başarı oranının sağlanabilmesi için elde edilen $m_K = 3,63 \text{ kg}$ krank değeri vasıtası ile en iyi Lanchester kuvvet denge başarı oranını sağlayacak m_L , φ_{KLF} ve φ_{LF} parametrelerinin her birini ayrı ayrı tespit etmek gerekmektedir. Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun Lanchester kuvvet denge başarı oranı Bölüm 1.4.1.2’de (1.3) numaralı denklem ile verilmiştir.

$$G_{LF} = 1 - (\Sigma F_a(m_L \neq 0) / \Sigma F_a(m_L = 0)) \quad (1.3)$$

Yukarıdaki (1.3) numaralı denklem, motorun hareket eden yedi parçasının üretmiş olduğu toplam atalet kuvvetinin genliği ΣF_a ile alakalı olduğundan en büyük kuvvet başarı oranı için $\Sigma F_a(m_L \neq 0)$ Lanchester dengeli toplam kuvvet genliğinin $\Sigma F_a(m_L = 0)$ Lanchester dengesiz toplam kuvvet genliğinden küçük çıkması gerekir. Kısaca $\Sigma F_a(m_L \neq 0)$ Lanchester dengeli toplam kuvvet genliği ifadesinin en küçük olduğu çözüm yeri, Lanchester kuvvet denge başarı oranının en büyük olduğu yerdir.

Bölüm 1.4.1’de motorun hareketli parçalarının üretmiş olduğu toplam kuvvetin ΣF , en büyük tepe değeri (ΣF_{max}) ile en küçük tepe değeri (ΣF_{min}) arasındaki farkı, toplam kuvvet genliği diye adlandırıp aşağıdaki gibi fonksiyonize edilmiştir.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

ΣF_a toplam kuvvet genliği ifadesi, Bölüm 7.1’de hesaplanmış olunan (7.4) numaralı toplam kuvvet ΣF ifadesinin genliği olduğu için parametreleri aynıdır. (1.1) numaralı toplam kuvvet genliği ifadesi parametreleri ile yazılırsa,

$$\Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF}) \quad (7.5)$$

şeklini alır. Lanchester kuvvet denge başarı oranının en büyük olması için (7.5) numaralı toplam kuvvet genliği ifadesinin yerel minimum (ektremum) noktasının bilinmesi gerekir. Bu sebep ile aranan her bir m_L , φ_{KLF} ve φ_{LF} parametresi için ayrı ayrı kısmi türevinin alınıp sıfıra eşitlenir.

$$\frac{\delta \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta m_{Ld}} = 0 \quad (7.6)$$

$$\frac{\delta \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta \varphi_{KLF}} = 0 \quad (7.7)$$

$$\frac{\delta \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta \varphi_{LF}} = 0 \quad (7.8)$$

m_L , φ_{KLF} ve φ_{LF} parametreleri ile kısmi türevlenen (7.5) numaralı denklemden (7.6), (7.7) ve (7.8) numaralı üç adet üç bilinmeyenli denklem bulunur. Bu ifadeler yüksek dereceden çok bilinmeyenli non lineer trigonometrik yapıda olduğundan özel bir çözüm şekline sahip değildirler. Bu sebepten çözüm yaklaşık metot yöntemini kullanarak bulunabilir [15]. İfadeleri oluşturan onlarca iç içe geçmiş yüksek dereceden non lineer trigonometrik fonksiyonların yan yana yazılması ve devamında türevlerinin alınması işlemi meşakkatli olacağından, ifade numerik olarak bilgisayar yardımı ile türevlenir. Her bir türev ifadesi için bulunan numerik yapı içinde veriler işletilerek elde edilecek olan çıktılar tekrar yaklaşık çözüm yöntemine girdi olacak şekilde birkaç iterasyon ile sonuca gidilir. Bilgisayarda yapılacak olan numerik işlemler matematiksel olarak ifade edilirse; Yukarıdaki, (7.6), (7.7) ve (7.8) numaralı üç adet üç bilinmeyenli $\delta \Sigma F_a / \delta m_L$, $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{KLF}$, $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{LF}$ fonksiyonlarının yaklaşık metot ile çözümlerinin bulunması için ifadelerin m_L , φ_{KLF} φ_{LF} parametreleri ile ayrı ayrı her birinin kısmi türevinin alınması gerekir.

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta m_{Ld}^2} \quad (7.9)$$

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta \varphi_{KLF}^2} \quad (7.10)$$

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.11)$$

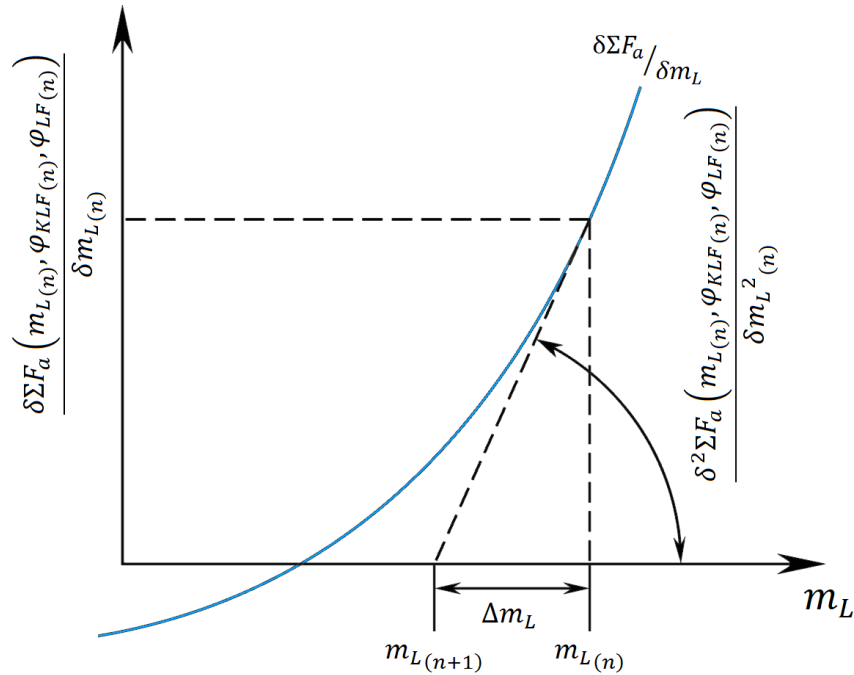
Kısmi türevleri alınan (7.6), (7.7) ve (7.8) numaralı ifadeler (7.9), (7.10), (7.11) numaralı üç adet denkleme dönüşür. Bilinen parametreler $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ yazıldığında denklemler aşağıdaki gibi üç ayrı parametreye bağlı üç ayrı kısmi türev ifadesi haline gelir.

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta m_{Ld}^2} \quad (7.12)$$

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta \varphi_{KLF}^2} \quad (7.13)$$

$$\frac{\delta^2 \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})}{\delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.14)$$

m_L parametresi ile kısmi türevli (7.12) numaralı denklem yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.3. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta m_L$ nonlineer ifadesinin m_L değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 7.3’de görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF}) / \delta m_L^2$ fonksiyonuna girilen $m_{L(n)}$, $\varphi_{KLF(n)}$, $\varphi_{LF(n)}$ birincil iterasyon değerleri $m_{L(n)}$ noktası için $\delta \Sigma F_a / \delta m_L$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $m_{L(n)}$, $\varphi_{KLF(n)}$, $\varphi_{LF(n)}$ birincil iterasyon değerlerini $\delta \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF}) / \delta m_L$ fonksiyonuna girdiğimizde Şekil 7.3’deki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden

$$\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L \quad (7.15)$$

Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.) numaralı fonksiyon değeri ile Δm_L p arametresinin oranı, üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan ifade,

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L^2 = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})}{\Delta m_L} \quad (7.16)$$

halini alır. (7.16) numaralı denklem içerisinde iterasyon için gerekli olan Δm_L parametresi çekilirse,

$$\Delta m_L = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L^2} \quad (7.17)$$

şeklinde iterasyonlar arası Δm_L farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 7.3’den

$$\Delta m_L = m_{L(n)} - m_{L(n+1)} \quad (7.18)$$

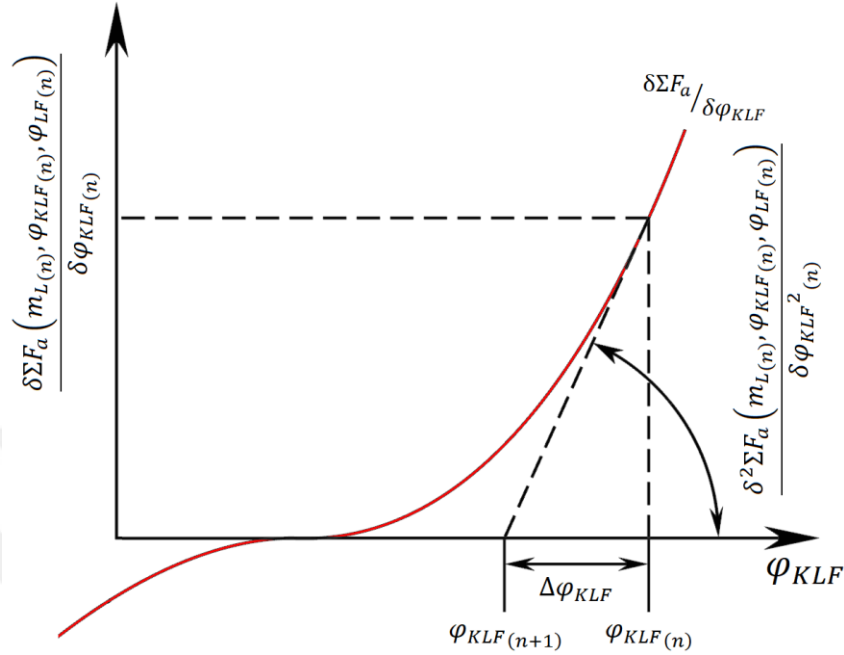
$$m_{L(n+1)} = m_{L(n)} - \Delta m_L \quad (7.19)$$

şeklinde bulunur. (7.17) numaralı denklem (7.19) numaralı denklem içinde kullanıldığında,

$$m_{L(n+1)} = m_{L(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L^2} \quad (7.20)$$

şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $m_{L(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur. İkinci bilinmeyen parametre φ_{KLF} için kısmi türevli (7.13) numaralı

denklem yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.4. Yüksek dereceli $\delta\Sigma F_a/\delta\varphi_{KLF}$ nonlineer ifadesinin φ_{KLF} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlınması

Şekil 7.4’da görüldüğü gibi $\delta^2\Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})/\delta\varphi_{KLF}^2$ fonksiyonuna girilen $m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\varphi_{KLF(n)}$ noktası için $\delta\Sigma F_a/\delta\varphi_{KLF}$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}$ iterasyon değerleri $\delta\Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF})/\delta\varphi_{KLF}$ fonksiyonuna girildiğinde Şekil 7.4’daki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})/\delta\varphi_{KLF} \quad (7.21)$$

(7.21) numaralı fonksiyon değeri ile $\Delta\varphi_{KLF}$ parametresinin oranı, üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan bu ifade,

$$\delta^2\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})/\delta\varphi_{KLF}^2 = \frac{\delta\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})}{\Delta\varphi_{KLF}} \quad (7.22)$$

halini alır. (7.22) numaralı ifade içerisinde iterasyon için gerekli olan $\Delta\varphi_{KLF}$ parametresi çekilirse,

$$\Delta\varphi_{KLF} = \frac{\delta\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})/\delta\varphi_{KLF}}{\delta^2\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})/\delta\varphi_{KLF}^2} \quad (7.23)$$

şeklinde iterasyonlar arası $\Delta\varphi_{KLF}$ farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 7.4'den,

$$\Delta\varphi_{KLF} = \varphi_{KLF(n)} - \varphi_{KLF(n+1)} \quad (7.24)$$

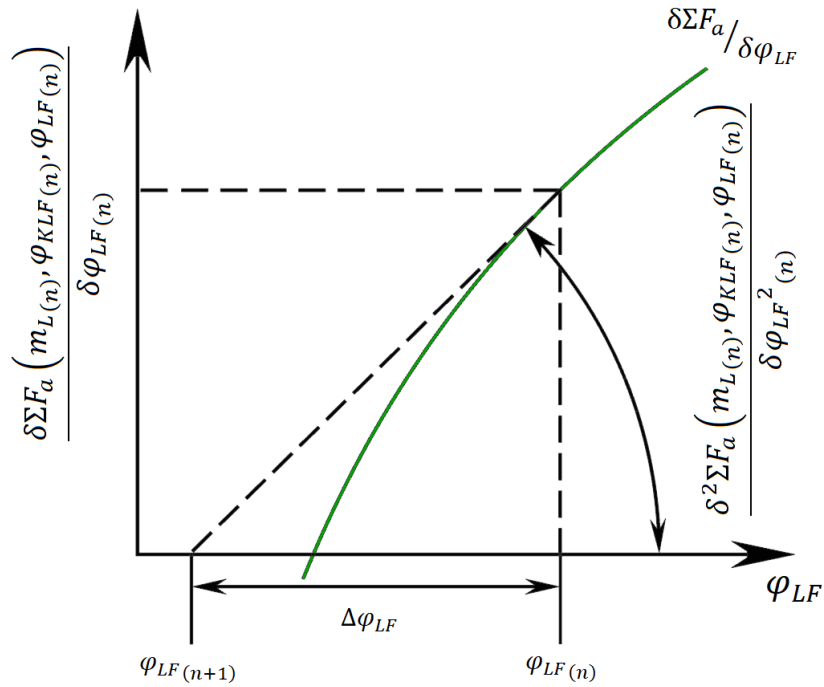
$$\varphi_{KLF(n+1)} = \varphi_{KLF(n)} - \Delta\varphi_{KLF} \quad (7.25)$$

Bulunur. (7.23) numaralı ifade (7.25) numaralı ifade içinde kullanıldığında,

$$\varphi_{KLF(n+1)} = \varphi_{KLF(n)} - \frac{\delta\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})/\delta\varphi_{KLF}}{\delta^2\Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})/\delta\varphi_{KLF}^2} \quad (7.26)$$

şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $\varphi_{KLF(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur.

İkinci bilinmeyen parametre φ_{LF} için kısmi türevli (7.14) numaralı denklem yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.5. Yüksek dereceli $\delta\Sigma F_a/\delta\varphi_{LF}$ nonlineer ifadesinin φ_{LF} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 7.5’de görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF}) / \delta \varphi_{LF}^2$ fonksiyonuna girilen $m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\varphi_{LF(n)}$ noktası için $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{LF}$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}$ iterasyon değerleri $\delta \Sigma F_a(m_L, \varphi_{KLF}, \varphi_{LF}) / \delta \varphi_{LF}$ fonksiyonuna girildiğinde Şekil 7.5’deki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF} \quad (7.27)$$

(7.27) numaralı fonksiyon değeri ile $\Delta \varphi_{KLF}$ parametresinin oranı, üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan bu ifade,

$$\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{KLF}^2 = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)})}{\Delta \varphi_{KLF}} \quad (7.28)$$

halini alır. (7.28) numaralı ifade içerisinde iterasyon için gerekli olan $\Delta \varphi_{LF}$ parametresi çekilirse,

$$\Delta \varphi_{LF} = \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.29)$$

şeklinde iterasyonlar arası $\Delta \varphi_{LF}$ farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 7.5’den,

$$\Delta \varphi_{LF} = \varphi_{LF(n)} - \varphi_{LF(n+1)} \quad (7.30)$$

$$\varphi_{LF(n+1)} = \varphi_{LF(n)} - \Delta \varphi_{LF} \quad (7.31)$$

Bulunur. (7.29) numaralı ifade (7.31) numaralı ifade içinde kullanıldığında,

$$\varphi_{LF(n+1)} = \varphi_{LF(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.32)$$

Şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $\varphi_{LF(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur.

Yukarıdaki işlemler neticesinde elde edilen (7.20), (7.26) ve (7.32) numaralı ifadeler yardımı ile yaklaşık çözüm için gereken iterasyon işlemi $m_{L(1)} = 0,1 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF(1)} =$

$180^0 \varphi_{LF(1)} = 0^0$ 'de olacak şekilde birincil değerler ile yaklaşık çözüm adımları başlatılırsa,

$$m_{L(2)} = m_{L(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta m_L}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta m_L^2} \quad (7.33)$$

$$\varphi_{KLF(2)} = \varphi_{KLF(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{KLF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{KLF}^2} \quad (7.34)$$

$$\varphi_{LF(2)} = \varphi_{LF(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{LF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.35)$$

$$m_{L(2)} = 0,076 \text{ kg}$$

$$\varphi_{KLF(2)} = 316,5^0$$

$$\varphi_{LF(2)} = 8,35^0$$

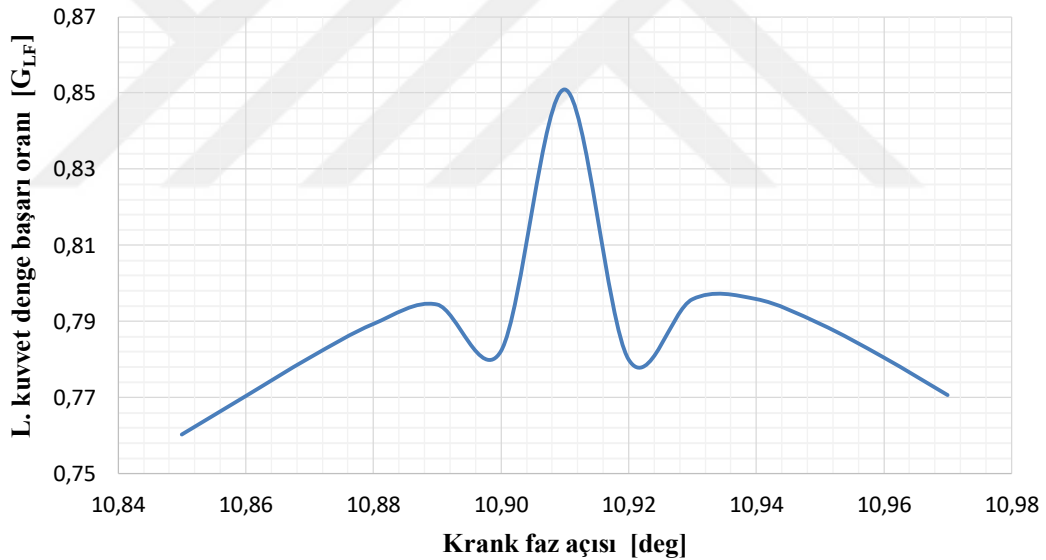
şeklinde bulunur. Bilgisayar ile yapılan hesaplamaların son adımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 7.1. φ_{KLF} , φ_{LF} , m_L bilinmeyen parametrelerinin SYK'da en yüksek G_{LF} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu

i	φ_{KLF}	φ_{LF}	m_L	$\Delta \varphi_{LdE}$	$\Delta \varphi_{LdT}$	G_{LF}
1	4,91	315,1	0,067	305,32	19,64	0,7349
2	5,91	315,2	0,068	303,33	23,64	0,764
3	6,91	315,2	0,069	301,34	27,64	0,7862
4	7,91	315,2	0,070	299,35	31,64	0,8018
5	8,91	315,2	0,071	297,36	35,64	0,8096
6	9,91	315,2	0,072	295,37	39,64	0,7926
7	10,91	315,2	0,073	293,38	43,64	0,8509
8	11,91	315,2	0,074	291,39	47,64	0,7791
9	12,91	315,2	0,075	289,40	51,64	0,7897
10	13,91	315,2	0,076	287,41	55,64	0,7772
11	14,91	315,2	0,077	285,42	59,64	0,7484
12	15,91	315,3	0,078	283,43	63,64	0,7134
13	16,91	315,3	0,079	281,44	67,64	0,6752
Δ	1	0,01	0,001			
aç/kapa	1	1	1			

Yukarıdaki Tablo 7.1 numaralı tablonun i ile isimlendirilmiş olan ilk sütunu numerik türev işleminin çözüme yakın bölgedeki adımlarını gösterir. İkinci, üçüncü ve

dördüncü sütunları sırası ile aranılan φ_{KLF} , φ_{LF} ve m_L parametrelerinin i değişkenine göre artımlarını belirtir. Beş ve altıncı sütunlarda Lanchester denge millerinin her birinin ağırlık merkezi açısıl konumlarının ilk ayar konumunu temsil eden $\Delta\varphi_{LdE}$ ve $\Delta\varphi_{LdT}$ açısıl parametreleri vardır. Daha önceki Bölüm 5.3.1.2 ve Bölüm 5.3.1.3’de Bu ayar parametrelerinin φ_{KLF} ve φ_{LF} parametreleri ile olan ilişkisi anlatılmıştır. Nihayetinde yedinci sutundaki G_{LF} Lanchester kuvvet denge başarı oranının en büyük olduğu değer için aranan üç parametreden ikisi olan φ_{KLF} , φ_{LF} parametreleri ana denklem sistemi içinde $\Delta\varphi_{LdE}$ ve $\Delta\varphi_{LdT}$ değerleri ile temsil edilebildikleri için tablo üzerinde dönüşüm yapıp tekrar fonsiyona geri bildirim yapılabilir. G_{LF} değerinin en büyük olduğu aralık bulununcaya kadar iterasyon işlemine devam edilir. Bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan krank faz açısına (φ_{KLF}) bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı (G_{LF}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.6. Krank faz açısına bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.6’daki grafikte Tablo 7.1’in ikinci sutunda krank faz açısına ($\Delta\varphi_{KLF}$) bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranını eğrisi görünmektedir. Tablo 7.1’deki üçüncü ve dördüncü stunlardaki aranılan değerler için benzeri şekilde eğriler oluşmaktadır.

İkinci değerler ile iterasyona $\Delta m_L \leq 0,001 \text{ kg}$ $\Delta\varphi_{KLF} \leq 0,001 \text{ m}$ $\Delta\varphi_{KL} \leq 0,001^\circ$ şartları sağlanıncaya dek devam edersek, teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$

$R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ değerleri için en uygun Lanchester kuvvet dengelemesi yapılabilecek m_L , φ_{KLF} ve φ_{LF} değerleri beşinci iterasyonda,

$$m_L = 0,073 \text{ kg}$$

$$\varphi_{KLF} = 10,91^0$$

$$\varphi_{LF} = 315,2^0$$

şeklinde bulunmuş olur. Bölüm 6.1.2’de hesaplamaları yapılan krank biyel mekanizmasından arda kalan ikincil kuvvetin karşılanması için Lanchester denge milleri ağırlıklarının her biri $m_L = 0,073 \text{ kg}$ olması gerekir. Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu atalet kuvvetinin etkime açısı $\varphi_{LF} = 315,2^0$ çıkmış olması, krank biyel mekanizmasının üretmiş olduğu ikincil toplam atalet kuvvetinin en fazla etkin olduğu açığı tam karşılamasından kaynaklanmaktadır. Aynı şekilde Lanchester denge millerinin ürettiği toplam atalet kuvvetinin en büyük olduğu esnada krank faz açıklığı $\varphi_{KLF} = 10,91^0$ şeklinde tespit edilmiştir. Bulunan $\varphi_{KLF} = 10,91^0$ ve $\varphi_{LF} = 315,2^0$ değerleri yardımı ile Lanchester denge millerinin krank sıfır derecede iken başlangıç faz açılarını bulmak için, Bölüm 5.3.1.2’deki (5.18) numaralı denkleme $\varphi_{KLF} = 10,91^0$ değeri konulup çözümlenirse,

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.18)$$

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot 10,91^0$$

$$\Delta\varphi_{LdT} = 43,64^0 \quad (7.36)$$

şeklinde KTY-Lanchester denge mili faz açıklığı bulunur. Teze konu ikiz V pistonlu motorunun en iyi Lanchester kuvvet denge başarı oranı için, krank sıfır derecede iken KTY-Lanchester denge mili ile KEY-Lanchester denge mili arasındaki açı farkı $\Delta\varphi_{LdT} = 43,64^0$ olmalıdır. Aynı şekilde KEY-Lanchester denge milinin başlangıç faz açısını bulmak için Bölüm 5.3.1.3’deki (5.21) numaralı denkleme $m_L = 0,073 \text{ kg}$ değerleri konulup çözümlenirse,

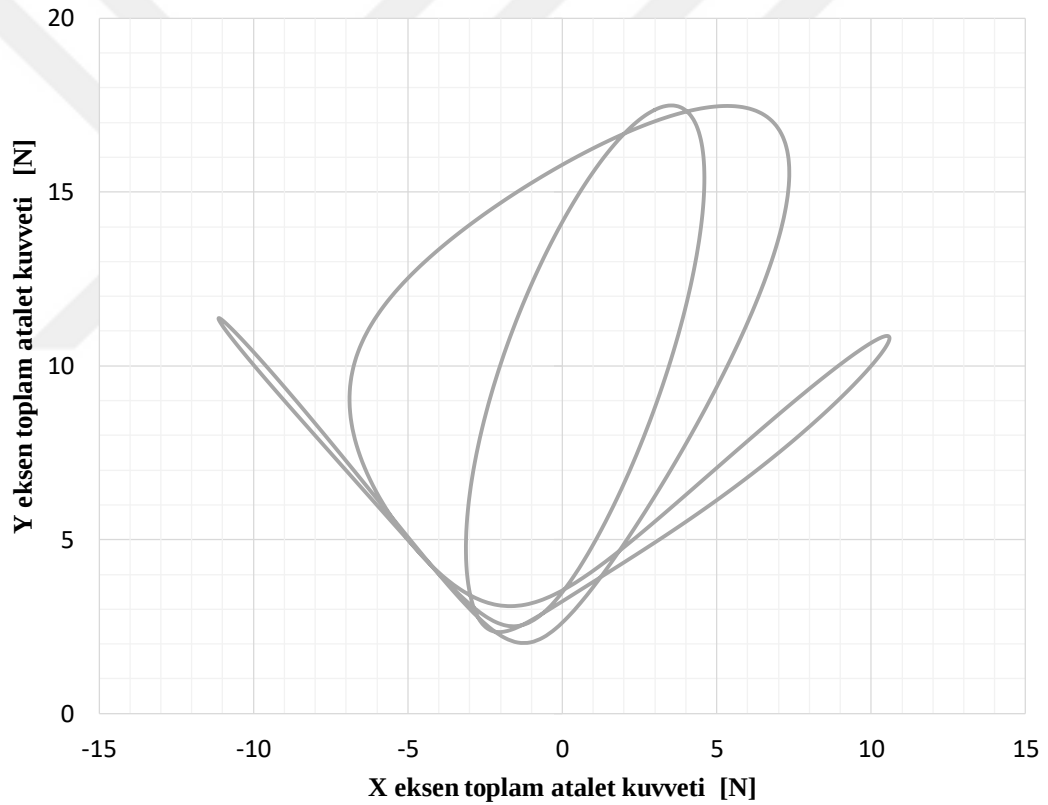
$$\Delta\varphi_{LdE} = \varphi_{LF} - 2 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.21)$$

$$\Delta\varphi_{LdE} = 315,2^0 - 2 \cdot 10,91^0$$

$$\Delta\varphi_{LdE} = 293,38^0 \quad (7.37)$$

şeklinde KEY-Lanchester denge mili faz açıklığı bulunur. Teze konu ikiz V pistonlu motorunun en iyi Lanchester kuvvet denge başarı oranı için, krank sıfır derecede iken KEY-Lanchester denge mili başlangıç faz farkı $\Delta\varphi_{LdE} = 293,38^0$ olmalıdır.

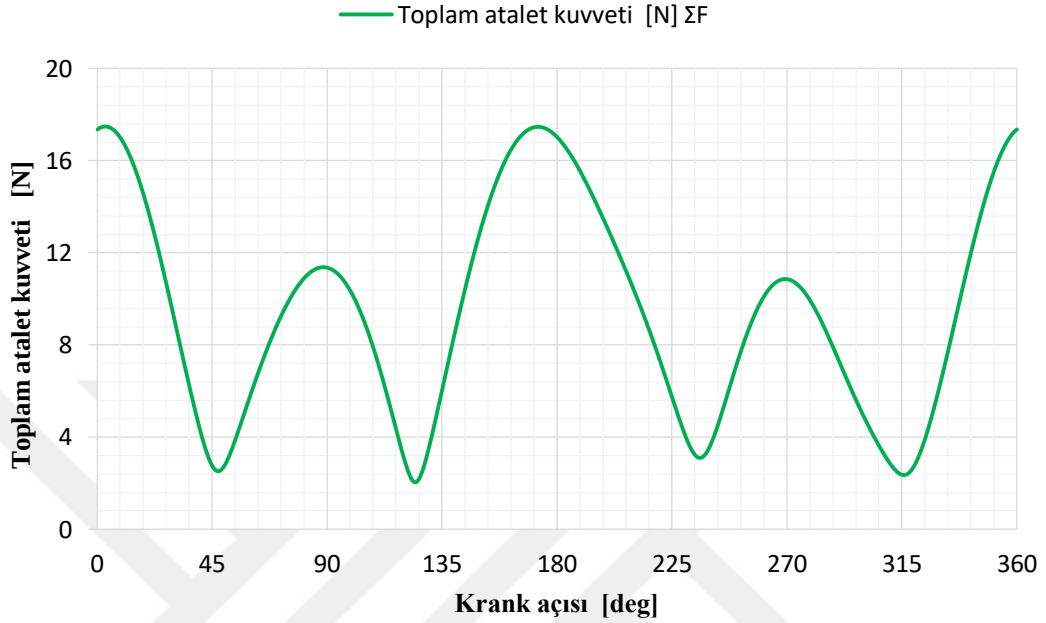
$n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^0$ ve $\varphi_{LF} = 315,2^0$ verileri için (Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş SYK motor) ikiz V pistonlu motorun X ve Y eksenleri üzerindeki toplam atalet kuvveti grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.7. Lanchester dengeli SYK motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği

Her iki eksen üzerindeki atalet kuvvetlerinin bileşkesi olan toplam atalet kuvvetinin krank açısına göre değişimini gösteren grafik Şekil 7.8'deki gibidir. Bu grafikteki kapalı eğri motorun X ve Y eksenlerindeki toplam atalet kuvvetlerinin zaman domenine bağlı parametrik bir fonksiyonudur.

Motorun birinci pistonu X ekseninde ve ikinci pistonu Y ekseninde hareket ediyor olduğu düşünülürse grafiği oluşturan genel şeklin bu iki kuvvet eksenine kırkbeş derece kadar dönüktür.



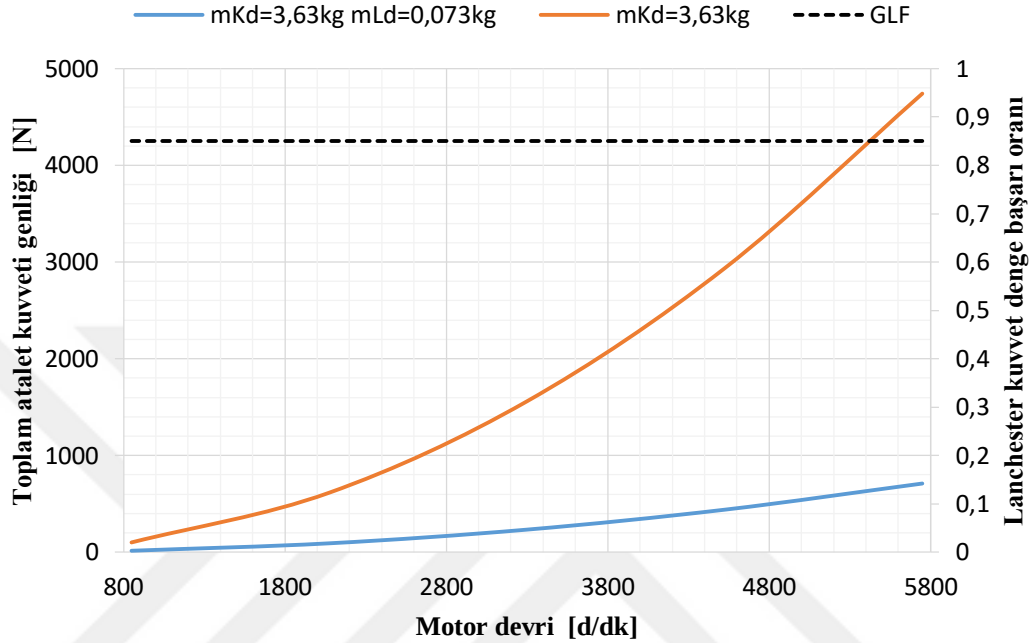
Şekil 7.8. Lanchester denge mekanizması ve simetrik ağırlık merkezli krank ile dengelenmiş ikiz V motorun toplam atalet kuvveti grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.8’de rölanti devrinde çalışan ikiz V pistonlu motorun, krank ve Lanchester denge mekanizması ile en iyi dengelenmiş durumdaki toplam atalet kuvveti eğrisi görünmektedir. Rölanti devri için eğrinin azami ve asgari tepe değerleri farkı $\Sigma F_a = 15,445 \text{ N}$ gelirken azami motor devri $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 706,768 \text{ N}$ gelmektedir. Her iki devir aralığı dört eşit parçaya bölünürse, $n_K = 2075 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 92,04 \text{ N}$, $n_K = 3300 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 232,726 \text{ N}$, $n_K = 4525 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 437,702 \text{ N}$ ara değerleri bulunabilir. Bulunan bu beş değerin bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 7.2. Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣF_a [N]
850	15,445
2075	92,04
3300	232,726
4525	437,702
5750	706,768

SYK krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş motor için istenilen her bir motor devrine karşılık toplam kuvvet genliği bağıntıları elde edilir. Yukarıdaki Tablo 7.4'den faydalanılarak oluşturulan motor devrine karşılık gelecek toplam kuvvet genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.9. SYK krank ve Lanchester denge milleri tarafından dengelenen (açık mavi renkli eğri) ve sadece SYK krank tarafından dengelenen (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣF_a toplam kuvvet genlikleri grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.9'da krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam kuvvet genliğinin eğrisi açık mavi renk ile görünmektedir. Aynı şekilde turuncu renk ile çizili olan eğri ise motorun sadece SYK krank ile dengelendiği durumdaki toplam kuvvet genliğini tanımlamaktadır. Açık mavi renk ile çizili olan eğri için bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında

$$\Sigma F_a = 0,000021381 \cdot n_K^2 \quad (7.38)$$

$$R = 0,999 \quad (7.39)$$

şeklinde doğruluk yansıması; eşitlik (7.39)'da olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (7.38) numaralı denklem, SYK krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş motorun krank devrine bağlı toplam atalet kuvvetinin genliğinin ampirik

denklemdir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun SYK krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmesinden dolayı $n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam atalet kuvveti sadece krank ile dengelenmeyene göre $88,127 \text{ N}$ azalırken $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $4032,836 \text{ N}$ azalmıştır. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ verileri için Bölüm 1.4.1.2’de bahsedilmiş olan Lanchester kuvvet denge başarı oranı (1.3) ifadesi yardımıyla motorun SYK krank ile dengelendiği durumun başarı oranının değerlendirmesi yapılabilir.

$$G_{LF} = 1 - (\Sigma F_a(m_L \neq 0) / \Sigma F_a(m_L = 0)) \quad (1.3)$$

(1.3) numaralı Lanchester kuvvet denge başarı oranı ifadesini kapsayan ΣF_a fonksiyonunun değerini bulabilmek için (1.1) numaralı denklemden faydalanmak gerekir,

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Yukarıdaki şartlar (1.1) numaralı denkleme konulup çözülürse,

$$\Sigma F_{max}(m_L = 0,073) = 17,493 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_L = 0,073) = 2,0486 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_L = 0,073) = 15,445 \text{ N} \quad (7.40)$$

şeklinde bulunur. Benzeri işlemler $m_L = 0 \text{ kg}$ için yapıldığında,

$$\Sigma F_{max}(m_L = 0) = 103,813 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_L = 0) = 0,2407 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_L = 0) = 103,572 \text{ N} \quad (7.41)$$

şeklinde bulunur. Yukarıdaki (7.40) ve (7.41) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.2) numaralı denklemde yerine konulup çözülürse,

$$G_{KF} = 1 - (15,445 \text{ N} / 103,572 \text{ N})$$

$$G_{KF} = \%85,09 \quad (7.42)$$

Teze konu ikiz V pistonlu motorun tanımlanmış bütün devir aralıklarında geçerli olan, SYK krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş olduğundaki Lanchester kuvvet denge başarı oranı bulunmuş olur. Bulunan bu oransal değer, Lanchester millerinin dengelemesinin motorun bünyesini sarsmaya çalışan toplam atalet kuvvetini $G_{LF} = \%85,09$ oranında düşürdüğü manasına gelmektedir. Yukarıdaki Şekil 7.9'den anlaşılabacağı gibi kesintili siyah çizgiler ile gösterilen Lanchester kuvvet denge başarı oranı G_{LF} her devir için aynı olup değişmemektedir.

7.1.1.1. Lanchester denge milleri ile dengelenmiş SYK ikiz V Pistonlu motorun gövde salınımı

Bölüm 7.1'de yapılan hesaplamalar neticesinde her iki ana eksen üzerine düşen toplam atalet kuvvetleri $(\Sigma F_X, \Sigma F_Y)$ (7.1) ve (7.2) numaralı denklemler ile bulunmuştur.

$$\Sigma F_X = F_{KdX} + F_{P1X} + F_{P2X} + F_{B1X} + F_{B2X} + F_{LEX} + F_{LTX} \quad (7.1)$$

$$\Sigma F_Y = F_{KdY} + F_{P1Y} + F_{P2Y} + F_{B1Y} + F_{B2Y} + F_{LEY} + F_{LTY} \quad (7.2)$$

Yukarıdaki denklemler yardımı ile motorun gövdesine etki eden eksenel ivmeler bulunabilir.

$$\Sigma F_X = m_m \cdot a_{mX} \quad (7.43)$$

$$\Sigma F_Y = m_m \cdot a_{mY} \quad (7.44)$$

Yukarıdaki (7.43) ve (7.44) motor bloğuna etki eden genel kuvvet denklemlerinin içerisinde motorun gövdesinin X ve Y eksen istikametindeki salınım ivmeleri çekilirse,

$$a_{mX} = \Sigma F_X / m_m \quad (7.45)$$

$$a_{mY} = \Sigma F_Y / m_m \quad (7.46)$$

haline gelir. Bulunan (7.45) ve (7.46) numaralı ivme denklemleri zamana (t) göre iki defa integre edilirse, motorun gövdesinin X ve Y eksenlerinde zamana göre hareket etme miktarı bulunmuş olur.

$$\iint a_{mX} dt^2 = \iint (\Sigma F_X / m_m) dt^2 \quad (7.47)$$

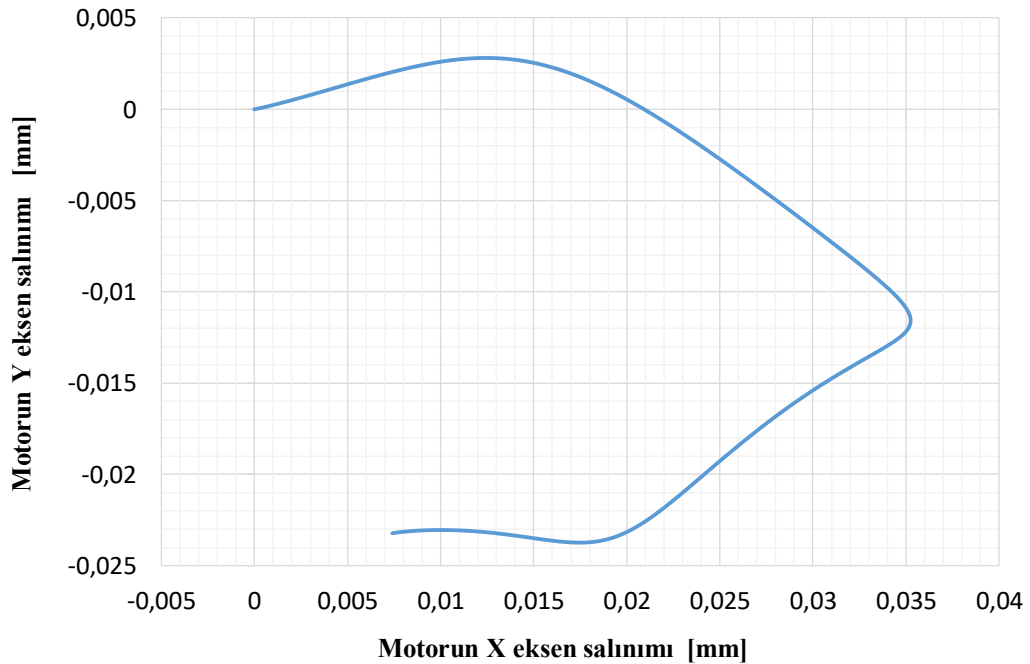
$$\iint a_{mY} dt^2 = \iint (\Sigma F_Y / m_m) dt^2 \quad (7.48)$$

Yukarıdaki (7.47) ve (7.48) numaralı integral ifadelerinin ilk kısmı çözümlenirse,

$$X_m = \iint (\Sigma F_X / m_m) dt^2 \quad (7.49)$$

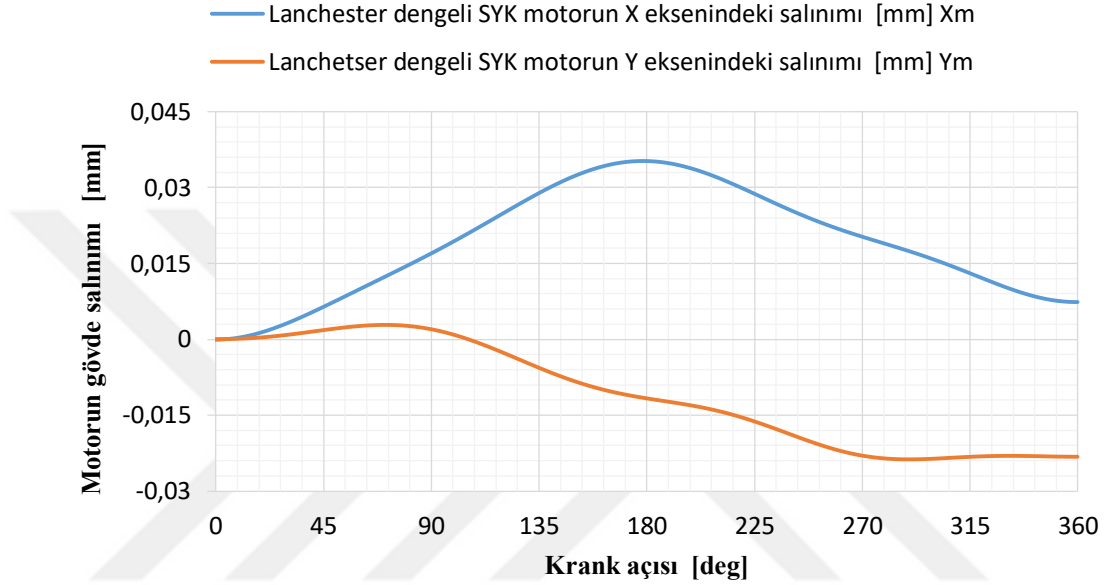
$$Y_m = \iint (\Sigma F_Y / m_m) dt^2 \quad (7.50)$$

şeklinde motor gövdesinin X ve Y eksenleri üzerinde zamana göre salınım denklemleri bulunmuş olur. $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ değerlerine sahip $n_K = 850 \text{ d/dk}$ ile çalışan motorun X ve Y eksenlerinde yapmış olduğu salınımının bilgisayar ortamında yapılan numerik çözümler neticesinde oluşan grafiği aşağıdaki gibidir.



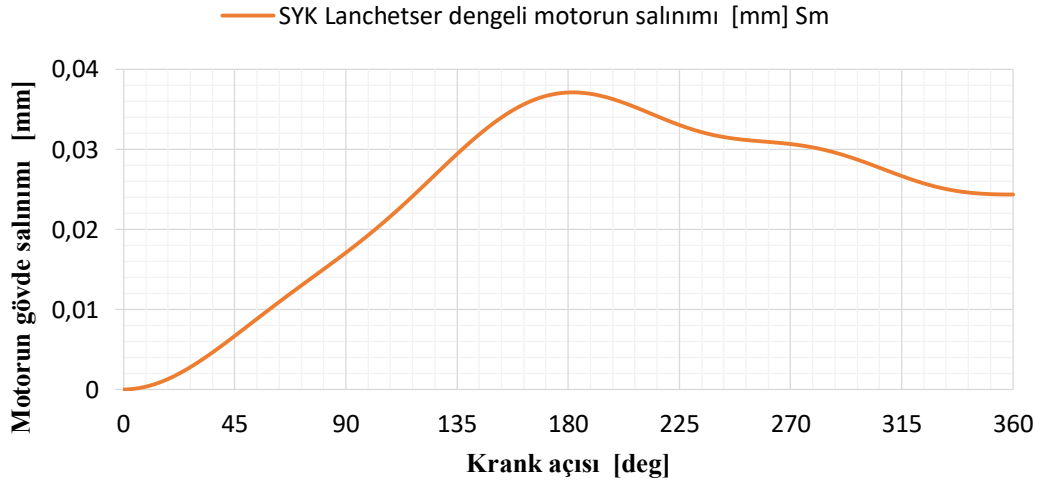
Şekil 7.10. SYK ve Lanchester denge milleri ile dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun serbest salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.10'deki grafikteki zamana bağlı parametrik eğri, $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli motorun X ve Y eksenleri istikametinde yapmış olduğu salınımı göstermektedir. Grafik üzerinden bakıldığında motor X ekseninde $X_{ma} = |0,03525\text{mm}|$ kadar titreşirken Y ekseninde $Y_{ma} = |-0,02654\text{mm}|$ kadar titreşmektedir. X ve Y eksenlerindeki salınımın krank açısına bağlı grafiği ise aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.11. Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun krank açısına bağlı X ve Y eksen salınımı grafiği

Denklem (6.34) yukarıdaki değerler ile işletilirse aşağıdaki gibi toplam salınım grafiği elde edilir.



Şekil 7.12. Lanchester dengeli SYK motorun krank açısına göre rölanti devrindeki toplam salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.12’da görülen toplam salınım eğrisinin krank açısı 180^0 de iken $S_{ma} = 0,0371 \text{ mm}$ ile en büyük değerine eriştiği görülmektedir.

7.1.2. AYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi

Bölüm 7.1.1’de bahsedilmiş olmasından dolayı ara hesaplamaların tekrarından kaçınılacaktır. Tez konusu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ değerleri ile Bölüm 6.1.3’de yapılan asimetric ağırlık merkezli krank ile en iyi krank kuvvet denge başarı oranının sağlanabilmesi için elde edilen $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^0$ krank değerleri vasıtası ile en iyi Lanchester kuvvet denge başarı oranını sağlayacak m_L , φ_{KLF} ve φ_{LF} parametrelerinin her birini ayrı ayrı tespit etmek gerekmektedir. Bölüm 7.1.1’de yapılan işlemler neticesinde elde edilen,

$$m_{L(n+1)} = m_{L(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta m_L^2} \quad (7.20)$$

$$\varphi_{KLF(n+1)} = \varphi_{KLF(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{KLF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{KLF}^2} \quad (7.26)$$

$$\varphi_{LF(n+1)} = \varphi_{LF(n)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(n)}, \varphi_{KLF(n)}, \varphi_{LF(n)}) / \delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.32)$$

Yukarıdaki (7.20), (7.26) ve (7.32) numaralı denklemler yardımı ile yaklaşık çözüm için gereken iterasyon işlemi $m_{L(1)} = 0,1 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF(1)} = 180^0$ $\varphi_{LF(1)} = 0^0$ ’de olacak şekilde birincil değerler ile yaklaşık çözüm adımları başlatılırsa,

$$m_{L(2)} = m_{L(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta m_L}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta m_L^2} \quad (7.51)$$

$$\varphi_{KLF(2)} = \varphi_{KLF(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{KLF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{KLF}^2} \quad (7.52)$$

$$\varphi_{LF(2)} = \varphi_{LF(1)} - \frac{\delta \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{LF}}{\delta^2 \Sigma F_a(m_{L(1)}, \varphi_{KLF(1)}, \varphi_{LF(1)}) / \delta \varphi_{LF}^2} \quad (7.53)$$

$$m_{L(2)} = 0,078 \text{ kg}$$

$$\varphi_{KLF(2)} = 317,6^0$$

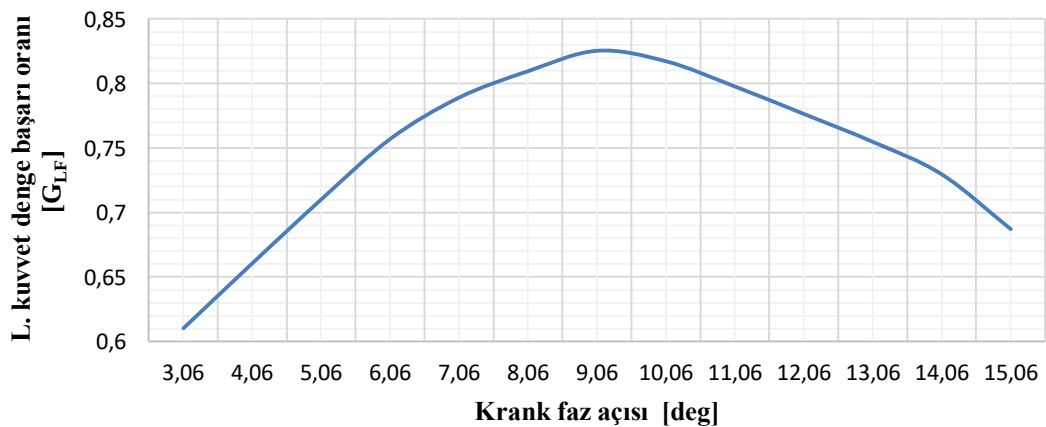
$$\varphi_{LF(2)} = 8,18^0$$

şeklinde bulunur.

Tablo 7.3. φ_{KLF} , φ_{LF} , m_L bilinmeyen parametrelerinin AYK'da en yüksek G_{LF} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu

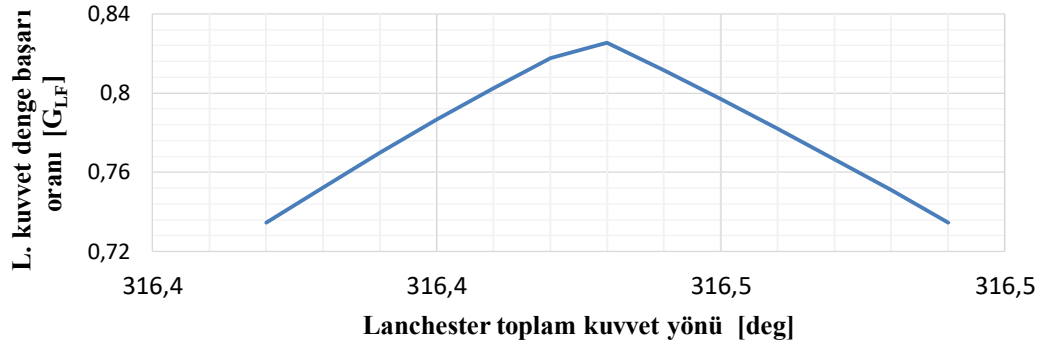
i	φ_{KLF}	φ_{LF}	m_L	$\Delta\varphi_{LdE}$	$\Delta\varphi_{LdT}$	G_{LF}
1	9,00	316,4	0,069	298,40	36,00	0,79796
2	9,01	316,4	0,070	298,39	36,04	0,80864
3	9,02	316,4	0,071	298,38	36,08	0,81013
4	9,03	316,4	0,072	298,37	36,12	0,81025
5	9,04	316,4	0,073	298,36	36,16	0,81012
6	9,05	316,5	0,074	298,35	36,20	0,80974
7	9,06	316,5	0,075	298,34	36,24	0,82542
8	9,07	316,5	0,076	298,33	36,28	0,79911
9	9,08	316,5	0,077	298,32	36,32	0,72136
10	9,09	316,5	0,078	298,31	36,36	0,77765
11	9,10	316,5	0,079	298,30	36,40	0,76463
12	9,11	316,5	0,080	298,29	36,44	0,75214
13	9,12	316,5	0,081	298,28	36,48	0,74011
Δ	0,01	0,01	0,001			
aç/kapa	1	1	1			

Yukarıdaki Tablo 7.3'de G_{LF} değerinin en büyük olduğu aralık bulununcaya kadar iterasyon işlemine devam edilir. Bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan krank faz açısına (φ_{KLF}) bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı (G_{LF}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



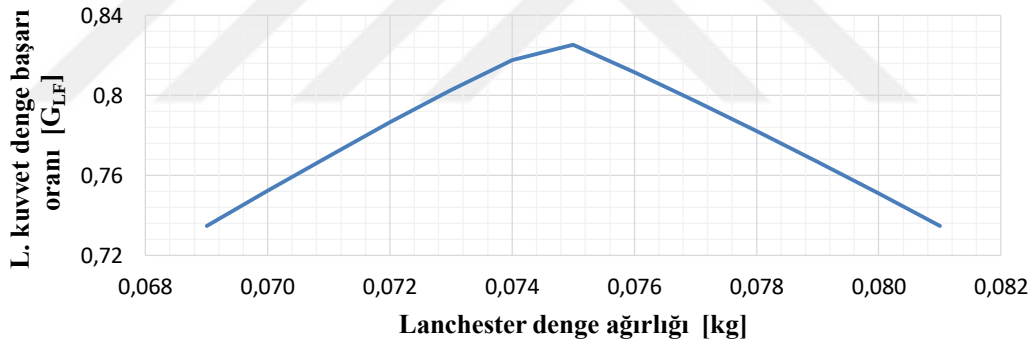
Şekil 7.13. Krank faz açısına bağlı AYK Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği

Yukarıdaki Tablo 7.3’de bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan en büyük Lanchester kuvvet denge başarı oranı için Lanchester toplam kuvvet yönü grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.14. Lanchester toplam kuvvet yönüne bağlı AYK Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği

Yukarıdaki Tablo 7.3’de bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan en büyük Lanchester kuvvet denge başarı oranı için Lanchester denge ağırlığı grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.15. Lanchester denge ağırlığına bağlı AYK Lanchester kuvvet denge başarı oranı grafiği

İterasyon işlemine $\Delta m_L \leq 0,001 \text{ kg}$ $\Delta \varphi_{KLF} \leq 0,001 \text{ m}$ $\Delta \varphi_{KL} \leq 0,001^\circ$ şartları sağlanıncaya dek devam edilirse ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ değerleri için en uygun Lanchester kuvvet dengelemesi yapılabilecek m_L , φ_{KLF} ve φ_{LF} değerleri beşinci iterasyonda,

$$m_L = 0,075 \text{ kg}$$

$$\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$$

$$\varphi_{LF} = 316,46^\circ$$

şeklinde bulunmuş olur. Bölüm 6.1.3’de hesaplamaları yapılan AYK kranka sahip krank biyel mekanizmasından arda kalan ikincil kuvvetin karşılanması için Lanchester denge milleri ağırlıklarının her biri $m_L = 0,075 \text{ kg}$ olması gerekir. Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu atalet kuvvetinin etkiye açısı $\varphi_{LF} = 316,46^0$ çıkmış olması, krank biyel mekanizmasının üretmiş olduğu ikincil toplam atalet kuvvetinin en fazla etkin olduğu açıyı tam karşılamasından kaynaklanmaktadır. Aynı şekilde Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu toplam atalet kuvvetinin en büyük olduğu esnada krank faz açıklığı $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ şeklinde tespit edilmiştir. Bulunan $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ ve $\varphi_{LF} = 316,46^0$ değerleri yardımı ile Lanchester denge millerinin krank sıfır derecede iken başlangıç faz açılarını bulmak için, Bölüm 5.3.1.2’deki (5.18) numaralı denkleme $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ değeri konulup çözümlenirse,

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.18)$$

$$\Delta\varphi_{LdT} = 4 \cdot 9,06^0$$

$$\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^0 \quad (7.54)$$

şeklinde KTY-Lanchester denge mili faz açıklığı bulunur. Teze konu ikiz V pistonlu motorunun en iyi Lanchester kuvvet denge başarı oranı için, krank sıfır derecede iken KTY-Lanchester denge mili ile KEY-Lanchester denge mili arasındaki açı farkı $\Delta\varphi_{LdT} = 36,24^0$ olmalıdır. Aynı şekilde KEY-Lanchester denge milinin başlangıç faz açısını bulmak için Bölüm 5.3.1.3’deki (5.21) numaralı ifadeye $m_L = 0,075 \text{ kg}$ değerleri konulup çözümlenirse,

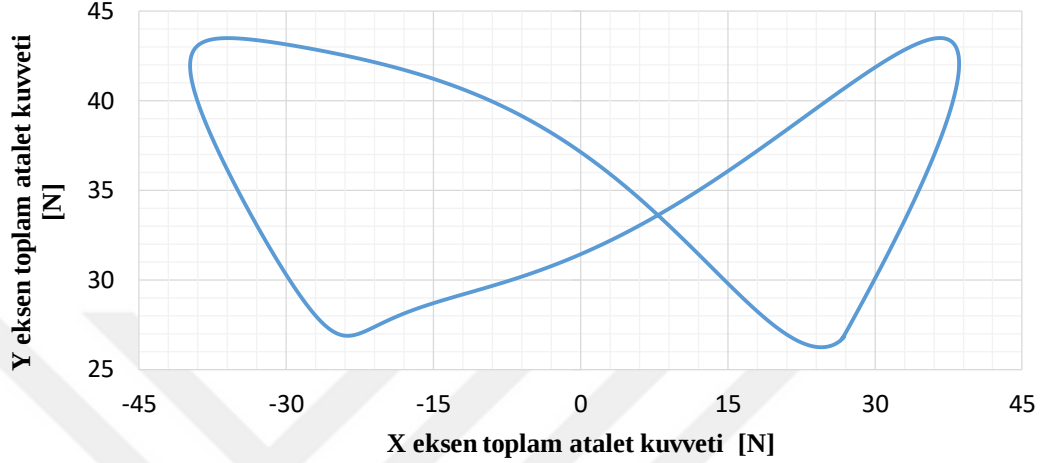
$$\Delta\varphi_{LdE} = \varphi_{LF} - 2 \cdot \varphi_{KLF} \quad (5.21)$$

$$\Delta\varphi_{LdE} = 316,46^0 - 2 \cdot 9,06^0$$

$$\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^0 \quad (7.55)$$

şeklinde KEY-Lanchester denge mili faz açıklığı bulunur. Teze konu ikiz V pistonlu motorunun en iyi Lanchester kuvvet denge başarı oranı için, krank sıfır derecede iken KEY-Lanchester denge mili başlangıç faz farkı $\Delta\varphi_{LdE} = 298,34^0$ olmalıdır.

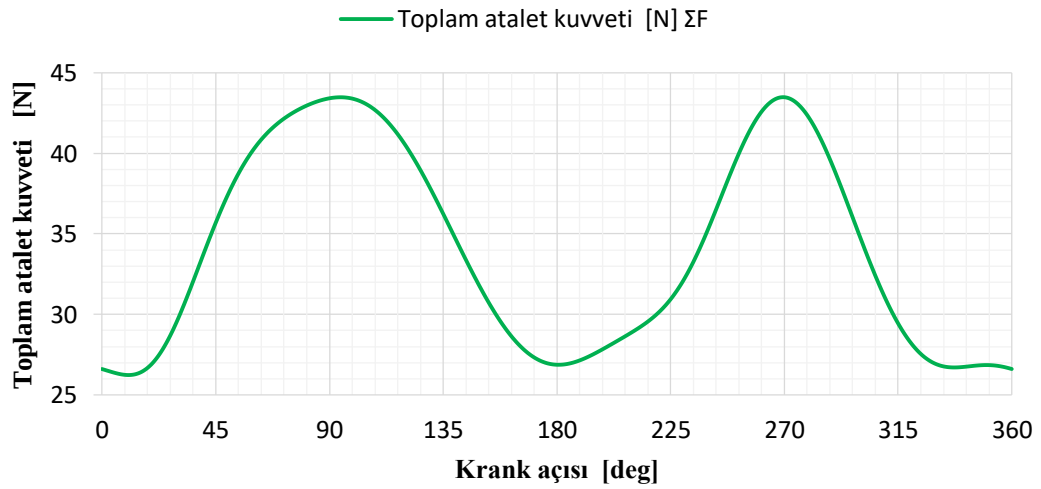
$\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 316,46^\circ$ verileri için¹⁶ ikiz V pistonlu motorun X ve Y eksenleri üzerindeki toplam atalet kuvveti grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.16. Lanchester dengeli AYK motorun rölanti devrinde ürettiği atalet kuvvetleri grafiği

Yukarıdaki şekilden anlaşılabileceği gibi Lanchester dengeli AYK motorun çalışması sırasında X ekseninde oluşan toplam kuvvet sıfırın sağına ve soluna neredeyse eşit yayılmışken Y ekseninde oluşan toplam kuvvet sadece pozitif tarafta değişmektedir.

Her iki eksen üzerindeki atalet kuvvetlerinin bileşkesi olan toplam atalet kuvvetinin krank açısına göre değişimini gösteren grafik Şekil 7.17'deki gibidir.



Şekil 7.17. Lanchester denge mekanizması ve AYK ile dengelenmiş ikiz V motorun toplam atalet kuvveti grafiği

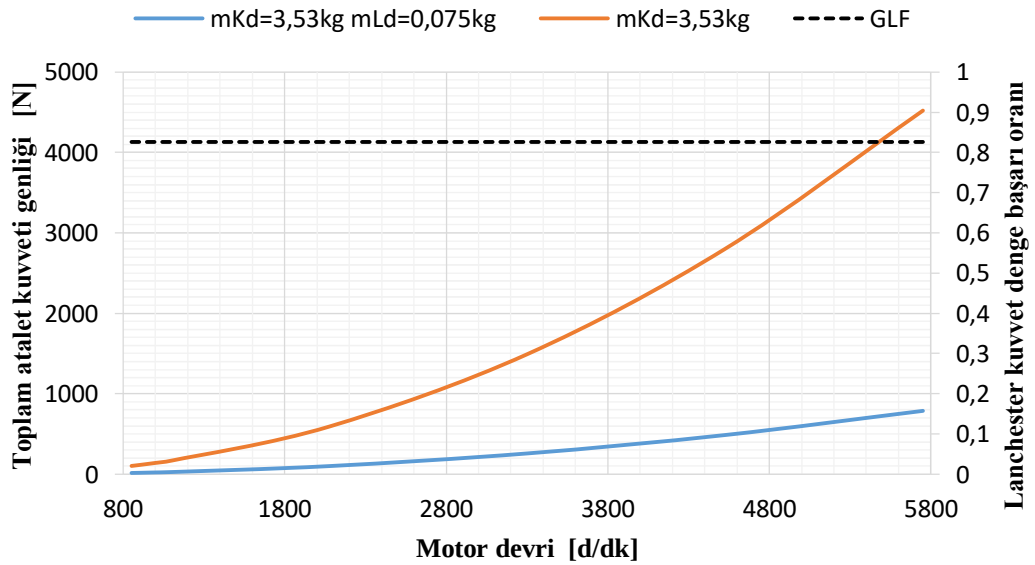
¹⁶ Lanchester dengeli AYK motor.

Yukarıdaki Şekil 7.17’de rölanti devrinde çalışan teze konu ikiz V pistonlu motorun, krank ve Lanchester denge mekanizması ile en iyi dengelenmiş durumdaki toplam atalet kuvveti eğrisi görünmektedir. Rölanti devri için eğrinin en büyük ve en küçük tepe değerleri farkı $\Sigma F_a = 17,239 \text{ N}$ gelirken azami motor devri $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 788,87 \text{ N}$ gelmektedir. Her iki devir aralığı dört eşit parçaya bölünürse, $n_K = 2075 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 102,73 \text{ N}$, $n_K = 3300 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 259,84 \text{ N}$, $n_K = 4525 \text{ d/dk}$ için $\Sigma F_a = 488,55 \text{ N}$ ara değerleri bulunabilir. Bulunan bu beş değer in bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 7.4. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam kuvvet genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣF_a [N]
850	17,239
2075	102,73
3300	259,84
4525	488,55
5750	788,87

Lanchester dengeli AYK motor için istenilen her bir motor devrine karşılık toplam kuvvet genliği bağıntıları elde edilir. Yukarıdaki Tablo 7.4’den faydalanılarak oluşturulan motor devrine karşılık gelecek toplam kuvvet genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.18. Lanchester dengeli AYK (açık mavi renkli eğri) ve sadece AYK (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣF_a toplam kuvvet genlikleri grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.18’de krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenen ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam kuvvet genliğinin eğrisi açık mavi renk ile görünmektedir. Aynı şekilde turuncu renk ile çizili olan eğri ise motorun sadece krank ile dengelendiği durumdaki toplam kuvvet genliğini tanımlamaktadır. Açık mavi renk ile çizili olan eğri için bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında,

$$\Sigma F_a = 0,0000238601 \cdot n_K^2 \quad (7.56)$$

$$R = 0,999 \quad (7.57)$$

şeklinde doğruluk yansıması; eşitlik (7.57)’de olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (7.56) numaralı denklem, krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş motorun krank devrine bağlı toplam atalet kuvvetinin genliğinin ampirik denklemidir. İkiz V pistonlu motorun krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmesinden dolayı $n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam atalet kuvveti sadece krank ile dengelenmeyene göre $81,503 \text{ N}$ azalırken $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $3729,73 \text{ N}$ azalmıştır. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$ ve $\varphi_{Ld} = 316,46^\circ$ verileri için Bölüm 1.4.1.2’de bahsedilmiş olan Lanchester kuvvet denge başarı oranı (1.3) ifadesi yardımıyla motorun krank ile dengelendiği durumun başarı oranının değerlendirilmesi yapılabilir.

$$G_{LF} = 1 - (\Sigma F_a(m_L \neq 0) / \Sigma F_a(m_L = 0)) \quad (1.3)$$

(1.3) numaralı Lanchester kuvvet denge başarı oranı ifadesini kapsayan ΣF_a fonksiyonunun değerini bulabilmek için (1.1) numaralı denklemden faydalanmak gerekir.

$$\Sigma F_a = \Sigma F_{max} - \Sigma F_{min} \quad (1.1)$$

Yukarıdaki şartlar (1.1) numaralı denkleme konulup çözümlenirse,

$$\Sigma F_{max}(m_L = 0,075) = 43,475 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{min}(m_L = 0,075) = 26,236 \text{ N}$$

$$\Sigma F_a(m_L = 0,075) = 17,239 N \quad (7.58)$$

şeklinde bulunur. Benzeri işlemler $m_L = 0 \text{ kg}$ için yapıldığında,

$$\Sigma F_{max}(m_L = 0) = 119,206 N$$

$$\Sigma F_{min}(m_L = 0) = 20,4637 N$$

$$\Sigma F_a(m_L = 0) = 98,7422 N \quad (7.59)$$

şeklinde bulunur. Yukarıdaki (7.58) ve (7.59) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.2) numaralı denklemde yerine konulup çözümlenirse,

$$G_{KF} = 1 - (17,239 N / 98,7422 N)$$

$$G_{KF} = \%82,54 \quad (7.60)$$

Teze konu ikiz V pistonlu motorun tanımlanmış bütün devir aralıklarında geçerli olan, krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş olduğundaki Lanchester kuvvet denge başarı oranı bulunmuş olur. Bulunan bu oransal değer, Lanchester millerinin dengelemesinin motorun bünyesini sarsmaya çalışan toplam atalet kuvvetini $G_{LF} = \%82,54$ oranında düşürdüğü manasına gelmektedir. Yukarıdaki Şekil 7.18'dan anlaşılabacağı gibi kesintili siyah çizgiler ile gösterilen Lanchester kuvvet denge başarı oranı G_{LF} her devir için aynı olup değişmemektedir.

7.1.2.1. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti yönü

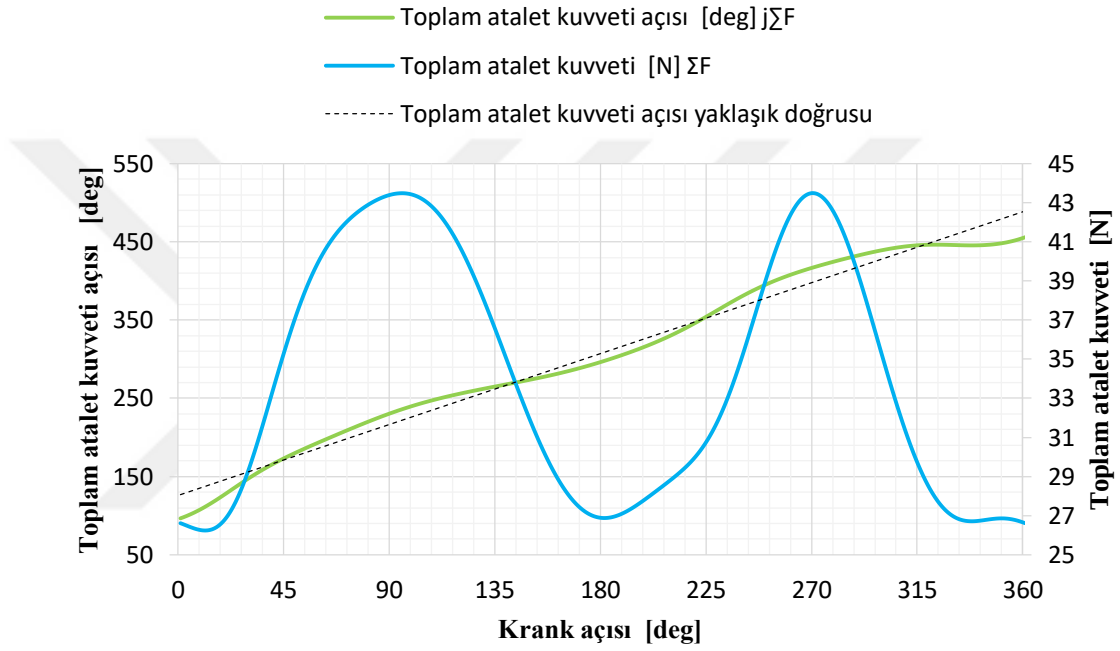
Bölüm 6.1.2.1'de elde edilmiş olan (6.24) ve (6.25) numaralı denklemlerden faydalanarak Bölüm 7.1'de hesaplanan (7.3) numaralı Lanchester dengeli ikiz V motorun toplam atalet kuvveti ifadesinin etkime yön denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\Sigma F = \sqrt{\Sigma F_X^2 + \Sigma F_Y^2} \quad (7.3)$$

$$\varphi_{\Sigma F} = \text{Atn2}(\Sigma F_X | \Sigma F_Y) \quad (7.61)$$

$$0^\circ \leq \varphi_{\Sigma F} < 360^\circ \quad (7.62)$$

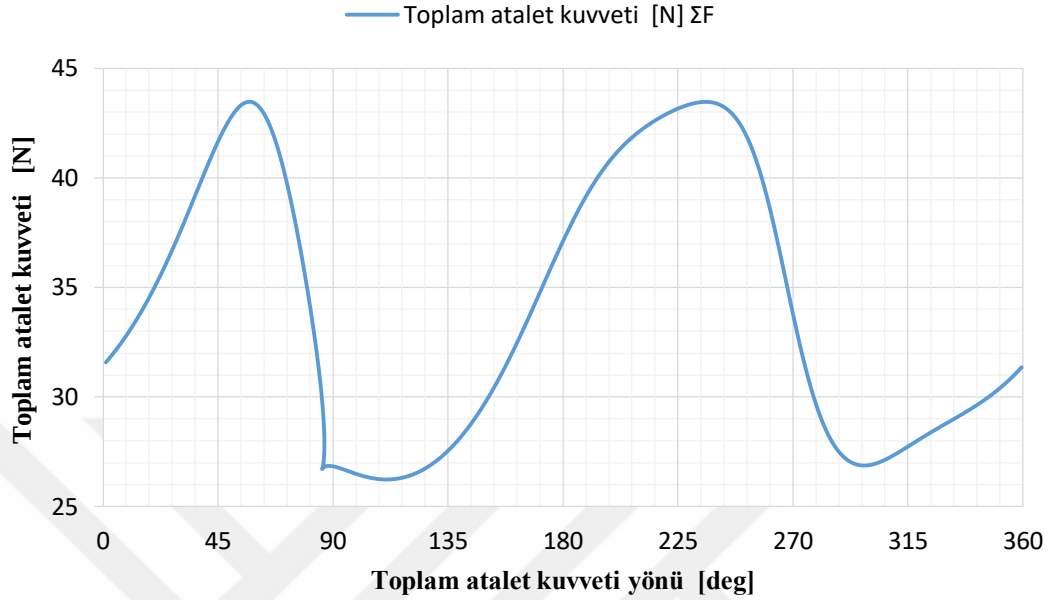
(7.61) numaralı denklemi oluşturan $Atn2$ fonksiyonunun $\varphi_{\Sigma F}$ çıkış tanım aralığı sürekliliği sağlamak adına (7.62)'deki gibi olmalıdır $\Delta_{PS} = 0,0835 m$ $m_P = 0,457 kg$ ve $m_B = 0,737 kg$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 kg$ $R_{Kd} = 0,02 m$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 m$ değerleri için en iyi dengeleme durumunda hesaplanan $m_L = 0,075 kg$ $\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 316,46^\circ$ Lanchester denge mili değerleriyle, $n_K = 850 d/dk$ için toplam atalet kuvveti (ΣF) ve doğrultusunun ($\varphi_{\Sigma F}$) krank açısına göre grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.19. Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti ve doğrultusu grafiği

Şekil 7.19'daki açık mavi ile çizilen eğri krank ve Lanchester milleri ile dengelenmiş motorun nihai toplam atalet kuvvetini gösterirken açık yeşil renkteki eğri bu kuvvetin krank açısına göre anlık doğrultusunu gösterir. $n_K = 850 d/dk$ için toplam atalet kuvvetinin en büyük genlik değeri $\Sigma F_a = 17,239 N$ dur. Lanchester denge millerinin üretmiş olduğu karşı kuvvet, krank biyel mekanizmasının ürettiği ikincil kuvvet ile toplandığında açığa çıkan toplam atalet kuvvetinin krank açısına göre değişimi neredeyse linner bir artış göstermektedir (kesikli siyah doğru). $\Delta_{PS} = 0,0835 m$ $m_P = 0,457 kg$ ve $m_B = 0,737 kg$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 kg$ $R_{Kd} = 0,02 m$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 m$ değerleri için en iyi dengeleme durumunda hesaplanan $m_L = 0,075 kg$ $\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 316,46^\circ$ Lanchester denge mili

değerleriyle, toplam atalet kuvvetinin (ΣF) toplam atalet kuvveti doğrultusuna bağlı ($\varphi_{\Sigma F}$) grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.20. Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun $\Sigma F(\varphi_{\Sigma F})$ toplam atalet kuvvetinin etki yönüne bağlı grafiği

Şekil 7.20’deki grafikten toplam atalet kuvvetinin en büyük olduğu yer motorun birinci piston hareket istikameti olan X ekseni üzerinden artı yönde $\varphi_{\Sigma F} = 57,751^0$ ve $\varphi_{\Sigma F} = 235,4^0$ de olup etkime kuvveti $\Sigma F = 43,47 N$ değerindedir. Aynı şekilde toplam atalet kuvvetinin en küçük olduğu yer $\varphi_{\Sigma F} = 111,8^0$ de olup etkime kuvveti $\Sigma F = 26,24 N$ dur.

7.1.2.2. Lanchester denge milleri ile dengelenmiş AYK ikiz V pistonlu motorun gövde salınımı

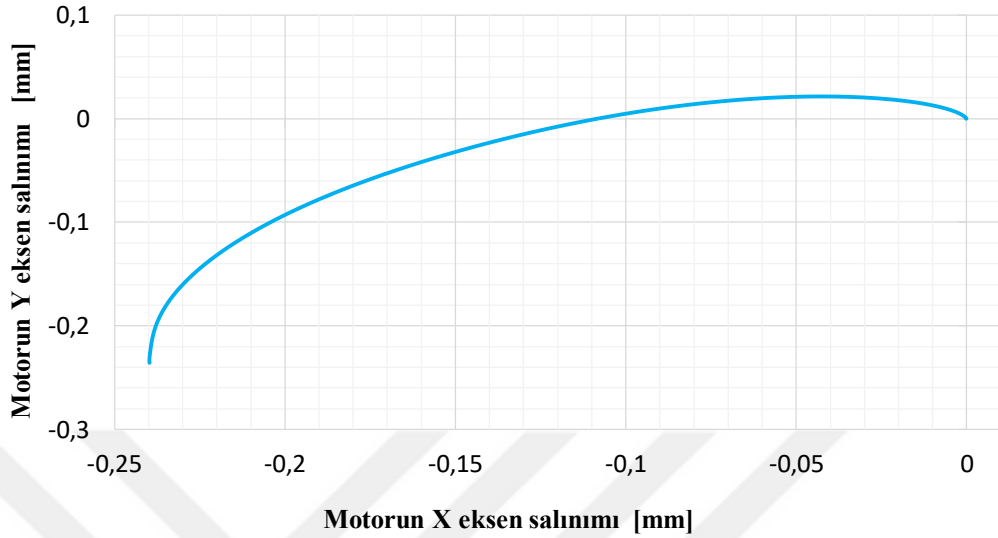
Bölüm 7.1.1.1’de elde edilmiş olunan (7.49) ve (7.50) numaralı denklemler yardımıyla,

$$X_m = \iint (\Sigma F_X / m_m) dt^2 \quad (7.49)$$

$$Y_m = \iint (\Sigma F_Y / m_m) dt^2 \quad (7.50)$$

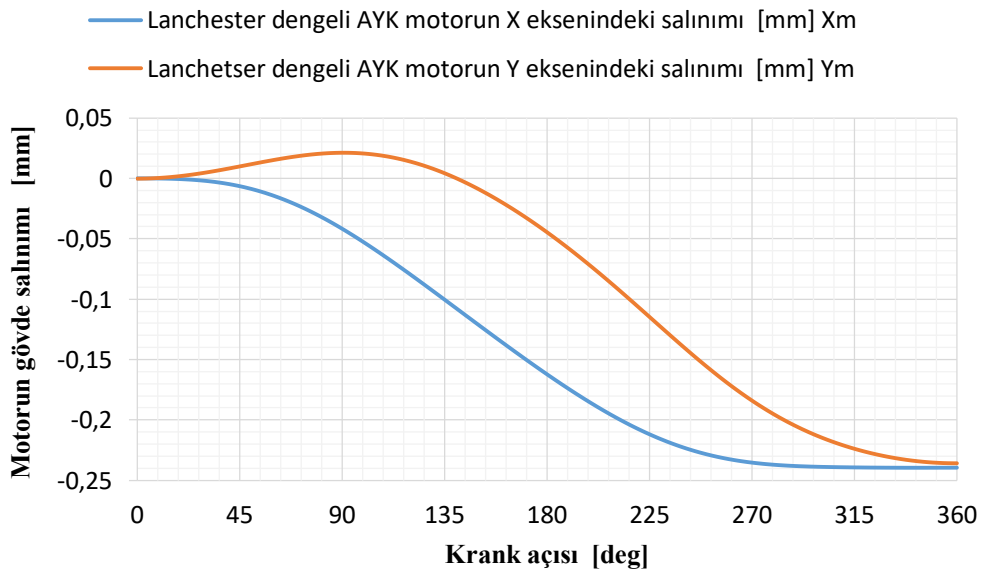
Lanchester denge mekanizması ile destekli $m_m = 85 kg$ gövdeli $\Delta_{PS} = 0,0835 m$ $m_P = 0,457 kg$ ve $m_B = 0,737 kg$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 kg$ $R_{Kd} = 0,02 m$ $\varphi_{Kd} = 182.58^0$ değerlerine sahip $n_K = 850 d/dk$ ile çalışan motorun X ve

Y eksenlerinde yapmış olduğu salınımları görebilmek için bilgisayar ortamında yapılan numerik çözümler neticesinde oluşan salınım grafiği aşağıdaki gibidir.



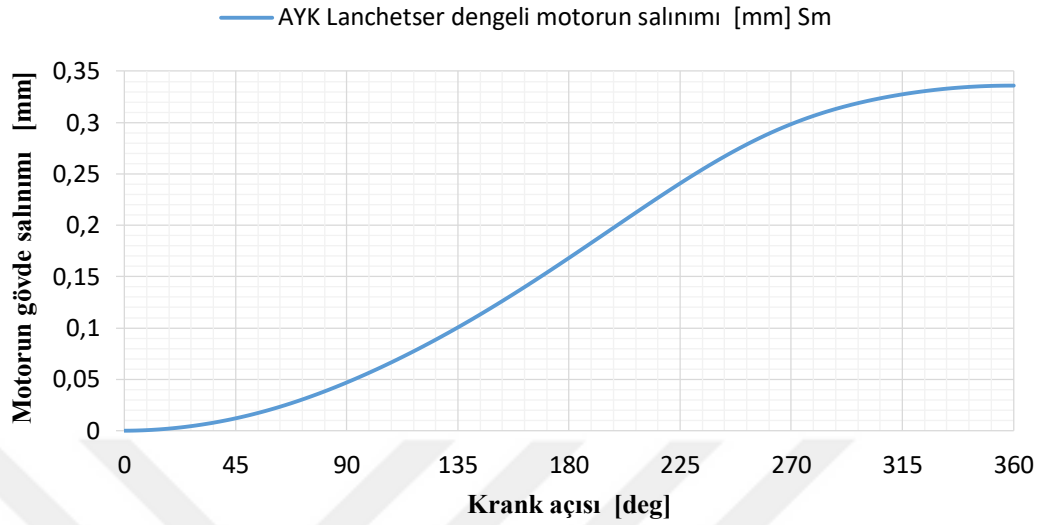
Şekil 7.21. Lanchester denge milleri ile dengelenmiş AYK ikiz V pistonlu motorun rölanti devrindeki serbest salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.21'deki grafikteki zamana bağlı parametrik eğri, $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli motorun X ve Y eksenleri istikametinde yapmış olduğu salınımı göstermektedir. Grafik üzerinden bakıldığında motor X ekseninde $X_{ma} = |-0,02398 \text{ mm}|$ kadar salınırken Y ekseninde $Y_{ma} = |-0,025715 \text{ mm}|$ kadar salınmaktadır. X ve Y eksenlerindeki salınımın krank açısına bağlı grafiği ise aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.22. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun krank açısına bağlı X ve Y eksen salınımları grafiği

Denklem (6.34) yukarıdaki değerler ile işletilirse aşağıdaki gibi toplam salınım grafiği elde edilir.

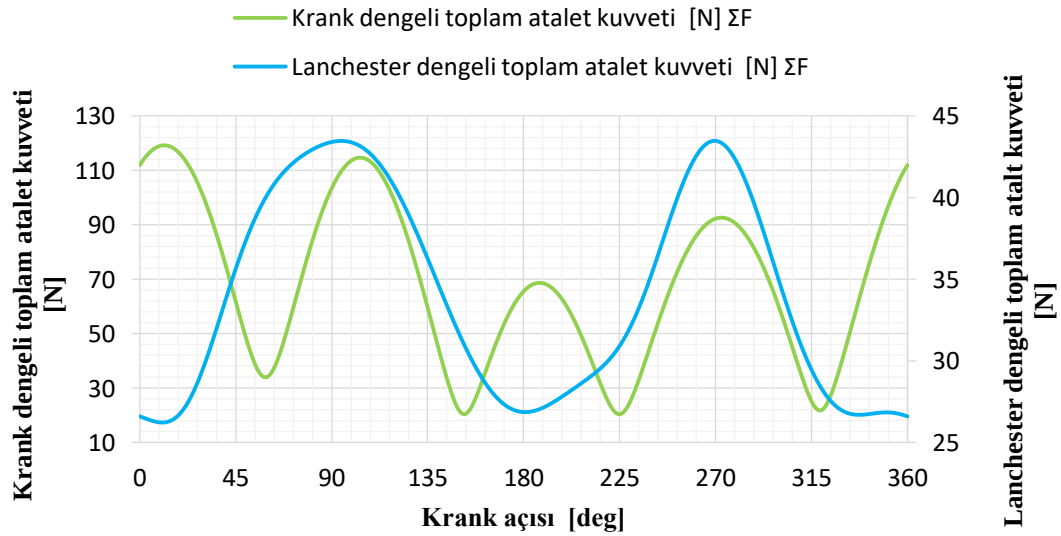


Şekil 7.23. Lanchester dengeli AYK motorun krank açısına göre rölanti devrindeki toplam salınım grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.23'de görülen toplam salınım eğrisinin krank açısı 360° de iken $S_{ma} = 0,34 \text{ mm}$ ile en büyük değerine eriştiği görülmektedir.

7.1.2.3. Lanchester denge millerinin AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti frekansına etkisi

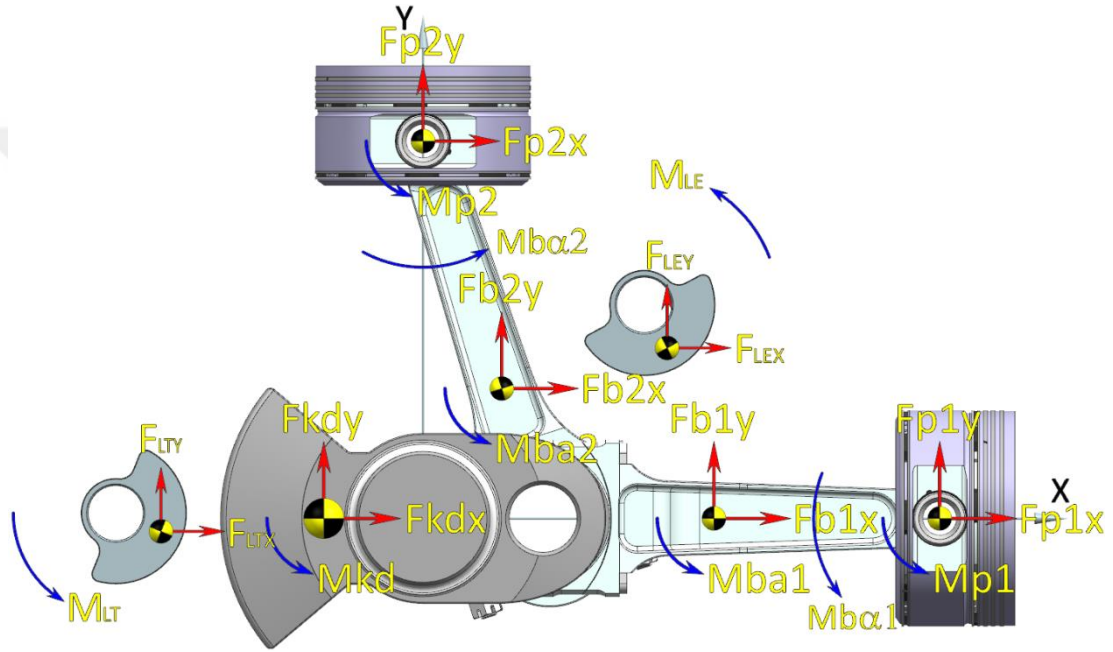
Bölüm 6.1.3'de yapılmış olan AYK ile optimum dengelenmiş ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti grafiği ile AYK ve Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetinin karşılaştırıldığı grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.24. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetleri grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.24’de görülen açık yeşil renkteki krank dengeli ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvveti grafiği, krankın bir turu boyunca toplamda dört defa tepe değeri değiştirirken, aynı grafikteki açık mavi renkteki Lanchester dengeli motorun toplam atalet kuvveti sadece iki defa tepe değeri değiştirmiştir. Lanchester denge mekanizması ile desteklenen İkiz V Pistonlu motorun toplam atalet kuvveti frekansı sadece krank ile dengelenmiş olan motora oranla iki kat daha azalmıştır.

7.2. Lanchester Dengeli İkiz V Pistonlu Motorun Toplam Momenti



Şekil 7.25. Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun atalet kuvvetlerinden kaynaklı momentleri

Şekil 7.25’deki Lanchester dengeli motoru oluşturan her bir hareketli parçanın M_{Kd} , M_{P1} , M_{P2} , M_{Ba1} , M_{Ba2} , M_{Ba1} , M_{Ba2} , M_{LE} ve M_{LT} momentleri toplanıp motor gövdesine aktarılan toplam ΣM momenti bulunacaktır. Momentlerden bazıları parçaların atalet kuvvetlerinin birbirlerine çakışık olmadıklarından meydana gelirlerken sadece M_{Ba1} , M_{Ba2} momentleri açısal şekilde hareket eden piston kollarının atalet momentlerinden kaynaklı momentlerdir. İşaretlerden kaynaklı cebirsel hataların önüne geçmek için daha önceki Bölüm 2, 3, 4 ve 5’de kurgulanan denklemler sağ el kuralı dâhilinde; eksenlerin arttığı istikamet aynı zamanda kuvvet vektörlerinin de arttığı istikamet olarak seçilmiştir.

Hareketli parçaların atalet kuvvetleri motorun krank dönme açısı θ_K ile orantılı olarak her an farklı S_{KdX} , S_{KdY} , S_{P1X} , S_{P1Y} , S_{P2X} , S_{P2Y} , S_{B1X} , S_{B1Y} , S_{B2X} , S_{B2Y} , S_{LEX} ,

S_{LEY} , S_{LTx} , ve S_{LTY} uzaklıklarında olduklarından dolayı toplama işleminin yapılabilmesi için motorun silindir ceketlerinin merkezinden geçen X ve Y eksenleri taban kabul edilerek taşınmaları gerekmektedir. Bu taşıma işlemi sırasına; Krank, piston, piston kolları ve Lanchester denge millerinin F_{KdX} , F_{KdY} , F_{P1X} , F_{P1Y} , F_{P2X} , F_{P2Y} , F_{B1X} , F_{B1Y} , F_{B2X} , F_{B2Y} , F_{LEX} , F_{LEY} , F_{LTx} , F_{LTY} kuvvet çiftleri, S_{KdX} , S_{KdY} , S_{P1X} , S_{P1Y} , S_{P2X} , S_{P2Y} , S_{B1X} , S_{B1Y} , S_{B2X} , S_{B2Y} , S_{LEX} , S_{LEY} , S_{LTx} , S_{LTY} mesafeleri kadar ana eksen takımı merkezinden uzaktırlar. Kuvvet çiftleri ve merkeze olan uzaklıkları krankın dönme açısı θ_K' 'ya bağlı birer fonksiyon oldukları için birbiri ile çarpıldıklarında yine θ_K' 'ya bağlı M_{Kd} , M_{P1} , M_{P2} , M_{Ba1} , M_{Ba2} , M_{LE} , M_{LT} ile ifade edilen yedi adet moment fonksiyonu oluştururlar. Toplamda yedi adet olan moment fonksiyonlarının M_{Ba1} , M_{Ba2} ile ifade edilen iki tanesinin piston kollarının dönme atalet momentinden kaynaklandığını yukarıda bahsetmiştik. Yapılan irdellemeler sonunda motorun gövdesine aktarılan toplam döndürme momentini bulmak için her bir parçanın momentinin toplanması gerekir.

$$\sum M = M_{Kd} + M_{P1} + M_{P2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{LE} + M_{LT} \quad (7.63)$$

Toplama işlemi neticesinde yukarıdaki (7.63) numaralı fonksiyon bulunmuş olur. Denklem içerisindeki M_{Ba1} , M_{Ba2} ifadeleri piston kollarının θ_{Ba1} ve θ_{Ba2} açısal hareketinden kaynaklı dönme momentleridir. Aynı şekilde M_{Ba1} ve M_{Ba2} ifadeleri ise piston kollarının atalet kuvvetlerinin koordinat merkezine taşınmalarından kaynaklanan momentlerdir. Denklem (7.63)'i ilgili parametrelerine bağlı şekliyle yazıldığında

$$\sum M(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{LF}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LE}, \varphi_{LT}, L_{LE}, L_{LT}) = M_{Kd} + M_{P1} + M_{P2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{Ba1} + M_{Ba2} + M_{LE} + M_{LT} \quad (7.64)$$

haline gelir. Lanchester dengeli bir motorda, toplam döndürme ($\sum M$) büyüklüğü daima toplam atalet kuvveti ($\sum F$) ölçüsünden küçük olduğundan dolayı dengeleme işlemi önce Bölüm 7.1.2.1'de olduğu gibi atalet kuvvetini en aza indirecek şekilde yapılır. Optimizasyon hesabı neticesinde bulunan m_L , φ_{LF} ve φ_{KLF} değerleri değiştirilmeden doğrudan (7.64) numaralı denklemde kullanılır. Böylece motorun toplam moment $\sum M$ bulunmuş olur.

7.2.1. SYK ikiz V pistonlu motorun moment dengesinin Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi

Teze konu $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ ön değerlerine sahip SYK ikiz V pistonlu motorun Bölüm 6.1.2’de krank kuvvet denge başarı oranı en büyük olacak şekilde optimize edilmiş ve bilinmeyen krank değerleri $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ şeklinde bulunmuştu. Bölüm 7.1.1’de ise Lanchester kuvvet denge başarı oranını en büyük olacak şekilde optimize edilmiş ve bilinmeyen Lanchester kuvvet denge değerleri $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ şeklinde bulunmuştu. Yukarıdaki veriler dâhilinde çalıştırılan motorun Lanchester moment denge başarı oranının en iyi olabilmesi için Bölüm 1.4.2.2’de (1.6) numara ile ifade edilen Lanchester moment denge başarı oranı denkleminin çözülmesi gerekir.

$$G_{LM} = 1 - (\Sigma M_a(m_L \neq 0) / \Sigma M_a(m_L = 0)) \quad (1.6)$$

Yukarıdaki (1.6) numaralı ifade, motorun hareket eden yedi parçasının üretmiş olduğu toplam atalet momentin genliği ΣM_a ile alakalı olduğundan en büyük moment başarı oranı için $\Sigma M_a(m_L \neq 0)$ Lanchester dengeli toplam moment genliğinin $\Sigma M_a(m_L = 0)$ Lanchester dengesiz toplam moment genliğinden küçük çıkması gerekir. Kısaca $\Sigma M_a(m_L \neq 0)$ Lanchester dengeli toplam moment genliği ifadesinin en küçük olduğu çözüm yeri, Lanchester moment denge başarı oranının en büyük olduğu yerdir. Bölüm 1.4.2.1’de Motorun hareketli parçalarının üretmiş olduğu toplam momentin ΣM , en büyük tepe değeri (ΣM_{max}) ile en küçük tepe değeri (ΣM_{min}) arasındaki farka, toplam moment genliği denmiş ve ΣM_a ile sembolize edilmişti.

$$\Sigma M_a = \Sigma M_{max} - \Sigma M_{min} \quad (1.4)$$

Toplam moment genliği ΣM_a motorda ne denli az ise motor o derece dengelidir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ verileri doğrultusunda en iyi dengeleme yapılabilecek değerlerin bulunabilmesi için (1.4) numaralı toplam moment genliği fonksiyonunun en küçük olduğu noktanın tespit edilmesi gerekir. ΣM_a ifadesinin en küçük olduğu yer ekstremum noktasında

olduğu için ifadenin türevinin sıfıra eşit olduğu yer aranılan en küçük değer noktasıdır. ΣM_a ifadesi ΣM ifadesini kapsadığından aynı parametrelere sahiptirler. (7.64) numaralı toplam moment fonksiyonu ile toplam moment genliği ifadesinin parametreli hali yazılırsa,

$$\Sigma M_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{LF}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LE}, \varphi_{LT}, L_{LE}, L_{LT}) \quad (7.65)$$

şekline gelir. Bölüm 5.3.2’de Lanchester millerinin φ_{LE} ve φ_{LT} parametreleri ile moment denge ayarının yapılacağı görülmüştü. Yukarıdaki (7.65) numaralı denklemin yerel minimum değerini bulabilmek için aranılan φ_{LE} ve φ_{LT} parametreleri ile ayrı ayrı kısmi türevlerinin sıfıra eşitlendiği hallerin bulunması gerekir.

$$\frac{\delta \Sigma M_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{LF}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LE}, \varphi_{LT}, L_{LE}, L_{LT})}{\delta \varphi_{LE}} = 0 \quad (7.66)$$

$$\frac{\delta \Sigma M_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{LF}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LE}, \varphi_{LT}, L_{LE}, L_{LT})}{\delta \varphi_{LT}} = 0 \quad (7.67)$$

φ_{LE} ve φ_{LT} parametreleri ile kısmi türevlenen (7.65) numaralı ifadeden (7.66) ve (7.67) numaralı iki adet iki bilinmeyenli denklem bulunur. Bu ifadeler yüksek dereceden çok bilinmeyenli non lineer trigonometrik denklem olduğundan özel bir çözüm şekline sahip değildirler. Bu sebepten çözüm yaklaşık metot yöntemini kullanarak bulunabilir. İfadeleri oluşturan onlarca iç içe geçmiş yüksek dereceden non lineer trigonometrik fonksiyonların türevlerinin alınması işlemi zahmetli olacağından, denklem numerik olarak türevlenir. Her bir türev ifadesi için bulunan numerik yapı içinden elde edilecek olan çıktılar tekrar yaklaşık çözüm yöntemine girdi olacak şekilde birkaç iterasyon ile sonuca gidilir. Bilgisayarda yapılacak olan numerik işlemler matematiksel olarak ifade edilirse; Yukarıdaki (7.66) ve (7.67) numaralı iki bilinmeyenli $\delta \Sigma M_a / \delta \varphi_{LE}$, $\delta \Sigma M_a / \delta \varphi_{LT}$ iki adet fonksiyonun yaklaşık metot ile çözümlerinin bulunması için her bir ifadenin φ_{LE} ve φ_{LT} parametreleri ile ayrı ayrı kısmi türevinin alınması gerekir.

$$\frac{\delta^2 \Sigma M_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{LF}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LE}, \varphi_{LT}, L_{LE}, L_{LT})}{\delta \varphi_{LE}^2} \quad (7.68)$$

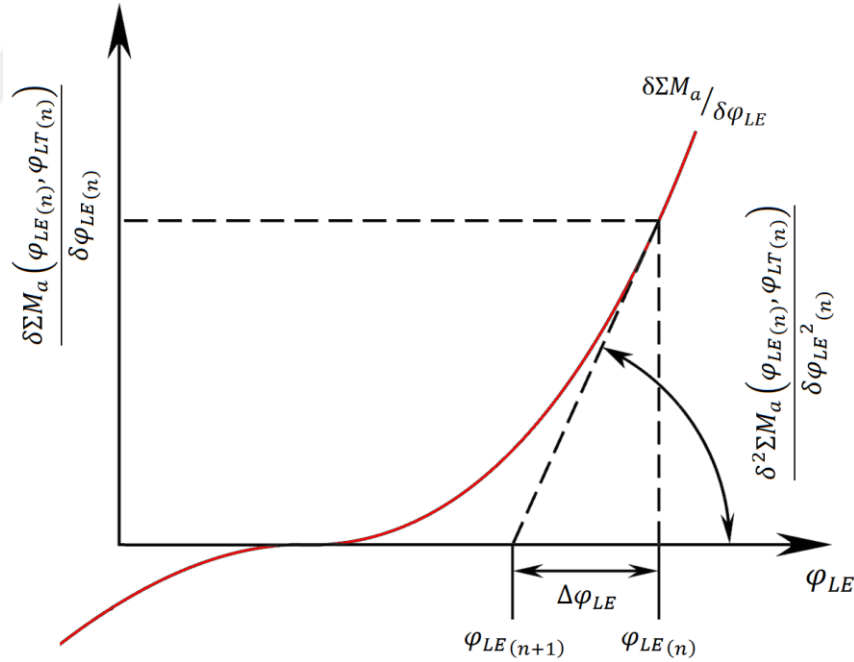
$$\frac{\delta^2 \Sigma M_a(m_K, R_{Kd}, \varphi_{Kd}, \Delta_{PS}, m_P, m_B, \lambda, L_{\%B}, m_L, R_{Ld}, \varphi_{LF}, \varphi_{KLF}, \varphi_{LE}, \varphi_{LT}, L_{LE}, L_{LT})}{\delta \varphi_{LT}^2} \quad (7.69)$$

Kısmi türevleri alınan (7.66) ve (7.67) numaralı ifadeler (7.68) ve (7.69) numaralı iki adet denkleme dönüşür. Bilinen parametreler $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0202 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ yazıldığında denklemler aşağıdaki gibi iki ayrı parametreye bağlı iki ayrı kısmi türev ifadesi haline gelir.

$$\frac{\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE}, \varphi_{LT})}{\delta \varphi_{LE}^2} \quad (7.70)$$

$$\frac{\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE}, \varphi_{LT})}{\delta \varphi_{LT}^2} \quad (7.71)$$

φ_{LE} parametresi ile kısmi türevli (7.70) numaralı denklemin yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.26. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{LE}$ nonlineer ifadesinin φ_{LE} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 7.26'da görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE}, \varphi_{LT}) / \delta \varphi_{LE}^2$ fonksiyonuna girilen $\varphi_{LE(n)}$, $\varphi_{LT(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\varphi_{LE(n)}$ noktası için $\delta \Sigma M_a / \delta \varphi_{LE}$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $\varphi_{LE(n)}$, $\varphi_{LT(n)}$ iterasyon değerleri $\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE}, \varphi_{LT}) / \delta \varphi_{LE}$

fonksiyonuna girildiğinde Şekil 7.26'daki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE} \quad (7.72)$$

(7.72) numaralı fonksiyon değeri ile $\Delta \varphi_{LE}$ parametresinin oranı, üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan bu ifade,

$$\delta^2 \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}^2 = \frac{\delta \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}}{\Delta \varphi_{LE}} \quad (7.73)$$

halini alır. (7.73) numaralı denklem içerisinde iterasyon için gerekli olan $\Delta \varphi_{LE}$ parametresi çekilirse,

$$\Delta \varphi_{LE} = \frac{\delta \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}}{\delta^2 \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}^2} \quad (7.74)$$

şeklinde iterasyonlar arası $\Delta \varphi_{LE}$ farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 7.26'den,

$$\Delta \varphi_{LE} = \varphi_{LE(n)} - \varphi_{LE(n+1)} \quad (7.75)$$

$$\varphi_{LE(n+1)} = \varphi_{LE(n)} - \Delta \varphi_{LE} \quad (7.76)$$

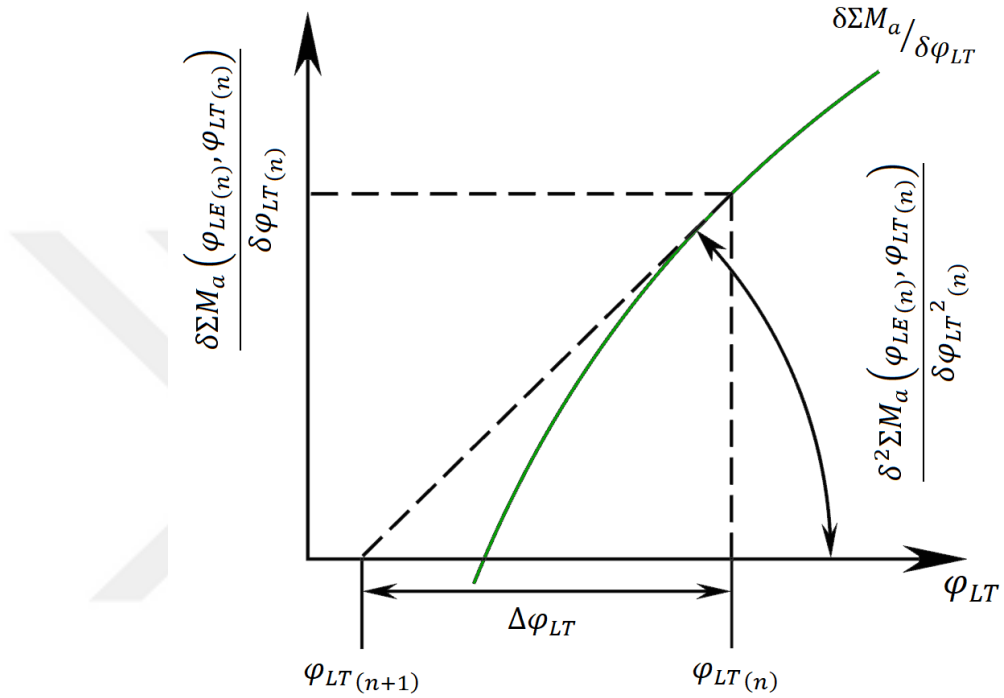
Bulunur. (7.74) numaralı ifade (7.76) numaralı ifade içinde kullanıldığında,

$$\varphi_{LE(n+1)} = \varphi_{LE(n)} - \frac{\delta \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}}{\delta^2 \Sigma M_a (\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}^2} \quad (7.77)$$

Şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $\varphi_{LE(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur. Çözümlemesi istenen analitik yapıda φ_{LE} ve φ_{LT} şeklinde iki bilimeyen olduğu için ikinci bilinmeyen parametre φ_{LT} .de aynı şekilde yakınsak hesap yöntemine dâhil edilip parametrenin yakınsak çözümü için ikinci bir iterasyon ilerleme denklemi elde edilir. İki ayrı iterasyon ilerleme denklemi verilen ilk tahmini değerler ile ayrı ayrı işletildikten sonra çıkan ikinci adım sonuçları ile tekrardan benzeri iterasyon işlemlerine tabi tutulur. Aranılan sonuç hassasiyetine erişilinceye

dek iterasyon işlemleri sürdürülür ve her bir parametrenin istenilen hassasiyet değeri ayrı ayrı elde edildiğinde işlem durdurulur.

İkinci bilinmeyen parametre φ_{LT} için kısmi türevli (7.71) numaralı denklemin yaklaşık çözüm metodu içinde çözülebilmesi için oluşturulan temsili grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.27. Yüksek dereceli $\delta \Sigma F_a / \delta \varphi_{LT}$ nonlineer ifadesinin φ_{LT} değişkeni ile yaklaşık çözüm metoduna uyarlanması

Şekil 7.27’de görüldüğü gibi $\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE}, \varphi_{LT}) / \delta \varphi_{LT}^2$ fonksiyonuna girilen $\varphi_{LE(n)}$, $\varphi_{LT(n)}$ birincil iterasyon değerleri $\varphi_{LT(n)}$ noktası için $\delta \Sigma M_a / \delta \varphi_{LT}$ fonksiyonunun eğimini verir. Aynı $\varphi_{LE(n)}$, $\varphi_{LT(n)}$ iterasyon değerleri $\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE}, \varphi_{LT}) / \delta \varphi_{LT}$ fonksiyonuna girildiğinde Şekil 7.27’deki eğim üçgeninin dik kenar ölçüsü elde edilir. Dik üçgenin karşı kenarını temsil eden,

$$\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LT} \quad (7.78)$$

(7.78) numaralı fonksiyon değeri ile $\Delta \varphi_{LT}$ parametresinin oranı, üçgenin eğimini verir. Üçgenin eğimi aynı zamanda türevi olduğundan bu ifade,

$$\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LT}^2 = \frac{\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LT}}{\Delta \varphi_{LT}} \quad (7.79)$$

halini alır. (7.79) numaralı ifade içerisinde iterasyon için gerekli olan $\Delta\varphi_{LT}$ parametresi çekilirse,

$$\Delta\varphi_{LT} = \frac{\delta\Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)})/\delta\varphi_{LT}}{\delta^2\Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)})/\delta\varphi_{LT}^2} \quad (7.80)$$

şeklinde iterasyonlar arası $\Delta\varphi_{LT}$ farkı bulunmuş olur. Yaklaşık çözüm işleminin ikinci adımına geçebilmek için ikinci iterasyon değeri Şekil 7.27'den,

$$\Delta\varphi_{LT} = \varphi_{LT(n)} - \varphi_{LT(n+1)} \quad (7.81)$$

$$\varphi_{LT(n+1)} = \varphi_{LT(n)} - \Delta\varphi_{LT} \quad (7.82)$$

Bulunur. (7.80) numaralı ifade (7.82) numaralı ifade içinde kullanıldığında,

$$\varphi_{LT(n+1)} = \varphi_{LT(n)} - \frac{\delta\Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)})/\delta\varphi_{LT}}{\delta^2\Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)})/\delta\varphi_{LT}^2} \quad (7.83)$$

şeklinde yaklaşık çözüm yönteminde kullanılmak üzere $\varphi_{LT(n+1)}$ iterasyon ilerleme değeri bulunur. Yukarıdaki işlemler neticesinde elde edilen (7.77) ve (7.83) numaralı ifadeler yardımı ile yaklaşık çözüm için gereken iterasyon işlemi $\varphi_{LE(1)} = 0^0$ $\varphi_{LT(1)} = 180^0$ de olacak şekilde birincil değerler ile yaklaşık çözüm adımları başlatılırsa,

$$\varphi_{LE(2)} = \varphi_{LE(1)} - \frac{\delta\Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)})/\delta\varphi_{LE}}{\delta^2\Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)})/\delta\varphi_{LE}^2} \quad (7.84)$$

$$\varphi_{LF(2)} = \varphi_{LF(1)} - \frac{\delta\Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)})/\delta\varphi_{LT}}{\delta^2\Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)})/\delta\varphi_{LT}^2} \quad (7.85)$$

$$\varphi_{LE(2)} = 83^0$$

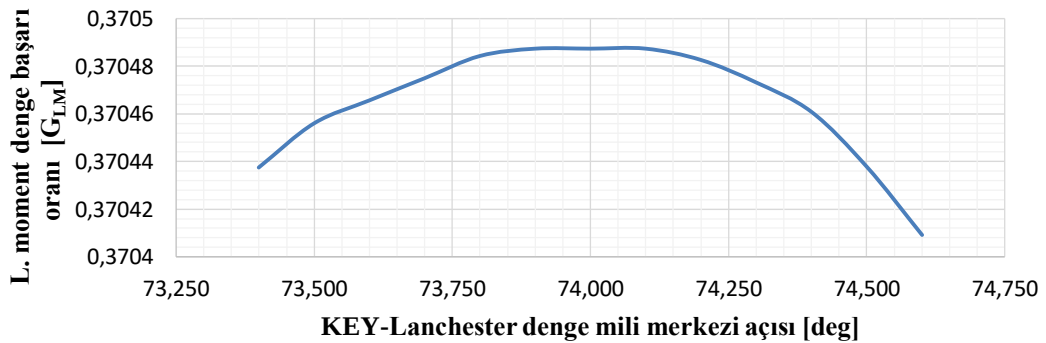
$$\varphi_{LT(2)} = 167^0$$

şeklinde bulunur. Bilgisayar ile yapılan hesaplamaların son adımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 7.5. ϕ_{LE} , ϕ_{LT} bilinmeyen parametrelerinin SYK'da en yüksek G_{LM} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu

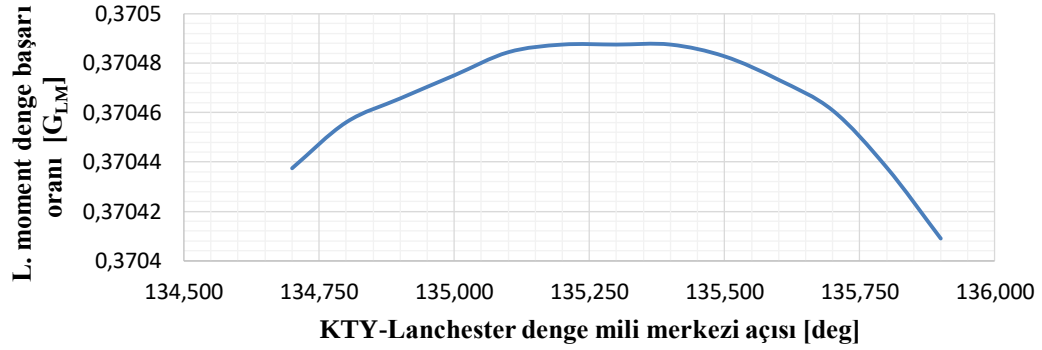
i	ϕ_{LE}	ϕ_{LT}	L_{LE}	L_{LT}	G_{LM}
1	73,400	134,700	0,300	0,300	0,370437
2	73,500	134,800	0,300	0,300	0,370456
3	73,600	134,900	0,300	0,300	0,370466
4	73,700	135,000	0,300	0,300	0,370475
5	73,800	135,100	0,300	0,300	0,370484
6	73,900	135,200	0,300	0,300	0,370487
7	74,000	135,300	0,300	0,300	0,370487
8	74,100	135,400	0,300	0,300	0,370487
9	74,200	135,500	0,300	0,300	0,370483
10	74,300	135,600	0,300	0,300	0,370473
11	74,400	135,700	0,300	0,300	0,370461
12	74,500	135,800	0,300	0,300	0,370438
13	74,600	135,900	0,300	0,300	0,370409
Δ	0,1	0,1	0,1		
aç/kapa	1	1	0		

Yukarıdaki Tablo 7.5'de L_{LE} ve L_{LT} sütunları Lanchester denge millerinin her birinin merkezden olan mesafesini vermektedir. Tez kapsamı gereği elektrik üreticinin rotorları Lanchester milleri yerine kullanılacağı ve tahriklerinin aynı merkezi dişli ile yapılacağı için Bölüm 5.3.2'de bu değerlerin yukarıda yazılı olduğu haliyle önceden kabul edildiği ve bu sebepten dolayı sabit halinde işleme girecekleri hatırlatılmıştı. Hâl böyle olunca L_{LE} ve L_{LT} parametrelerinin yakınsak çözüm ifadesi içerisinde kısmi türevlenmemesi için türev aç/kapa anahtarı sıfır konumuna getirilmiştir. G_{LM} değerinin en büyük olduğu aralık bulununcaya kadar iterasyon işlemine devam edilir. Bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına (ϕ_{LE}) bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı (G_{LM}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.28. KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına bağlı SYK Lanchester moment denge başarı oranı grafiği

KTY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına (φ_{LT}) bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı (G_{LM}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.29. KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına bağlı SYK Lanchester moment denge başarı oranı grafiği

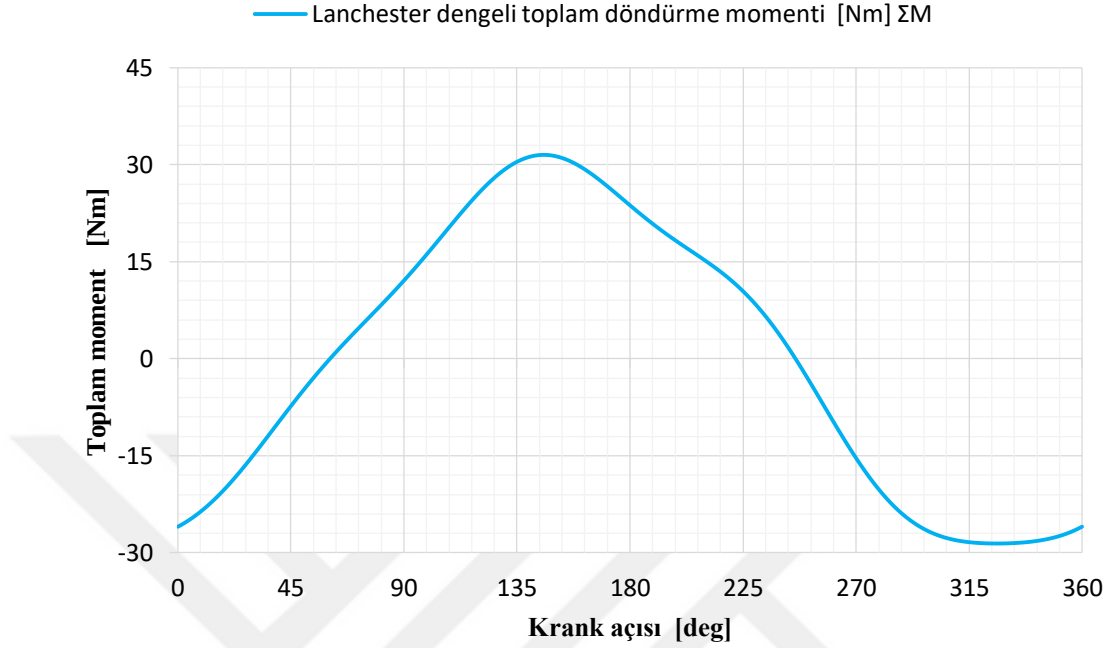
Aynı işlemlere $\Delta\varphi_{LE} \leq 0,1^0$ $\Delta\varphi_{LT} \leq 0,1^0$ şartları sağlanıncaya dek devam edilirse, teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835\ m$ $m_p = 0,457\ kg$ $m_B = 0,737\ kg$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63\ kg$ $R_{Kd} = 0,0203\ m$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ $m_L = 0,073\ kg$ $\varphi_{KLF} = 10,91^0$ $\varphi_{LF} = 315,2^0$ $L_{LE} = 0,3\ m$ $L_{LT} = 0,3\ m$ değerleri için en uygun Lanchester moment dengelemesi yapılabilecek φ_{LE} ve φ_{LT} değerleri beşinci iterasyonda,

$$\varphi_{LE} = 74^0$$

$$\varphi_{LT} = 135,3^0$$

şeklinde bulunmuş olur. Burada φ_{LE} değeri KEY-Lanchester denge milinin motorun krank ana yatak merkezinden geçtiği farzedilen ana koordinat sisteminin X eksenine ile olan açısıdır. Aynı şekilde φ_{LT} değeri ise KTY-Lanchester denge milinin X eksenine ile olan açısıdır. Tez kapsamında kinematik ve dinamik hesaplamaları yapılan motorun Lanchester denge milleri yerine motorun tahrik ettiği elektrik üreticinin rotorları kullanılacağından elde edilmiş olunan bu iki açısal değerlerin elektrik üreticilerinin kapladığı alan ve merkezden olan L_{LE} ve L_{LT} mesafelerine uygun olup olmadığı ayrıyeten değerlendirilmek durumundadır. Tez kapsamında konumuz sadece denge olduğu için bu konu irdelenmeden geçilecektir. Hâl böyle olunca $n_K = 850\ d/dk$ $\Delta_{PS} = 0,0835\ m$ $m_p = 0,457\ kg$ $m_B = 0,737\ kg$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63\ kg$ $R_{Kd} = 0,0203\ m$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ $m_L = 0,073\ kg$ $\varphi_{KLF} = 10,91^0$ $\varphi_{LF} =$

315,2° ön değerleri ve Bölüm 5.3.2’de bahsedilen $L_{LE} = 0,3\text{ m}$ ve $L_{LT} = 0,3\text{ m}$ değerlerine sahip motorun moment grafiği aşağıdaki gibidir.



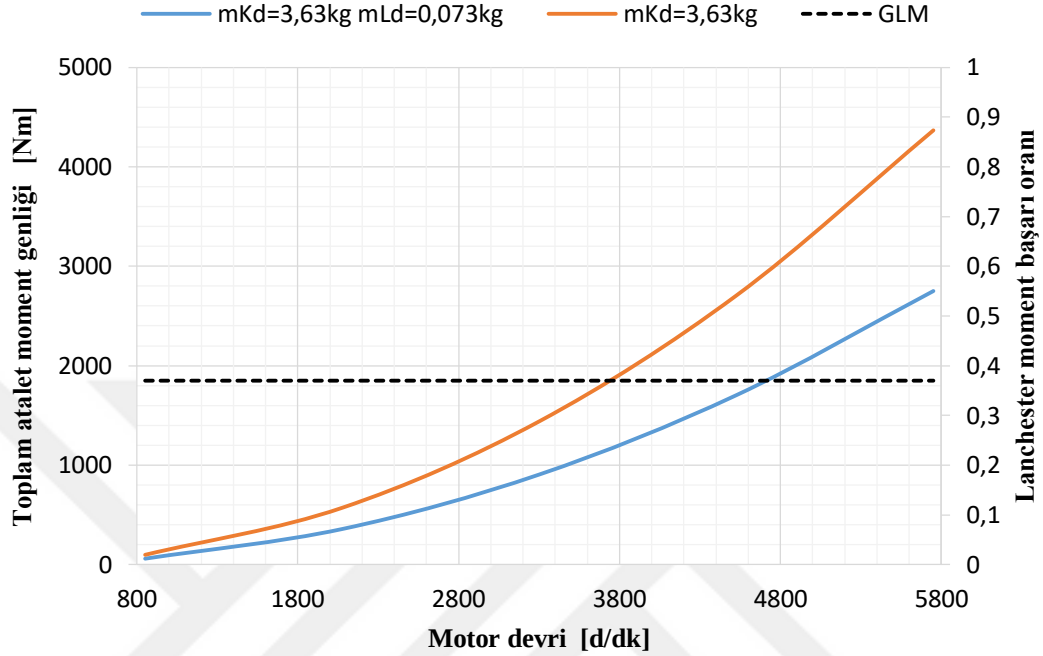
Şekil 7.30. SYK Lanchester dengeli ikiz V pistonlu motorun rölanti devri için krank açısına bağlı toplam moment eğrisi

Yukarıdaki Şekil 7.30’de rölanti devrinde çalışan ikiz V pistonlu motorun, krank ve Lanchester denge mekanizması ile en iyi dengelenmiş durumdaki toplam moment eğrisi görünmektedir. Rölanti devri için eğrinin azami ve asgari tepe değerleri farkı $\Sigma M_a = 60,068\text{ Nm}$ gelirken azami motor devri $n_K = 5750\text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 2748,807\text{ Nm}$ gelmektedir. Her iki devir aralığı dört eşit parçaya bölünürse $n_K = 2075\text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 357,968\text{ Nm}$, $n_K = 3300\text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 905,392\text{ Nm}$, $n_K = 4525\text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 1702,338\text{ Nm}$ ara değerleri bulunabilir. Bulunan bu beş değer bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 7.6. Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam moment genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣM_a [Nm]
850	60,068
2075	357,968
3300	905,392
4525	1702,338
5750	2748,807

Lanchester dengeli SYK motor için istenilen her bir motor devrine karşılık toplam kuvvet genliği bağıntıları elde edilir. Yukarıdaki Tablo 7.6'den faydalanılarak motor devrine karşılık gelecek toplam moment genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.31. Lanchester dengeli SYK (açık mavi renkli eğri) ve sadece SYK (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣM_a toplam moment genlikleri grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.31'da Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam moment genliğinin eğrisi açık mavi renk ile görülmektedir. Aynı şekilde turuncu renk ile çizili olan eğri ise SYK motorun sadece krank ile dengelendiği durumdaki toplam moment genliğini tanımlamaktadır. Açık mavi renk ile çizili olan eğri için bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında,

$$\Sigma M_a = 0,00008313926 \cdot n_K^2 \quad (7.86)$$

$$R = 0,999 \quad (7.87)$$

şeklinde doğruluk yaklaşımı; eşitlik (7.87)'de olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (7.86) numaralı ifade, krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmiş motorun krank devrine bağlı toplam moment genliğinin ampirik denklemidir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmesinden

dolayısı $n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam doğrusal moment sadece krank ile dengelenmeyene göre $35,353 \text{ Nm}$ azalırken $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $1617,76 \text{ Nm}$ azalmıştır. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ verileri için Bölüm 1.4.2.2’de bahsedilmiş olan (1.6) numaralı Lanchester moment denge başarı oranı ifadesi ile motorun moment dengesi hesaplanabilir.

$$G_{LM} = 1 - (\Sigma M_a(m_L \neq 0) / \Sigma M_a(m_L = 0)) \quad (1.6)$$

(1.6) numaralı Lanchester moment denge başarı oranı ifadesini kapsayan ΣM_a fonksiyonunun değerini bulabilmek için (1.4) numaralı denklemden faydalanmak gerekir.

$$\Sigma M_a = \Sigma M_{max} - \Sigma M_{min} \quad (1.4)$$

Yukarıdaki şartlar (1.4) numaralı denkleme konulup çözümlenirse,

$$\Sigma M_{max}(m_L = 0,073) = 31,546 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_{min}(m_L = 0,07) = -28,523 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_a(m_L = 0,075) = 60,068 \text{ Nm} \quad (7.88)$$

şeklinde bulunur. Benzeri işlemler $m_L = 0 \text{ kg}$ için yapıldığında,

$$\Sigma M_{max}(m_L = 0) = 56,808 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_{min}(m_L = 0) = -38,612 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_a(m_L = 0) = 95,421 \text{ Nm} \quad (7.89)$$

şeklinde bulunur. Yukarıdaki (7.88) ve (7.89) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.6) numaralı denklemde yerine konulup çözümlenirse,

$$G_{LM} = 1 - (60,068 \text{ Nm} / 95,421 \text{ Nm})$$

$$G_{LM} = \%37,05 \quad (7.90)$$

Teze konu ikiz V pistonlu motorun tanımlanmış bütün devir aralıklarında geçerli olan, Lanchester dengeli SYM motorun Lanchester moment denge başarı oranı bulunmuş olur. Bulunan bu oransal değer, Lanchester millerinin dengelemesinin motorun bünyesini sarsmaya çalışan çevirme momentini atalet kuvvetini $G_{LM} = \%37,05$ oranında düşürdüğü manasına gelmektedir. Yukarıdaki Şekil 7.31'den anlaşılacağı gibi kesintili siyah çizgiler ile gösterilen Lanchester moment denge başarı oranı G_{LM} her devir için aynı olup değişmemektedir.

7.2.2. AYK ikiz V pistonlu motorun moment dengesinin Lanchester denge milleri ile optimize edilmesi

Teze konu $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ ön değerlerine sahip ikiz V pistonlu motorun Bölüm 6.1.3'de krank kuvvet denge başarı oranı en büyük olacak şekilde optimize edilmiş ve bilinmeyen krank değerleri $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^0$ şeklinde bulunmuştu. Bölüm 7.1.1'de ise Lanchester kuvvet denge başarı oranını en büyük olacak şekilde optimize edilmiş ve bilinmeyen Lanchester kuvvet denge değerleri $m_L = 0,075 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ $\varphi_{LF} = 316,46^0$ şeklinde bulunmuştu. Yukarıdaki veriler dâhilinde çalıştırılan motorun Lanchester moment denge başarı oranının en iyi olabilmesi için Bölüm 1.4.2.2'de (1.6) numara ile ifade edilen Lanchester moment denge başarı oranı denkleminin çözülmesi gerekir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ $\varphi_{LF} = 316,46^0$ verileri doğrultusunda en iyi dengeleme yapılabilecek değerlerin bulunabilmesi için (1.4) numaralı toplam moment genliği fonksiyonunun en küçük olduğu noktanın tespit edilmesi gerekir. Bölüm 7.2.1'de yapılmış olan yakınsak metot çözüm denklemleri (7.77) ve (7.83)'den faydalanılarak yukarıdaki değerler için gerekli çözüm yapılabilir.

$$\varphi_{LE(n+1)} = \varphi_{LE(n)} - \frac{\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}}{\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LE}^2} \quad (7.77)$$

$$\varphi_{LT(n+1)} = \varphi_{LT(n)} - \frac{\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LT}}{\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE(n)}, \varphi_{LT(n)}) / \delta \varphi_{LT}^2} \quad (7.83)$$

Yukarıdaki (7.77) ve (7.83) denklemlerine birinci iterasyon işlemi $\varphi_{LE(1)} = 0^0$ $\varphi_{LT(1)} = 180^0$ de olacak şekilde yaklaşık çözüm adımları başlatılırsa,

$$\varphi_{LE(2)} = \varphi_{LE(1)} - \frac{\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)}) / \delta \varphi_{LE}}{\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)}) / \delta \varphi_{LE}^2} \quad (7.91)$$

$$\varphi_{LT(2)} = \varphi_{LT(1)} - \frac{\delta \Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)}) / \delta \varphi_{LT}}{\delta^2 \Sigma M_a(\varphi_{LE(1)}, \varphi_{LT(1)}) / \delta \varphi_{LT}^2} \quad (7.92)$$

$$\varphi_{LE(2)} = 51^0$$

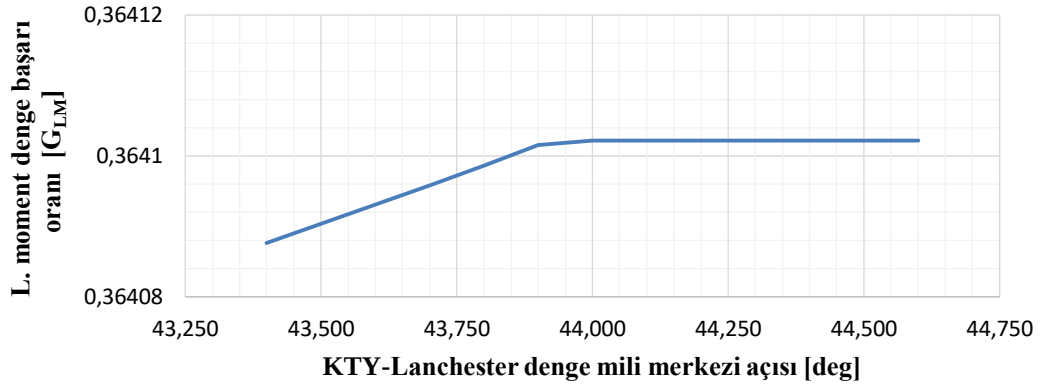
$$\varphi_{LT(2)} = 166^0$$

şeklinde bulunur. Bilgisayar ile yapılan hesaplamaların son adımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 7.7. φ_{LE} , φ_{LT} bilinmeyen parametrelerinin AYK'da en yüksek G_{LM} değeri için bilgisayar ortamında yapılan yakınsak çözüm tablosu

i	φ_{LE}	φ_{LT}	L_{LE}	L_{LT}	G_{LM}
1	43,400	134,400	0,300	0,300	0,364088
2	43,500	134,500	0,300	0,300	0,36409
3	43,600	134,600	0,300	0,300	0,364093
4	43,700	134,700	0,300	0,300	0,364096
5	43,800	134,800	0,300	0,300	0,364099
6	43,900	134,900	0,300	0,300	0,364102
7	44,000	135,000	0,300	0,300	0,364102
8	44,100	135,100	0,300	0,300	0,364102
9	44,200	135,200	0,300	0,300	0,364102
10	44,300	135,300	0,300	0,300	0,364102
11	44,400	135,400	0,300	0,300	0,364102
12	44,500	135,500	0,300	0,300	0,364102
13	44,600	135,600	0,300	0,300	0,364102
Δ	0,1	0,1	0,1		
aç/kapa	1	1	0		

G_{LM} değerinin en büyük olduğu aralık için aranan parametrelerin her birinin ayrı ayrı kabul edilebilir hassasiyete yanaşmıncaya kadar iterasyon işlemine devam edilir. Bilgisayar ortamında yapılan yaklaşık çözüm hesaplaması sonucunda varılan KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına (φ_{LE}) bağlı Lanchester kuvvet denge başarı oranı (G_{LM}) eğrisi aşağıdaki gibidir.



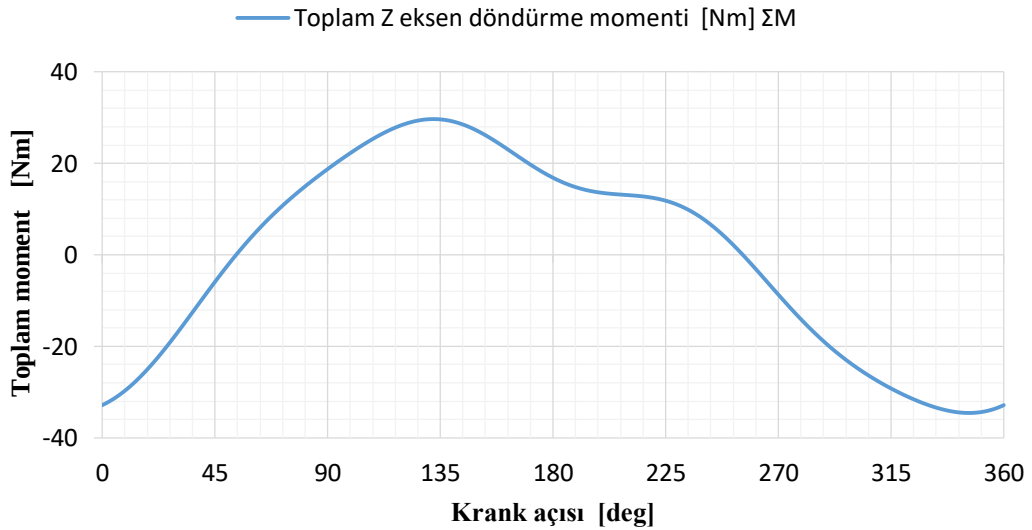
Şekil 7.32. KEY-Lanchester denge mili merkezi yerleşim açısına bağlı SYK Lanchester moment denge başarı oranı grafiği

Aynı işlemlere $\Delta\varphi_{LE} \leq 0,1^0$ $\Delta\varphi_{LT} \leq 0,1^0$ şartları sağlanıncaya dek devam edilirse, teze konu ikiz V pistonlu motorun $\Delta_{PS} = 0,0835\ m$ $m_p = 0,457\ kg$ $m_B = 0,737\ kg$ $\lambda = 0,29$ ve $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53\ kg$ $R_{Kd} = 0,02\ m$ $\varphi_{Kd} = 182,58^0$ $m_L = 0,075\ kg$ $\varphi_{KLF} = 9,06^0$ $\varphi_{LF} = 316,46^0$ $L_{LE} = 0,3\ m$ $L_{LT} = 0,3\ m$ değerleri için en uygun Lanchester moment dengelemesi yapılabilecek φ_{LE} ve φ_{LT} değerleri beşinci iterasyonda,

$$\varphi_{LE} = 44^0$$

$$\varphi_{LT} = 135^0$$

şeklinde bulunmuş olur yukarıdaki ve son bulunan değerlere sahip motorun moment grafiği aşağıdaki gibidir.



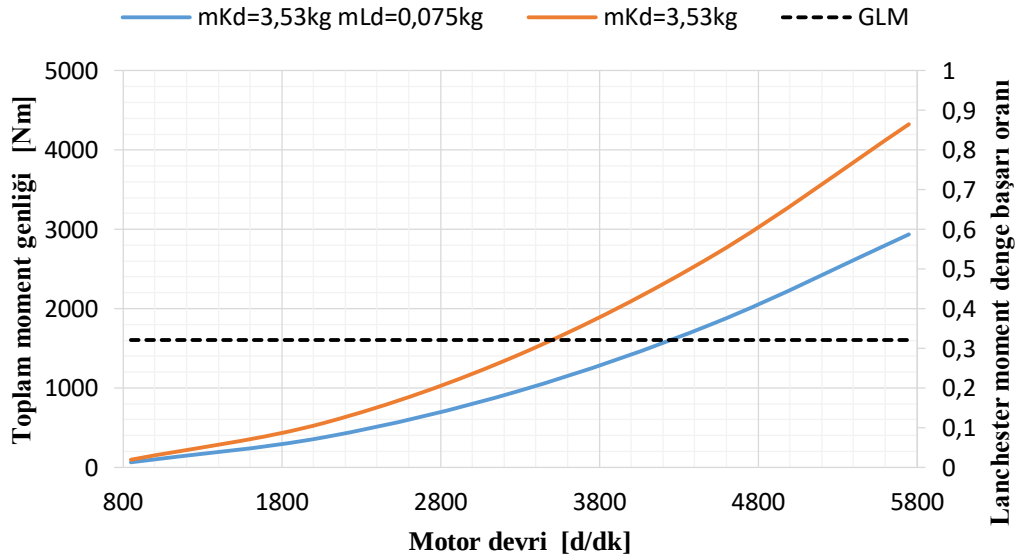
Şekil 7.33. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun rölanti devrinde krank açısına bağlı toplam moment eğrisi

Yukarıdaki Şekil 7.33’de rölanti devrinde çalışan ikiz V pistonlu motorun, krank ve Lanchester denge mekanizması ile en iyi dengelenmiş durumdaki toplam moment eğrisi görünmektedir. Rölanti devri için eğrinin azami ve asgari tepe değerleri farkı $\Sigma M_a = 64,199 \text{ Nm}$ gelirken azami motor devri $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 2937,8 \text{ Nm}$ gelmektedir. Her iki devir aralığını dört eşit parçaya bölünürse $n_K = 2075 \text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 382,6 \text{ Nm}$, $n_K = 3300 \text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 967,64 \text{ Nm}$, $n_K = 4525 \text{ d/dk}$ için $\Sigma M_a = 1819,4 \text{ Nm}$ ara değerleri bulunabilir. Bulunan bu beş değer in bağıntısı aşağıdaki gibidir.

Tablo 7.8. Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun krank devrine göre toplam moment genliği tablosu

n_K [d/dk]	ΣM_a [Nm]
850	64,199
2075	382,6
3300	967,64
4525	1819,4
5750	2937,8

Lanchester dengeli AYK motor için istenilen her bir krank devrine karşılık toplam kuvvet genliği bağıntıları elde edilir. Yukarıdaki Tablo 7.8’den faydalanılarak motor devrine karşılık gelecek toplam moment genliği grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 7.34. Lanchester dengeli AYK (mavi renkli eğri) ve sadece AYK (turuncu renkli eğri) motorun krank devrine göre ΣM_a toplam moment genlikleri grafiği

Yukarıdaki Şekil 7.34’de Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun her bir devir aralığı için üretilen toplam moment genliğinin eğrisi açık mavi renk ile görünmektedir. Aynı şekilde turuncu renk ile çizili olan eğri ise motorun sadece krank ile dengelendiği durumdaki toplam moment genliğini tanımlamaktadır. Açık mavi renk ile çizili olan eğri için bilgisayar ortamında üstel fonksiyona benzetilerek regresyon analizi yapıldığında,

$$\Sigma M_a = 0,000088863 \cdot n_K^2 \quad (7.93)$$

$$R = 0,999 \quad (7.94)$$

şeklinde doğruluk yansıması; eşitlik (7.94)’de olduğu gibi, bire çok yakın olan ikinci dereceden bir üstel fonksiyon oluşur. Regresyon analizi neticesinde çıkarılan (7.93) numaralı ifade, Lanchester dengeli AYK ikiz motorun krank devrine bağlı toplam moment genliğinin ampirik denklemdir. Teze konu ikiz V pistonlu motorun krank ve Lanchester denge mekanizması ile dengelenmesinden dolayı $n_K = 850 \text{ d/dk}$ için toplam doğrusal moment sadece krank ile dengelenmeyene göre $30,263 \text{ Nm}$ azalırken $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ için $1384,7 \text{ Nm}$ azalmıştır. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$ ve $\varphi_{Ld} = 316,46^\circ$ verileri için Bölüm 1.4.2.2’de bahsedilmiş olan (1.6) numaralı Lanchester moment denge başarı oranı ifadesi ile motorun moment dengesi hesaplanabilir.

$$G_{LM} = 1 - (\Sigma M_a(m_L \neq 0) / \Sigma M_a(m_L = 0)) \quad (1.6)$$

(1.6) numaralı Lanchester moment denge başarı oranı ifadesini kapsayan ΣM_a fonksiyonunun değerini bulabilmek için (1.4) numaralı denklemden faydalanmak gerekir.

$$\Sigma M_a = \Sigma M_{max} - \Sigma M_{min} \quad (1.4)$$

Yukarıdaki şartlar (1.4) numaralı denkleme konulup çözümlenirse,

$$\Sigma M_{max}(m_L = 0,075) = 29,614 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_{min}(m_L = 0,075) = -34,5846 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_a(m_L = 0,075) = 64,199 \text{ Nm} \quad (7.95)$$

şeklinde bulunur. Benzeri işlemler $m_L = 0 \text{ kg}$ için yapıldığında,

$$\Sigma M_{max}(m_L = 0) = 56,05 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_{min}(m_L = 0) = -38,4 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M_a(m_L = 0) = 94,462 \text{ Nm} \quad (7.96)$$

şeklinde bulunur. Yukarıdaki (7.95) ve (7.96) numaralı eşitliklerde bulunan değerler (1.6) numaralı denklemde yerine konulup çözümlenirse,

$$G_{LM} = 1 - (64,199 \text{ Nm} / 94,462 \text{ Nm})$$

$$G_{LM} = \%32,04 \quad (7.97)$$

Teze konu ikiz V pistonlu motorun tanımlanmış bütün devir aralıklarında geçerli olan, Lanchester dengeli AYK motorun Lanchester moment denge başarı oranı bulunmuş olur. Bulunan bu oransal değer, Lanchester millerinin dengelemesinin motorun bünyesini sarsmaya çalışan çevirme momentini $G_{LM} = \%32,04$ oranında düşürdüğü manasına gelmektedir. Yukarıdaki Şekil 7.34'den anlaşılabacağı gibi kesintili siyah çizgiler ile gösterilen Lanchester moment denge başarı oranı G_{LM} her devir için aynı olup değişmemektedir.

8. BULGULAR VE TARTIŞMA

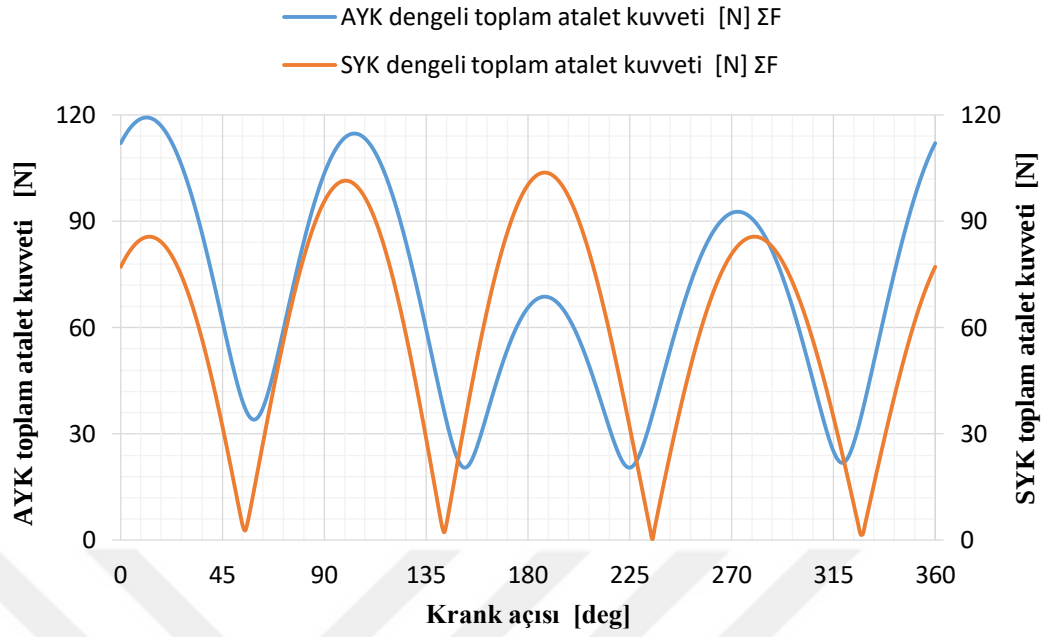
Tez kapsamında salınım kuvvetleri yönünden incelenmiş olan ve vaktiyle zirai amaç ile tasarlanmış 60 BG ikiz V pistonlu motor, mevcut termodinamik yapısına dokunulmadan sadece krank biyel mekanizmasına eklenerek aynı zamanda Lanchester denge mekanizması olan iki adet elektrik üretici ile elektrikli araçlarda mesafe uzatıcı maksadı ile geliştirilmek istenmektedir. Bu amaç doğrultusunda motorun salınım kuvvetlerinin en aza indirilmesi konusunda yapılmış olan hesaplamaların birbiri ile mukayeseleri bu bölüm altında yapılmıştır.

8.1. SYK İkiz V Pistonlu Motorun AYK Krank İle Dengelenmesi

8.1.1. SYK ikiz V pistonlu motorun AYK krank ile dengelenmesinin krank kuvvet denge başarı oranına etkisi

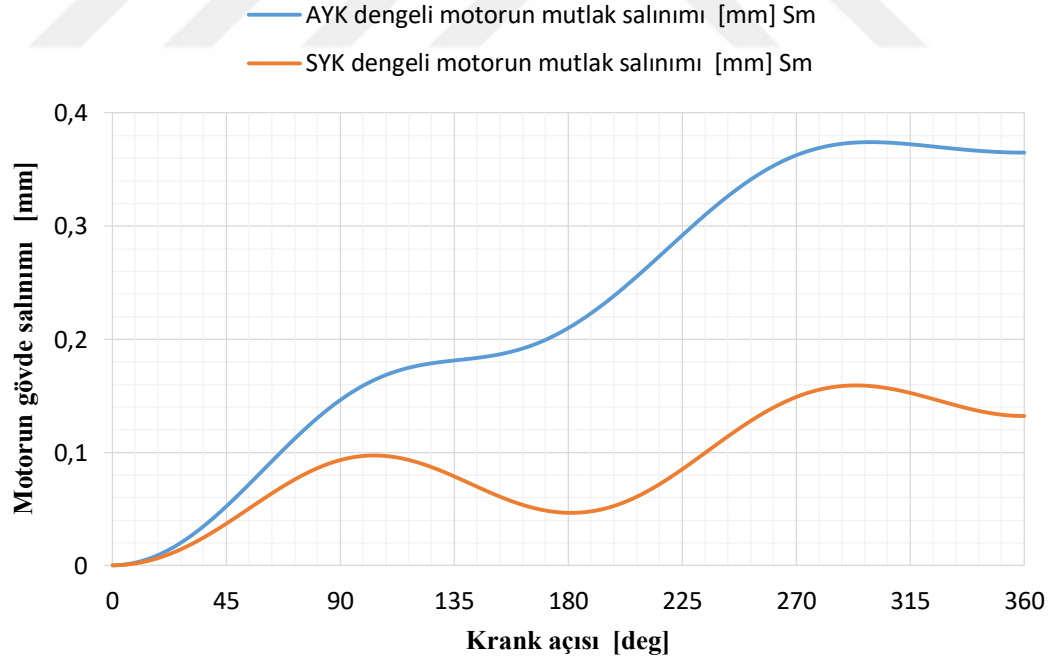
Bölüm 6.1.2’de SYK motor için optimum krank kuvvet dengesi adına yapılmış olunan hesaplamalar neticesinde $\Delta_{PS} = 0,0835 m$ $m_p = 0,457 kg$ ve $m_B = 0,737 kg$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 kg$ $R_{Kd} = 0,0203 m$ $\varphi_{Kd} = 180^0$ teknik özelliklerine sahip ikiz V pistonlu motorun krank kuvvet denge başarı oranı $G_{KF} = \%37,02$ oranında çıkarken, aynı motorun krank ağırlık merkezinin açısai yerleşim yerinin optimize edilmek kaydı ile Bölüm 6.1.3’de hesaplamalara dahil edilmesi neticesinde $m_K = 3,53 kg$ $R_{Kd} = 0,02 m$ $\varphi_{Kd} = 182,58^0$ yeni değerleri elde edilmiştir. Kranka ait yukarıdaki bu yeni değerler ile krank kuvvet denge başarı oranı $G_{KF} = \%39,9$ şeklinde çıkmıştır.

Aşağıdaki Şekil 8.1’de turuncu renkli eğri simetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip ikiz V motorun toplam atalet kuvveti değişimini gösterir. Eğrinin alt dönüş kısımlarında ani dönüşler olduğu için ciddi anlamda ivme değişikliklerine sebebiyet vermektedir. Açık mavi renkli eğri ise asimetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip ikiz V motorun toplam atalet kuvveti değişimini gösterir. Eğrinin her iki yöndeki dönüşleride yumuşak hatlara sahip olduğu için SYK motora oranla daha az ani ivme değişimleri sergiler.



Şekil 8.1. SYK ve AYK ikiz V pistonlu motorun toplam atalet kuvvetleri grafiği

8.1.2. SYK ikiz V pistonlu motorun AYK krank ile dengelenmesinin motor gövde salınımlarına etkisi



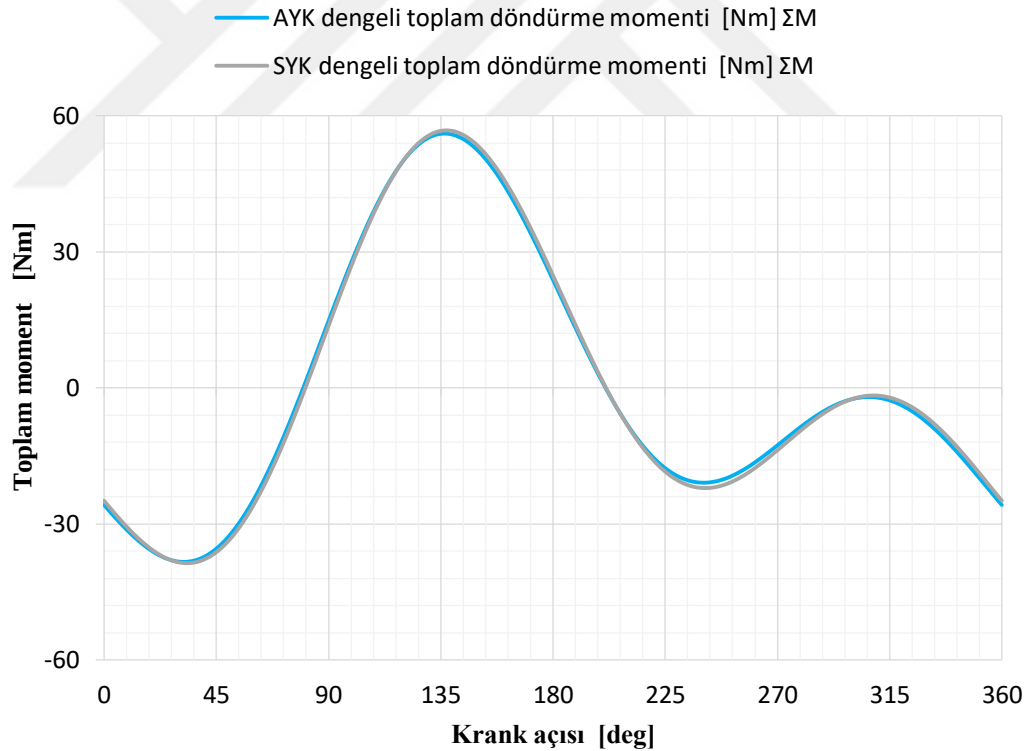
Şekil 8.2. Rölanti devrinde çalışan SYK ve AYK motorun mutlak salınımları grafiği

Bölüm 6.1.2.2’de SYK ikiz V pistonlu motor için yapılan hesaplamalar neticesinde $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli motorun rölanti devrinde mutlak salınım genliğinin $S_{ma} = |0,1594 \text{ mm}|$ kadar olduğu, Bölüm 6.1.3.2’de ise AYK ikiz V motorun mutlak

salınım genliği değerleri $S_{ma} = |0,374 \text{ mm}|$ kadar olduğu hesaplanmıştır. Her iki sonuç karşılaştırılırsa; SYK motorun AYK motora göre $0,2146 \text{ mm}$ daha az salındığı anlaşılır. Bilgisayar ortamında yapılan hesaplama neticesinde her iki motorun krank açısına göre salınım grafiği yukarıdaki Şekil 8.2’de verilmiştir.

8.1.3. SYK ikiz V pistonlu motorun AYK krank ile dengelenmesinin krank moment denge başarı oranına etkisi

Bölüm 6.2.2’de hesaplamaları yapılan SYK motorun rölanti devrinde toplam moment genliği $\Sigma M_a(m_K = 3,63 \varphi_{Kd} = 180^0) = 95,4206 \text{ Nm}$ çıkarken krank moment denge başarı oranı $G_{KM} = -\%29,8$ şeklinde bulunmuştur. Bölüm 6.2.3’de AYK motor için yapılan hesaplamalar neticesinde rölanti devri için toplam moment genliği $\Sigma M_a(m_K = 3,53 \varphi_{Kd} = 182,58^0) = 94,4624 \text{ Nm}$ çıkarken krank moment denge başarı oranı $G_{KM} = -\%28,5$ şeklinde bulunmuştur.



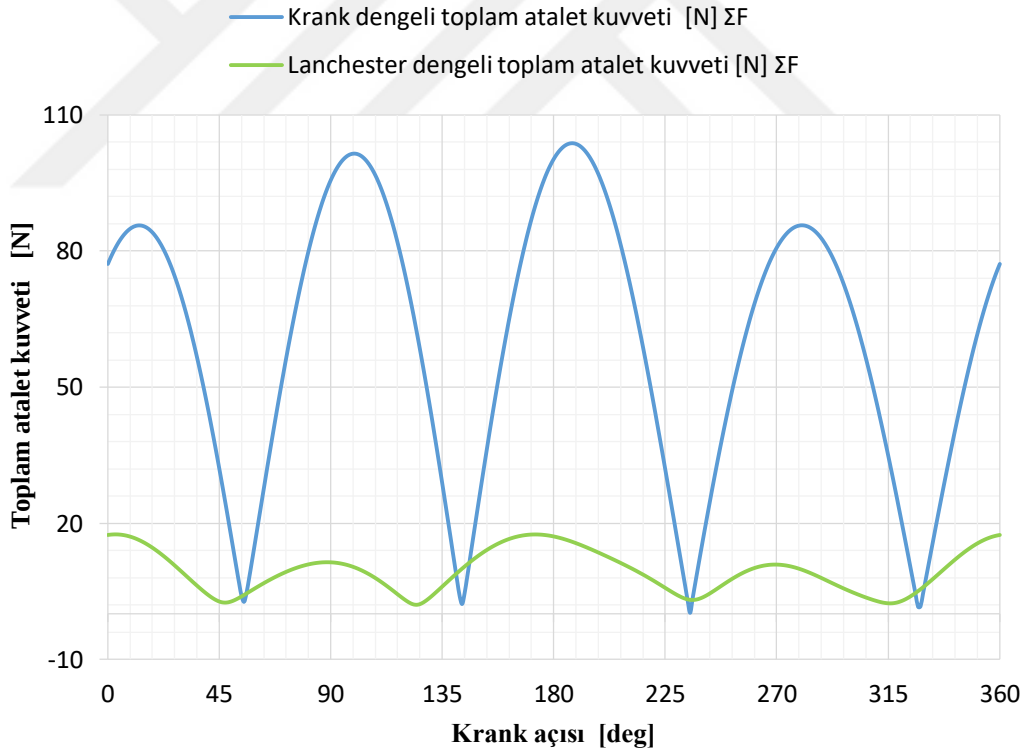
Şekil 8.3. SYK ve AYK ikiz V motorun rölanti devrindeki moment grafiği

Aynı motorun sadece krank ağırlık merkezinin açısal konumunu, yapılan optimum hesaplamalar yardımı ile $\varphi_{Kd} = 180^0$ den $\varphi_{Kd} = 182,58^0$ ye getirildiğinde, krank kuvvet denge başarı oranı $G_{KF} = \%37,02$ den $G_{KF} = \%39,9$ değerine çıkarken, krank moment denge başarı oranı $\Delta G_{KM} = \%1,3$ oranında iyileşmektedir.

8.2. SYK İkiz V Pistonlu Motorun Lanchester Denge Milleri ile Desteklenmesi

8.2.1. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester kuvvet denge başarı oranına etkisi

Bölüm 6.1.2’de optimum krank kuvvet dengesi adına yapılmış olunan hesaplamalar neticesinde zirai maksatla üretilmiş $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ teknik özelliklerine haiz simetrik ağırlık merkezli bir kranka sahip ikiz V pistonlu motorun krank kuvvet denge başarı oranı $G_{KF} = \%37,02$ oranında çıkarken, aynı motora Bölüm 7.1.1’de Lanchester denge mekanizması eklenilmiş hali ile yapılan toplam atalet kuvveti hesaplamaları neticesinde Lanchester kuvvet denge başarı oranı $G_{LF} = \%85,09$ şeklinde bulunmuştur. Sonuç olarak Lanchester mekanizması motorun toplam atalet kuvvetlerini $\%85,09$ oranında düşürmüştür (Şekil 8.4).



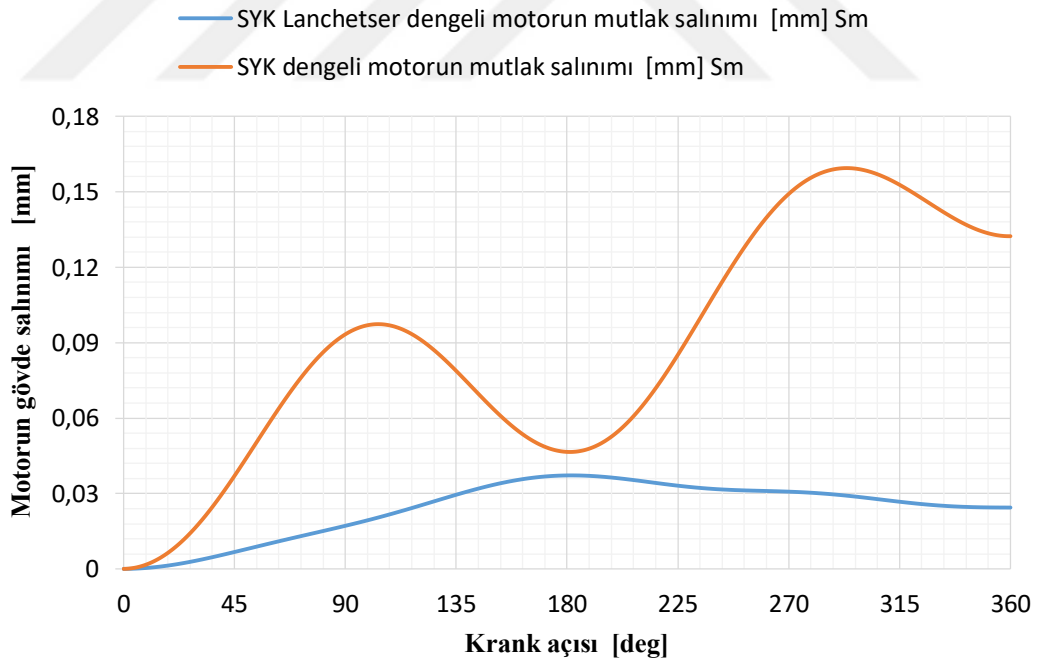
Şekil 8.4. Lanchester dengeli SYK motor ile sadece SYK motorun rölanti devrinde krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği

Şekil 8.4’deki grafik’te açık mavi renk ile çizilmiş olan SYK kranka sahip motorun rölantide çalışırken üretmiş olduğu toplam atalet kuvveti ile aynı motora Lanchester denge mekanizması eklenmiş halinin rölanti devrinde çalışırken elde edilen açık yeşil

renkteki toplam atalet kuvveti grafiği görünmektedir. Krank dengeli¹⁷ motorun toplam atalet kuvvetinin eğrisi çok keskin dönüşlere sahipken, Lanchester ile desteklenmiş halinde toplam atalet kuvvetlerinin genliği düştüğü gibi kuvvet değişimleri daha yumuşaktır.

8.2.2. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin motor gövde salınımına etkisi

Bölüm 6.1.2.2’de SYK ikiz V pistonlu motor için yapılan hesaplamalar neticesinde $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli motorun rölanti devrinde toplam salınım genliğinin $S_{ma} = |0,1594 \text{ mm}|$ kadar olduğu hesaplanmıştır. Aynı özelliklere sahip motorun Bölüm 7.1.1.1’de Lanchester denge mekanizması ile desteklenmesi sonucu elde edilen toplam salınım genliği değerleri $S_{ma} = |0,0371 \text{ mm}|$ çıkmıştır. Her iki sonuç karşılaştırılırsa; Lanchester dengeli yapının diğerine göre $0,1223 \text{ mm}$ daha az salındığı anlaşılr. Bilgisayar ortamında yapılan hesaplama neticesinde her iki motorun krank açısına göre salınım grafiği aşağıda verilmiştir.



Şekil 8.5. SYK ve Lanchester dengeli SYK ikiz V pistonlu motorun mutlak salınımı grafiği

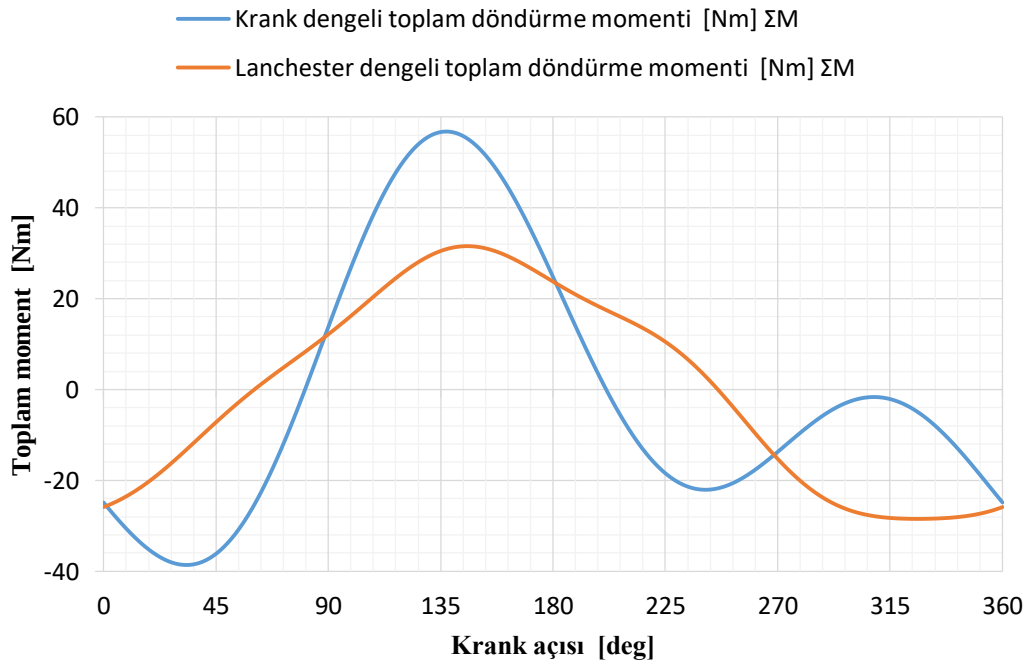
Yukarıdaki Şekil 8.5’deki grafikte turuncu renk ile verilmiş eğri simetrik ağırlık merkezli kranka sahip motorun salınımıdır. Açık mavi renk ile verilmiş olan eğri ise

¹⁷ Motorun sadece krank ağırlığı ile dengelenmesi

aynı özelliklerdeki motorun lanchester denge mekanizması ile desteklenmiş modelidir. Lanchester denge mekanizması ile desteklenen modelin mutlak salınımı diğerine göre daha az genlikli olup daha yumuşak bir hareket eğrisine sahiptir.

8.2.3. SYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester moment denge başarı oranına etkisi

Bölüm 6.2.2’de SYK kranka sahip motorun krank moment denge başarı oranı $G_{KM} = -\%29,8$ şeklinde bulunmuştur. Aynı özelliklere sahip motorun moment dengesinin iyileştirilmesi adına Bölüm 7.2.1’de Lanchester denge mekanizmasının moment ayar faktörünün yapılan optimum hesaplamalar neticesinde; Lanchester moment denge başarı oranı $G_{LM} = \%37,05$ şeklinde bulunmuştur. Sonuçlar Lanchester denge mekanizması ile destekli motorun moment denge özelliklerinin desteklenmeye oranla $\%37,05$ oranında daha iyi olduğunu göstermiştir. $n_K = 850 \text{ d/dk}$ ile dönen $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_P = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,63 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,0203 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 180^\circ$ özelliklerinde SYK ikiz V pistonlu motor ile aynı motora eklenmiş $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,073 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 10,91^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 315,2^\circ$ özelliklerindeki Lanchester denge mekanizmalı halinin moment grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 8.6. Rölanti devrinde çalışan SYK motorun Lanchester’siz ve Lanchester’li denge halleri için moment eğrisi grafiği

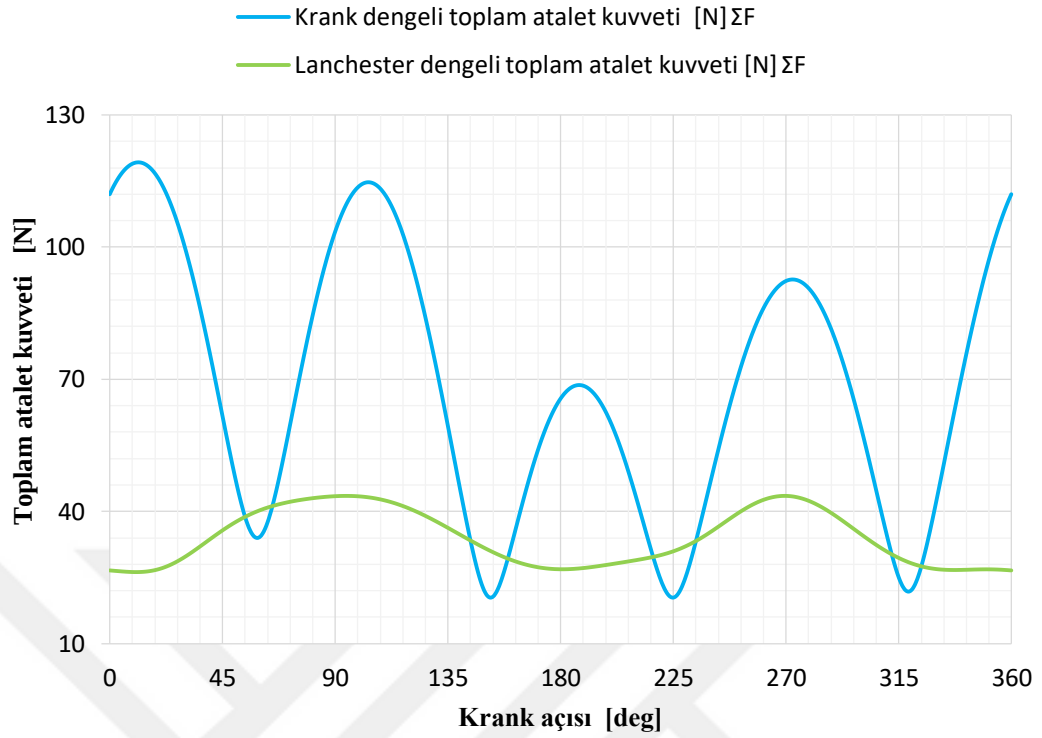
Şekil 8.6'deki grafikte açık mavi renk ile çizili olan SYK motorun $n_K = 850 \text{ d/dk}$ devir ile çalışırken oluşturduğu toplam dönme momenti genliği $\Sigma M_a = 95,42 \text{ Nm}$ değerindedir. Turuncu renk ile görünen moment eğrisi ise Lanchester dengeli hali olup toplam moment genliği sırası ile $\Sigma M_a = 60,07 \text{ Nm}$ gelmektedir. devir ile çalışma durumunda Lanchester denge mekanizması rölanti devrinde motora $35,35 \text{ Nm}$ kadar moment azalması sağlarken azami devirde bu fark $1617,76 \text{ Nm}$ olmaktadır.

8.3. AYK İkiz V Pistonlu Motorun Lanchester Denge Milleri ile Dengelenmesi

8.3.1. AYK ikiz V pistonlu motorun lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester kuvvet denge başarı oranına etkisi

Bölüm 6.1.3'de optimum krank kuvvet dengesi adına yapılmış olunan hesaplamalar neticesinde zirai maksatla üretilmiş $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ teknik özelliklerine haiz asimetrik ağırlık merkezli bir kranka sahip ikiz V pistonlu motorun krank kuvvet denge başarı oranı $G_{KF} = \%39,9$ oranında çıkarken, aynı motora Bölüm 7.1.2'de Lanchester denge mekanizması eklenerek kuvvet dengesinin optimizasyonu yapılmış ve $\Delta_{PS} = 0,0835 \text{ m}$ $m_p = 0,457 \text{ kg}$ ve $m_B = 0,737 \text{ kg}$ $\lambda = 0,29$ $L_{\%B} = 0,24$ $m_K = 3,53 \text{ kg}$ $R_{Kd} = 0,02 \text{ m}$ $\varphi_{Kd} = 182,58^\circ$ $R_{Ld} = 0,02 \text{ m}$ $m_L = 0,075 \text{ kg}$ $\varphi_{KLF} = 9,06^\circ$ ve $\varphi_{LF} = 316,46^\circ$ yeni değerlerine ulaşılmıştır. Bulunan değerler yardımıyla yapılan toplam atalet kuvveti hesaplamaları neticesinde Lanchester kuvvet denge başarı oranı $G_{LF} = \%82,54$ şeklinde bulunmuştur. Sonuç olarak Lanchester mekanizması motorun toplam atalet kuvvetlerini $\%82,54$ oranında düşürmüştür.

Aşağıdaki Şekil 8.7'deki grafik'te açık mavi renk ile çizilmiş olan AYK kranka sahip motorun rölantide çalışırken üretmiş olduğu toplam atalet kuvveti ile aynı motora Lanchester denge mekanizması eklenmiş halinin rölanti devrinde çalışırken elde edilen açık yeşil renkteki toplam atalet kuvveti grafiği görünmektedir. Lanchester denge mekanizması ile desteklenmiş motorun toplam atalet kuvvetinin genliği sadece asimetrik yerleşimli ağırlık merkezine sahip krank ile desteklenmiş haline oranla $\%82,54$ oranında azdır.

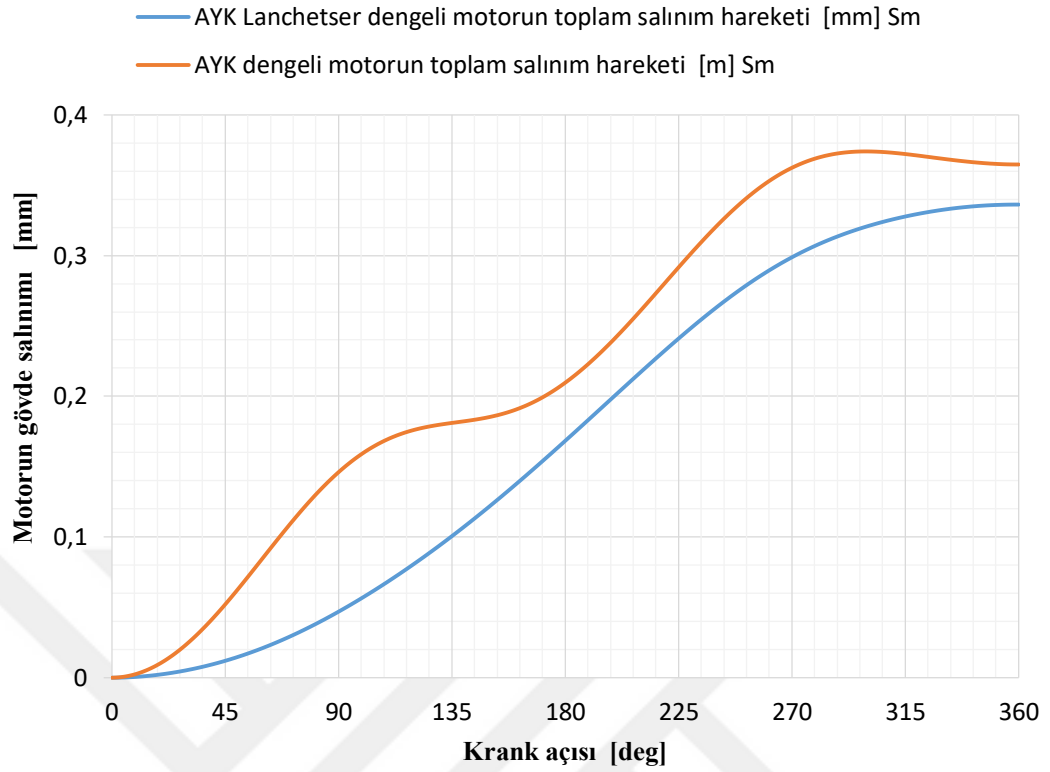


Şekil 8.7. Sadece AYK ve aynı motorun Lanchester mekanizması ile desteklenmiş modelinin rölanti devrinde krank açısına göre toplam atalet kuvveti grafiği

8.3.2. AYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin motor gövde salınımlarına etkisi

Bölüm 6.1.3.2’de AYK ikiz V pistonlu motor için yapılan hesaplamalar neticesinde $m_m = 85 \text{ kg}$ gövdeli motorun rölanti devrinde toplam salınım genliğinin $S_{ma} = |0,374 \text{ mm}|$ kadar olduğu hesaplanmıştır. Aynı özelliklere sahip motorun Bölüm 7.1.2.2’de Lanchester denge mekanizması ile desteklenmesi sonucu elde edilen toplam salınım genliği değerleri $S_{ma} = |0,34 \text{ mm}|$ çıkmıştır. Her iki sonuç karşılaştırılırsa; Lanchester dengeli yapının diğerine göre $0,034 \text{ mm}$ daha az titreştiği anlaşılr. Bilgisayar ortamında yapılan hesaplama neticesinde her iki motorun krank açısına göre salınım grafiği Şekil 8.8’de verilmiştir.

Aşağıdaki şekilde açık mavi ve turuncu renkli eğriler asimetrik yerleşimli krank ağırlık merkezli kranka sahip ikiz V pistonlu motorun salınım hareketini krank açısına göre verirken gri ve sarı eğriler aynı özelliklerdeki motorun Lanchester dengeli modelinin salınım hareketini göstermektedirler. Lanchester dengeli motor, dengesiz olanına göre %82,54 oranında daha iyi kuvvet dengesi oluşturmaya rağmen salınımları neredeyse birbirine yakın çıkmaktadır.



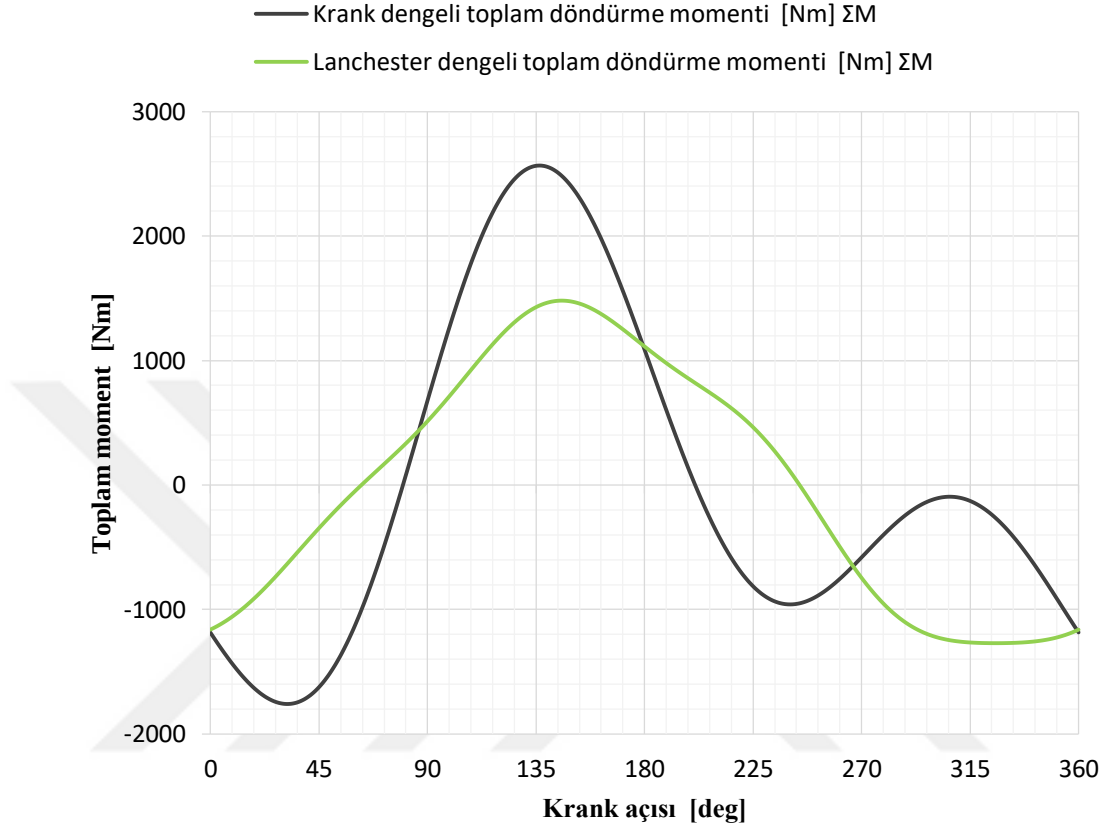
Şekil 8.8. AYK ve Lanchester dengeli AYK ikiz V pistonlu motorun mutlak salınım grafiği

8.3.3. AYK ikiz V pistonlu motorun Lanchester denge milleri ile desteklenmesinin Lanchester moment denge başarı oranına etkisi

Bölüm 6.2.3’de AYK motorun krank moment denge başarı oranı $G_{KM} = -\%28,5$ şeklinde bulunmuştur. Aynı özelliklere sahip motorun moment dengesinin iyileştirilmesi adına Bölüm 7.2.1’de Lanchester denge mekanizmasının moment ayar faktörünün yapılan optimum hesaplamalar neticesinde; Lanchester moment denge başarı oranı $G_{LM} = \%32,04$ şeklinde bulunmuştur. Sonuçlar Lanchester denge mekanizması ile destekli motorun moment denge özelliklerinin desteklenmeye oranla $\%32,04$ oranında daha iyi olduğunu göstermektedir.

Aşağıdaki Şekil 8.9’deki grafikte siyah renk ile çizili olan AYK motorun $n_K = 5750 \text{ d/dk}$ devir ile çalışırken oluşturduğu toplam dönme momenti genliği $\Sigma M_a = 4322,72 \text{ Nm}$ değerindedir. Açık yeşil renk ile görünen moment eğrisi ise Lanchester dengeli hali olup toplam moment genliği sırası ile $\Sigma M_a = 2478,81 \text{ Nm}$ gelmektedir. Lanchester denge mekanizması azami devirde motora $1573,91 \text{ Nm}$ kadar moment azalması sağlarken rölanti devrinde bu fark $34,39 \text{ Nm}$ olmaktadır. Aynı zamanda

AYK ile dengeli motorun toplam molen değişim frekansı krank dönüş frekansının iki katı iken Lanchester dengeli motorun toplam moment değişim frekansı krank dönüş frekansı ile aynıdır.

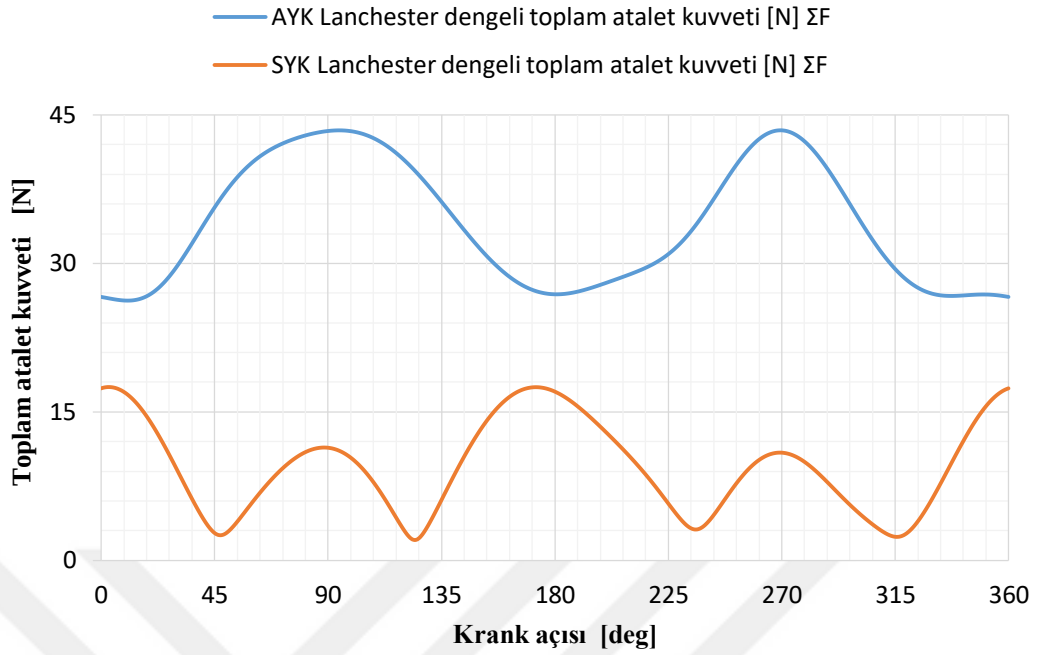


Şekil 8.9. Azami devirde çalışan AYK motorun Lanchester'siz ve Lanchester'li denge halleri için moment eğrisi grafiğı

8.4. SYK Lanchester ve AYK Lanchester dengeli İkiz V Pistonlu Motorun birbirini ile mukayesesi

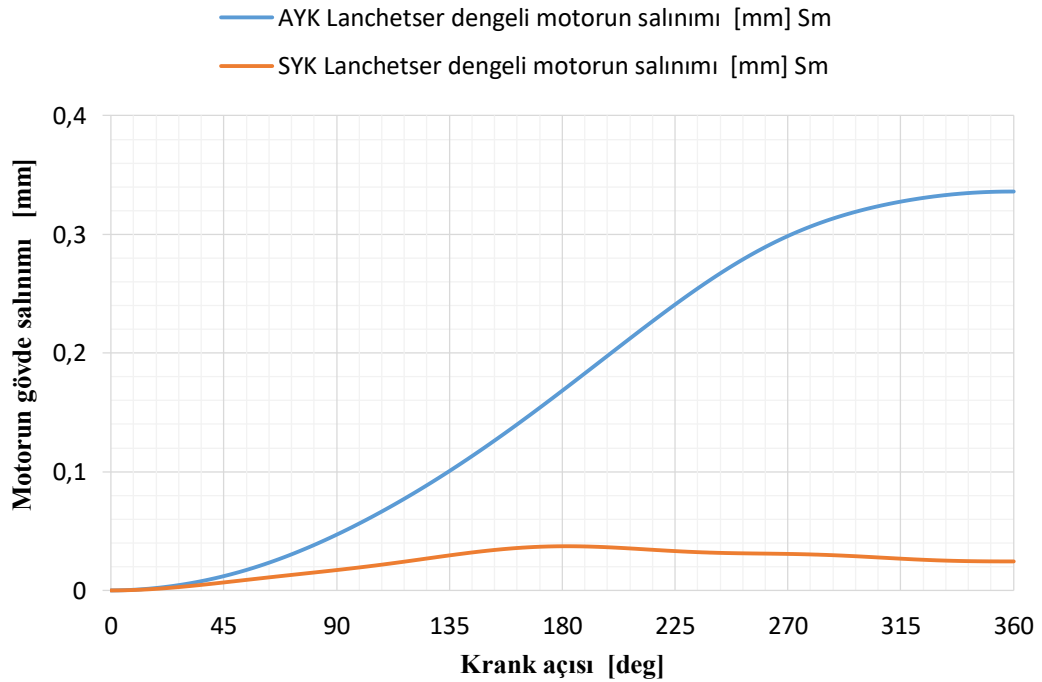
Bölüm 7.1.1 ve 7.1.2'te yapılmış kısmi hesaplamalar neticesinde Şekil 7.9'deki SYK motorun Lanchester denge halindeki açık yeşil renkli toplam kuvvet eğrisi ile Şekil 7.17'deki AYK motorun Lanchester denge halindeki açık yeşil renkli eğrisi tek bir grafikte toplanırsa aşağıdaki Şekil 8.10'daki gibi görünür.

Aşağıdaki grafikteki Lanchester dengeli SYK motorun turuncu renkli toplam kuvvet eğrisinin frekansı, Lanchester dengeli AYK motorun açık mavi renkli toplam kuvvet eğrisinin frekansının iki mislidir. Düşük frekanslı olan AYK motorun sönümsüz serbest ortamdaki titreşim genliğı SYK olana oranla çok daha fazladır.



Şekil 8.10. Lanchester dengeli SYK ve AYK motorların rölanti devrindeki toplam kuvvet grafiği

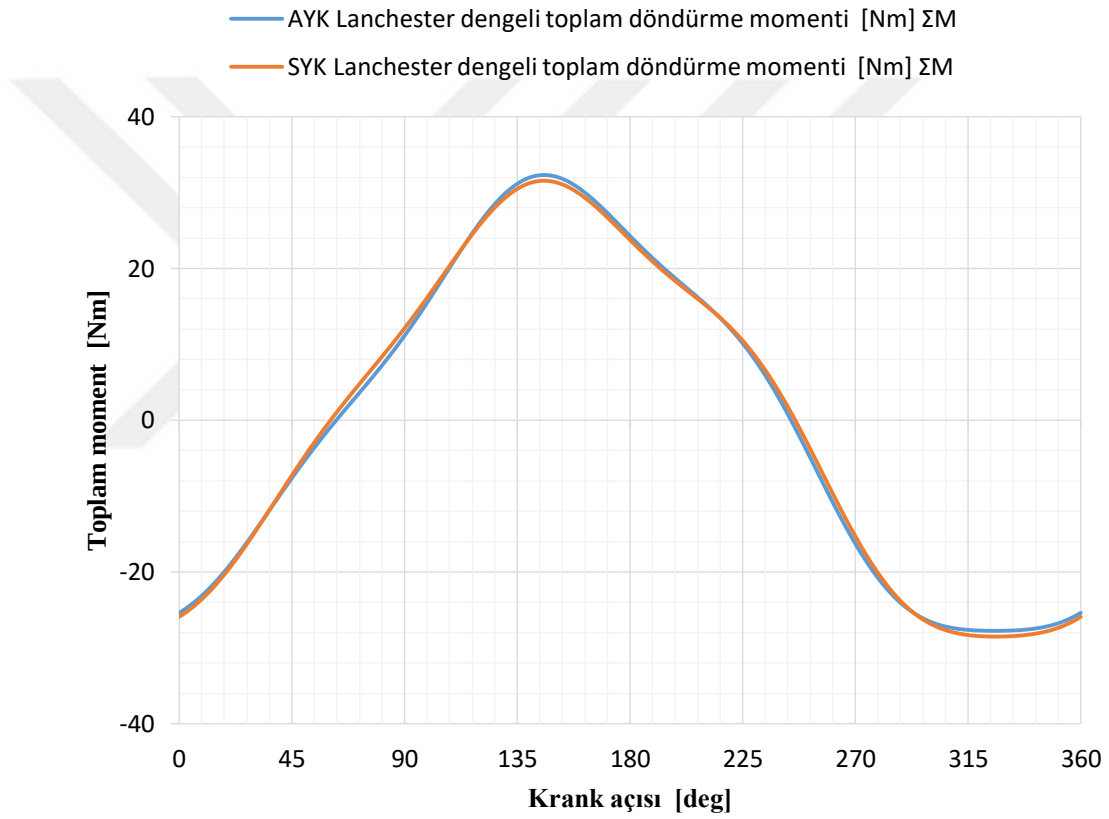
Her iki motorunda Lanchester kuvvet denge başarı oranları neredeyse birbirine çok yakın olmasına rağmen frekanslarının birbirinden farklı olmalarından sebep SYK motor AYK motora oranla daha az salınım yaparken (Bölüm 7.1.1.1, Şekil 7.12) AYK motor daha yüksek salınımlı salınım (Bölüm 7.1.2.2, Şekil 7.23) yapmaktadır. Mukayese niteliğindeki grafik aşağıdaki gibidir.



Şekil 8.11. Lanchester dengeli SYK ve AYK motorların rölanti devrindeki mutlak salınımı grafiği

Yukarıdaki Şekil 8.11’de turuncu renk ile gösterilen eğri SYK motorun Lanchester denge mekanizması ile rölanti devrinde çalışırken yapmış olduğu mutlak salınımı gösterirken açık mavi renkli eğri ise Lanchester dengeli AYK motorun mutlak salınımını göstermektedir.

Aynı şekilde Lanchester dengeli SYK motorun Bölüm 7.2.1 içinde Şekil 7.30’deki rölanti devri için toplam moment eğrisi ile Bölüm 7.2.2 içinde bahsedilen Lanchester dengeli AYK motorun Şekil 7.33’deki toplam moment eğrisinin mukayeseli hali aşağıdaki grafikte çizilmiştir.



Şekil 8.12. lanchester dengeli SYK ve AYK iki ayrı motorun rölanti devri için toplam moment grafiği

Yukarıdaki Şekil 8.12’de görünen Lanchester dengeli AYK ve SYK motorların her ikisinde toplam moment eğrilerinin birbirine çok yakın olduğu görünmektedir. Turuncu renkli Lanchester dengeli SYK motorun rölanti devrindeki toplam moment genliği $\Sigma M_a = 60,068 \text{ Nm}$ gelirken açık mavi renkli Lanchester dengeli AYK motorun aynı devirdeki toplam moment genliği $\Sigma M_a = 64,199 \text{ Nm}$ gelmektedir.

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bölüm 1 ve 6 kapsamında kinematik ve dinamik yapısı incelenmiş olan, 60 BG SYK ikiz V pistonlu motor Bölüm 6.1.2’de salınım kuvvetleri simetrik yerleşimli ağırlık merkezli krank ile optimize edilmiştir. Toplam atalet kuvveti grafiğinin (Şekil 6.8’de gri renkli eğri) ani dönüşlü keskin kenarlara sahip olduğu ve rölanti devrinde toplam atalet kuvveti genliğinin $\Sigma F_a(m_K = 3,63) = 103,572 N$ olduğu görülmüştür. Bu durum genel manada motorlarda istenmeyen bir özelliktir. İkiz V motor yapısının normal sıralı motorlardan farklı olarak asimetrik piston hareketine (Şekil 6.20) sahip olması nedeniyle Bölüm 6.1.3’de Lanchester denge mekanizması kullanmadan sadece krank üzerinde ağırlık merkezinin yerini değiştirmek kaydı ile analitik olarak yeni bir denge mekanizması geliştirilmiştir (AYK). Bu çözüm yönteminde simetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranklı motora kıyasla krank kuvvet denge başarı oranı $\Delta G_{KF} = \%3$ kadar artmış ve toplam kuvvet genliği grafiği Şekil 6.21’deki mavi renkli eğride görüldüğü gibi yumuşak geçişli eğri teşkil edecek hale gelmiş ve toplam kuvvet genliği $\Sigma F_a(m_K = 3,53 \varphi_{Kd} = 182,58^\circ) = 98,742 N$ olduğu görülmüştür. Her iki durum için elde edilen toplam kuvvet eğrileri Bölüm 8.1.1 içindeki Şekil 8.1’de bir araya getirilmiş ve birbiri ile mukayese edilmiştir.

Bölüm 6.1.2.2 ve Bölüm 6.1.3.2’de SYK ve AYK motorların ayrı ayrı gövde salınımlarının hesaplamaları yapılmış ve kıyaslamalı salınım grafikleri Bölüm 8.1.2 içindeki Şekil 8.2’de verilmiştir. AYK motor SYK motora oranla çok daha iyi dengelenmiş olmasına rağmen toplam kuvvet frekansının SYK motordan iki misli daha düşük olmasından sebep rölanti devirlerinde SYK motora kıyasla 0,3 mm daha fazla salınmaktadır.

Bölüm 6.2.2’de simetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip motorun, Bölüm 6.2.3’de ise asimetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip motorun krank moment denge başarı oranı hesaplanmış ve Bölüm 8.1.3’de her iki modelinde Şekil 8.3’deki grafikte moment değerlerinin mukayeseli eğrileri verilmiştir. Toplam moment eğrilerinin her ikisinde birbirine çok yakın yumuşak geçişli kıvrımlara

sahip olduğu ve AYK motorun SYK motora oranla $\Delta G_{KM} = \%1,3$ krank moment denge başarı oranı artımı sağlandığı görülmüştür.

Ancak konfor istenen içten yanmalı motor uygulamalarında $\%3$ krank kuvvet denge başarı oranı ve $\%1,3$ krank moment denge başarı oranı artımı yeterli olmamaktadır. Bu sebep ile yukarıdaki paragraflarda bahsi edilen SYK ve AYK özellikli iki farklı motora detayları Bölüm 7’de mukayesesi ise Bölüm 8.2 ve 8.3’de ayrı ayrı Lanchester denge sistemi eklenmiş ve analitik olarak sonuçlar elde edilmiştir. Simetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip (SYK) motora Lanchester denge mekanizması eklendiğinde kuvvet denge başarı oranı $\%85$ artarken asimetrik yerleşimli ağırlık merkezli kranka sahip (AYK) motorda $\%82$ başarı oranı elde edilebilmiştir. Dolayısıyla Lanchester denge mekanizmasının kullanılacağı V yapısındaki, SYK krank yapısına sahip motorlar AYK krank yapısına sahip olanlardan daha iyi dengelenebilmekte olduğu gözlenmiştir. Bununla birlikte SYK motora uyarlanan Lanchester denge mekanizması toplam kuvvet frekansının AYK motora oranla iki kat daha fazla olmasından dolayı SYK motor AYK motora oranla dokuz kat daha az mutlak salınım değerlerine sahiptir (Şekil 8.11). Bu oran rölanti devirlerinde çalışan Lanchester dengeli SYK motoru aynı koşullardaki Lanchester dengeli AYK motordan daha dengeli hale getirmektedir. Kısaca eğer motor hibrit bir araçta kullanılacaksa motorun rölanti devirlerinde de çalışacağından dolayı Lanchester dengeli SYK tipinde seçilmesi gerekirken mesafe uzatıcı şeklinde kullanılacak bir motor ise sürekli yüksek devirde çalışacağından dolayı Lanchester dengeli AYK tipinde olması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında yapılan analitik hesaplamalar neticesinde oluşturulan değerler yardımı ile Lanchester denge mekanizmasının ikiz V motor üzerinde titreşimi ne derece azaltabileceği konusunda bir sonuca varılmıştır. Konuların birçok alt başlığı içermesinden ve çalışmanın amacından farklı bir yere kaymasını önlemek adına teze sonlu elemanlar yöntemi ile çözümlerin doğrulanması kısmı eklenememiştir. Bu sebep ile yapılan çalışmanın bilgisayar ortamında modellenerek ADAMS ve benzeri programlar yardımı ile doğrulanabilmesi çalışmanın ne derece sıhhatli olduğu konusunda bir fikir verebilir.

Bu tez çalışması kapsamında Lanchester denge mekanizmasının kuvvet yönü ve büyüklüğü ile giriş parametreleri arasındaki ilişki analitik olarak bulunmuş ve formülize edilmiştir. Lanchester denge mekanizmasının moment büyüklüğü ve faz farkı ile alakalı büyüklüklerinin giriş parametreleri ile olan analitik bağıntısı konu itibarı ile gereksiz olduğu için hesabı yapılmadan giriş parametreleri ile doğrudan moment dengesi sonucuna gidilmiştir. İleriki çalışmalarda Lanchester denge mekanizmasının Moment büyüklüğü ve faz açısı ile giriş parametreleri arasındaki ilişki bulunabilir.



KAYNAKLAR

- [1] Deniz O., *İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları*, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 2008.
- [2] Chase K., *Firearms: A Global History to 1700*, Cambridge University Press. ISBN 0-521-82274-2, Cambridge, September 2003.
- [3] Expo M., *İçten Yanmalı Motorların Doğuşu*, Moment, no. SAYI: 80, OCAK 2015.
- [4] History T., *Internal Combustion engines*, Encyclopedia Britannica, Edinburgh, Britannica, 20 03 2012.
- [5] Georgiev, R., *Design a four-cylinder Internal Combustion Engine*, Project and Engineering Department, universidad publica de navarra, Pamplona, 27 06 2011.
- [6] Pulkrabek Willard W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall. ISBN 978-0135708545,.1997.
- [7] Otto N. A., Gas Motor Engine, 23 October 1877, USA Patent:US196473A,. U.S.Patent and Trademark Office.
- [8] Sherman D., *A Two-Stroke Revival*, Without the Blue Haze,. December 17 2009.
- [9] T.C.M.E.B., *Benzinli Motorlar*, MEGEP, Ankara, Nisan 2005.
- [10] Haugh G., Daimler, G., *Der Traum ve Fahren*, ISBN 3939500275, Baden-Württemberg, 15 August 2010.

- [11] ŞENEL A., Dört Zamanlı İçten Yanmalı Motorlarda Krank Milinin Statik Analizi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir, Aralık 2014.
- [12] The Editors of Encyclopaedia Britannica, www.britannica.com, [Çevrimiçi], (Erişildi: 20 01 2019).
- [13] Nakamura K., Hirokazu, M., Engine balancer, 09 07 1975, USA Patent: 4028963, U.S.Patent and Trademark Office.
- [14] Arakelian V., imultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms, *Mechanics Research Communications* 37 (2010) 265–269, Nantes Cedex 3, France, 3 Şubat 2009.
- [15] Palavan S., *Pistonlu Makineler Dinamiği*, İ.T.Ü. Kütüphanesi, sayı 1020, 6. Baskı, İstanbul, 1975.
- [16] Olgun M., Tek Silindirli bir Dizel Motorun Atalet Kuvvetlerinin Analizi ve Dengeleme Hesaplamaları, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 11 Haziran 2010, 292354.
- [17] Safgönül P., *Pistonlu Motorlar*, İ.T.Ü. Kütüphanesi Sayı:1207, İstanbul Gümüşsuyu, 1981.
- [18] Yang C., Balance Mechanism Design of Single Cylinder Engine Based on Continuous Mass Distribution of Connecting Rod, College of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China, yaz 2009.
- [19] Robertson E. F., A chronology of pi, School of Mathematics and Statistics, University of St Andrews, Scotland, July 1999.

EKLER



Ek-A

[illegible]

Devam

Ek_A

	Krank ağırlık merkezi X eksen ivmesi [m/s ²]		Krank ağırlık merkezi Y eksen ivmesi [m/s ²]		Krank ağırlık merkezi toplam ivmesi [m/s ²]		Krank ağırlık merkezi X eksen atalet kuvveti [N]		Krank ağırlık merkezi Y eksen atalet kuvveti [N]		Krank ağırlık merkezi Z eksen döndürme momenti [Nm]		Piston kursu [m]		Piston kütlesi [kg]		Piston 1 (X eksen üzerindeki) konumu [m]		Piston 1 hızı [m/s]		Piston 1 ivmesi [m/s ²]		Piston 1 X eksen atalet kuvveti [N]		Piston 1 X eksen atalet kuvveti genliği [N]		Piston 1 Y eksen atalet kuvveti [N]		Piston 1 Z eksen döndürme momenti [Nm]		Piston 1 Z eksen atalet momenti genliği [N]		Piston 2 (Y eksen üzerindeki) konumu [m]		Piston 2 hızı [m/s]	
	a _{KdX}	a _{KdY}	Σa _{Kd}	F _{KdX}	F _{KdY}	M _{Kd}	Δp _s	m _p	S _{P1X}	V _{P1X}	a _{P1X}	F _{P1X}	F _{P1Xa}	F _{P1Y}	M _{P1}	M _{P1a}	S _{P2Y}	V _{P2Y}																		
160,690811	-1,9696 -14		160,690811	583,307644	-7,1466 -14	2,9888 -15	0,0835	0,457	0,18575	0	-426,69534	-194,99977																								
160,666337	2,80444135	160,690811	583,218804	10,1801221	-0,4128695	0,1857418			-0,0836589	-426,59022	-194,95173				0,98646562	0,1832279			0,13781487	3,71624231																
160,592923	5,60802843	160,690811	582,952309	20,3571432	-0,825236	0,1857172			-0,1672765	-426,27491	-194,80764				1,97124843	0,36609473			0,13854543	3,7353211																
160,47059	8,40990726	160,690811	582,508241	30,5279633	-1,236597	0,1856762			-0,2508118	-425,74963	-194,56758				2,95266811	0,54824021			0,14001721	3,76998144																
160,299376	11,2092243	160,690811	581,886736	40,6894844	-1,6464514	0,18561885	-0,3342235	-425,01469	-194,23171				3,92904939	0,72930561			0,14075797	3,78551336																		
160,079334	14,005127	160,690811	581,087983	50,838611	-2,0542999	0,18554515	-0,4174705	-424,07056	-193,80024				4,89872451	0,90893456			0,14150165	3,79981411																		
159,81053	16,7967635	160,690811	580,112224	60,9722517	-2,4596456		0,18554515	-0,500512	-422,91782	-193,27344				5,86003575	1,08677378			0,14224801	3,81286006																	
159,493046	19,5832836	160,690811	578,959758	71,0873196	-2,8619945		0,18534888	-0,5833071	-421,55719	-192,65164			108,087106	6,81133797	1,26247389	4,15970529	0,1429968	3,82462812																		
159,126979	22,3638385	160,690811	577,630934	81,1807337	-3,2608566		0,18522642	-0,665815	-419,98953	-191,93521			-194,99977	7,75100101	1,63569014	-4,1597053	0,14374778	3,83509578																		
158,712441	25,1357811	160,690811	576,126159	91,2494193	-3,6557458		0,1850878	-0,7479954	-418,21582	-191,12463			303,086875	8,67741228	1,60608316	8,31941057	0,14525524	3,85020429																		
158,249557	27,9036665	160,690811	574,44589	101,290309	-4,046181		0,18493311	-0,8298078	-416,23716	-190,22038				9,58897919	1,77331973		0,14601119	3,85848066																		
157,738468	30,6612522	160,690811	572,59064	111,300346	-4,4316866		0,18476241	-0,9112123	-414,05482	-189,22305				10,4841317	1,93707347		0,14676828	3,86353444																		
157,179331	33,4094982	160,690811	570,560973	121,276479	-4,8117929		0,1845758	-0,9921691	-411,67016	-188,13326				11,3613245	2,09702556		0,14752621	3,86718519																		
156,572316	36,1475674	160,690811	568,357507	131,21567	-5,1860367		0,18437336	-1,0726385	-409,08469	-186,9517				12,21904	2,25286546		0,14828473	3,86941464																		
155,917907	38,8746256	160,690811	565,980914	141,114891	-5,5539621		0,18415519	-1,1525814	-406,30004	-185,67912				13,0557903	2,40429156		0,14904354	3,87020532																		
155,219604	41,5898423	160,690811	563,491318	150,971127	-5,951209		0,1839214	-1,2319589	-403,31799	-184,31632				13,8701197	2,59210118		0,14980236	3,86954059																		
154,465922	44,2923903	160,690811	560,711295	160,781377	-6,2690731		0,18367211	-1,3107325	-400,14043	-182,86418				14,6606072	2,69274466		0,15056091	3,86740472																		
153,669387	46,9814464	160,690811	557,819874	170,54265	-6,6153873		0,18340743	-1,3888641	-396,76939	-181,32361				15,425869	2,82921902		0,15131889	3,86378287																		
152,826043	49,6561915	160,690811	554,758536	180,251975	-6,9536417		0,1831275	-1,4663159	-393,20703	-179,05961				16,1645604	2,96017557		0,15207602	3,86866114																		
151,936147	52,3158108	160,690811	551,528283	198,906393	-7,2834242		0,18283245	-1,5435056	-389,45564	-177,98123				16,8753788	3,08536692		0,15283199	3,85202657																		
150,999969	54,9594042	160,690811	548,129819	219,502964	-7,6043329		0,18252243	-1,6190314	-385,51764	-176,18156				17,5570654	3,20455829		0,15358652	3,84836719																		
150,017796	57,5864365	160,690811	544,564599	209,038764	-7,9159769		0,18219759	-1,6942219	-381,39557	-174,29777				18,2084077	3,31248082		0,15433929	3,83417205																		
148,989926	60,1958373	160,690811	540,83343	218,51808	-8,2179765		0,18185809	-1,7685864	-377,09211	-172,33109				18,8282419	3,42506074		0,15509001	3,82293118																		
147,916672	62,786902	160,690811	536,375318	227,916454	-8,5099638		0,18154008	-1,8420895	-372,61006	-170,2828				19,4154457	3,52398433		0,15583838	3,80710359																		
146,798361	65,3588411	160,690811	532,878049	237,252593	-8,791583		0,18113576	-1,9146965	-367,95236	-168,15423				19,968986	3,61709739		0,15658408	3,79577771																		
145,635333	67,9108713	160,690811	528,65626	246,516463	-9,062491		0,18075328	-1,9863733	-363,12207	-165,94678				20,478303	3,70324261		0,15732682	3,77985048																		
144,427944	70,4422151	160,690811	524,273438	255,705241	-9,3225738		0,18035685	-2,0570863	-358,12236	-163,66192				20,9710394	3,78272061		0,15806627	3,76234829																		
143,176561	72,9521016	160,690811	519,730917	264,816129	-9,5708667		0,17994665	-2,1268026	-352,95655	-161,30114				21,417724	3,85404764		0,15880214	3,74232665																		
141,881565	75,4397662	160,690811	515,00308	273,846351	-9,807715		0,17952284	-2,19549	-347,62807	-158,86603				21,8270553	3,91845851		0,15958042	3,72620178																		
140,54335	77,90404511	160,690811	510,172361	282,793157	-10,032614		0,17908574	-2,2631169	-342,14048	-156,3582				22,1982685	3,97539337		0,16026188	3,70035158																		
139,162325	80,3450550	160,690811	505,159238	291,653822	-10,24529		0,17863455	-2,3296525	-336,49746	-153,77934				22,5306618	4,02477495		0,16098513	3,67651473																		
137,738909	82,761886	160,690811	499,992239	300,425646	-10,445484		0,17817223	-2,3950668	-330,7028	-151,13118				22,8236065	4,06653168		0,16170355	3,65109111																		
136,275356	85,1531564	160,690811	494,672937	309,105958	-10,632951		0,17769628	-2,4523343	-324,76043	-148,41552				23,0765175	4,10061142		0,16241683	3,62408171																		
134,766654	87,8184883	160,690811	489,202893	317,692112	-10,807464		0,17720786	-2,5294104	-318,67437	-145,63419				23,288915	4,12697787		0,16312465	3,59548871																		
133,21872	89,8571612	160,690811	483,583953	326,181405	-10,968809		0,17670718	-2,5842915	-312,44878	-142,78909				23,4603662	4,14561519		0,16382672	3,56531519																		
131,630206	92,1684628	160,690811	477,817649	334,57152	-11,116791		0,17619499	-2,6449345	-306,08792	-139,88218				23,590516	4,15651898		0,16462271	3,53535618																		
130,001597	94,4516889	160,690811	471,905797	342,859631	-11,251229		0,17567003	-2,7043174	-299,59616	-136,91544				23,6798027	4,15970529		0,16521233	3,50024664																		
128,333388	96,7061442	160,690811	465,851018	351,043303	-11,371958		0,17513406	-2,7624149	-292,97798	-133,89094				23,7258488	4,15520599		0,16589526	3,46536348																		
126,626087	98,9311418	160,690811	459,652696	359,120045	-11,478833		0,17458132	-2,8192028	-286,23798	-130,80176				23,7701294	4,13409692		0,16657119	3,4289245																		
124,880215	101,126004	160,690811	453,31518	367,087395	-11,571723		0,17402858	-2,8746575	-279,38084	-127,67704				23,693587	4,12336122		0,16723983	3,39093867																		
123,096303	103,290062	160,690811	446,83958	374,942926	-11,650514		0,17345959	-2,9287565	-272,41136	-124,49199				23,6150347	4,0961621		0,16790087	3,35411604																		
121,274895	105,422514	160,690811	440,227867	382,684247	-11,751511		0,17288013	-2,9814784	-265,33441	-121,25782				23,4935588	4,06159663		0,16855401	3,31036779																		
119,416545	107,526357	160,690811	433,482057	390,308998	-11,765433		0,17229048	-3,0328026	-258,15498	-117,97683				23,3309292	4,01969691		0,16938541	3,27274456																		
117,52182	109,59087	160,690811	426,604205	397,814857	-11,801424		0,17169089	-3,0827093	-250,87815	-114,65311				23,1268674	3,97067252		0,17008627	3,2374456																		
115,591296	111,625217	160,690811	419,596404	405,199538	-11,823035		0,17108166	-3,1311801	-243,50906	-111,28364				22,8817043	3,91464006		0,17046307	3,18197938																		
113,625562	113,625562	160,690811	412,460791	412,460791	-11,830242		0,17046307	-3,1781974	-236,05296	-107,8762				22,5958485	3,8517578		0,17108616	3,13118012																		
111,625217	115,591296	160,690811	405,199538	419,596404	-11,823035		0,16983541	-3,2237446	-228,55151	-104,43142				22,2697858	3,78219818		0,17169089	3,08270932																		
109,59087	117,52182	160,690811	397,814857	426,604205	-11,801424		0,16918986	-3,2678062	-220,90103	-100,95177				21,9049702	3,70614739		0,17290408	3,03280256																		
107,52314	119,416545	160,690811	390,308998	433,482057	-11,765433		0,16854401	-3,3103678	-213,21604	-97,439731				21,4993674	3,62380480		0,17288013	2,98147804																		
105,422657	121,274895	160,690811	382,684247	440,227867	-11,751511		0,16790087	-3,351416	-205,46571	-93,897829				21,0563497	3,53538203		0,17345959	2,92875655																		
103,290602	123,096303	160,690811	374,942926	446,83958	-11,650514		0,16723983	-3,3909387	-197,6556	-90,328609				20,575896	3,44110332		0,17402858	2,8746557																		
101,260064	124,880215	160,69																																		

Devam

Ek_A

	Piston 2 ivmesi [m/s ²]	
a _{P2Y}		
F _{P2Y}	Piston 2 Y eksen atalet kuvveti [N]	
F _{P2Ya}	Piston 2 Y eksen atalet kuvveti genliği [N]	
F _{P2X}	Piston 2 X eksen atalet kuvveti [N]	
M _{P2}	Piston 2 Z eksen döndürme momenti [Nm]	
M _{P2a}	Piston 2 Z eksen döndürme momenti genliği [N]	
m _B	Piston kolu ağırlığı [kg]	
λ	Piston kolu krank oranı	
L _B	Piston kolu uzunluğu [m]	
L _{%B}	Piston kolunun ağırlık merkezi yüzdesi	
θ _{B1X}	Piston kolu 1 X eksen açısı [rd]	
θ _{B2Y}	Piston kolu 2 Y eksen açısı [rd]	
ω _{B1}	Piston kolu 1 Z eksen açısal hızı [rd/s]	
ω _{B2}	Piston kolu 2 Z eksen açısal hızı [rd/s]	
α _{B1}	Piston kolu 1 Z eksen açısal ivmesi [rd/s ²]	
α _{B2}	Piston kolu 2 Z eksen açısal ivmesi [rd/s ²]	
M _{Bα1}	Piston kolu 1 ağısal ivme dönme momenti [Nm]	
M _{Bα2}	Piston kolu 2 ağısal ivme dönme momenti [Nm]	
100,210211	45,7960665	13,8735814
94,3718951	43,1279561	13,0631245
88,4049486	40,4010615	12,231065
82,3114347	37,6163257	11,3785418
76,0936175	34,7747832	10,5067568
69,7539609	31,8776501	9,61697269
63,2951257	28,9258724	8,71051017
56,7199676	25,9210252	7,78874552
50,0315332	22,8644107	6,85310746
43,2330568	19,7575069	5,90507396
36,3279559	16,6018758	4,9461689
29,3198269	13,3991608	3,97795841
22,2124398	10,151085	3,0020472
15,0097331	6,85944801	2,02007458
7,7158077	3,52612412	1,03371044
0,33492118	0,15305898	0,0446511
-7,128519	-3,2577332	-0,945385
-14,669962	-6,7041727	-1,9346618
-22,284721	-10,184117	-2,9214296
-29,96798	-13,695367	-3,9039301
-37,7148	-17,235664	-4,8804005
-45,520131	-20,8027	-5,8490784
-53,378814	-24,394118	-6,8028058
-61,285594	-28,007516	-7,756034
-69,235124	-31,640452	-8,690828
-77,221977	-35,290443	-9,6108707
-85,240649	-38,954977	-10,514467
-93,285574	-42,631508	-11,39995
-101,35113	-46,317465	-12,26568
-109,43163	-50,010256	-13,110056
-117,52137	-53,707268	-13,931512
-125,6146	-57,405874	-14,728528
-133,70555	-61,103435	-15,499625
-141,78841	-64,797305	-16,243378
-149,8574	-68,484831	-16,958412
-157,9067	-72,163362	-17,643406
-165,93052	-75,830249	-18,297102
-173,92308	-79,482846	-18,918298
-181,87859	-83,118518	-19,505858
-189,79134	-86,734642	-20,058713
-197,6556	-90,328609	-20,57586
-205,46571	-93,897829	-21,056365
-213,21604	-97,439731	-21,499367
-220,90103	-100,95177	-21,904079
-228,51515	-104,43142	-22,269786
-236,05296	-107,8762	-22,595848
-243,50906	-111,28364	-22,881704
-250,87815	-114,65131	-23,126867
-258,15498	-117,97683	-23,330929
-265,33441	-121,25782	-23,493559
-272,41136	-124,49199	-23,614503
-279,38084	-127,67704	-23,693587

Devam

Ek_A

	Piston kolu 1 ağırlık merkezi X eksen izdüşümü [m]	Piston kolu 1 ağırlık merkezi Y eksen izdüşümü [m]	Piston kolu 2 ağırlık merkezi X eksen izdüşümü [m]	Piston kolu 2 ağırlık merkezi Y eksen izdüşümü [m]	Piston kolu 1 ağırlık merkezi X ivmesi [m/s ²]	Piston kolu 1 ağırlık merkezi Y ivmesi [m/s ²]	Piston kolu 2 ağırlık merkezi X ivmesi [m/s ²]	Piston kolu 2 ağırlık merkezi Y ivmesi [m/s ²]	Piston kolu 1 X eksen atalet kuvveti [N]	piston kolu 1 X eksen atalet kuvveti genliği [N]	Piston kolu 1 Y eksen atalet kuvveti [N]	Piston kolu 2 X eksen atalet kuvveti [N]	Piston kolu 2 Y eksen atalet kuvveti [N]	Piston kolu 1 doğrusal ivme dönme momenti [Nm]	Piston kolu 2 doğrusal ivme dönme momenti [Nm]	Toplam atalet kuvveti açısı [deg]	Toplam atalet kuvveti açısı [deg]	Toplam X eksen atalet kuvveti (mk=0) [N]
S _{B1X}	S _{B1Y}	S _{B2X}	S _{B2Y}	a _{B1X}	a _{B1Y}	a _{B2X}	a _{B2Y}	F _{B1X}	F _{B1X}	F _{B1Y}	F _{B2X}	F _{B2Y}	M _{Ba1}	M _{Ba2}	φΣF	φΣF	ΣF _x (mk=0)	
0,07631	0	0,03173	0,03307557	-353,80682	0	-251,39993	24,0504507	-260,75562	487,5836	0	-185,28175	17,7251822	0	-5,5658791	124,621717	124,621717	627,16356	
0,0763032	0,00055376	0,03172517	0,03380467	-353,7433	-4,3875338	-251,36164	18,261721	-260,70881	-3,2336124	-185,25353	13,4588884	0,3911063	-5,8354487	124,673882	124,673882	627,85095		
0,0762828	0,00110736	0,03171067	0,03453447	-353,55277	-8,7737312	-251,24679	12,4434565	-260,56839	6,4662399	-185,16888	9,17082744	-0,7818061	-6,1038962	124,731271	124,731271	628,31384		
0,0762488	0,00166062	0,03168652	0,03526475	-353,23531	-13,157256	-251,0554	6,59748838	-260,33442	9,6968976	-185,02783	4,86234893	-1,1716934	-6,3708895	124,793865	124,793865	628,55129		
0,07620123	0,00221337	0,03165271	0,03599529	-352,79106	-17,536773	-250,78754	0,7256953	-260,00701	-12,924602	-184,83041	0,53483744	-1,560363	-6,3609444	124,86163	124,86163	628,56239		
0,07614009	0,00276545	0,03160926	0,03672585	-352,22022	-21,910948	-250,44328	5,1699974	-259,5863	-16,148369	-184,5767	-3,8102881	-1,9474117	-6,899176	124,934529	124,934529	628,34627		
0,07606541	0,00331669	0,03155618	0,03745621	-351,52301	-26,278449	-250,02274	-11,087619	-257,07246	-19,367217	-184,26676	-8,1715749	-2,3324379	-7,1597982	125,012516	125,012516	627,2293		
0,07597722	0,00386691	0,03149349	0,03818615	-350,69976	-30,637945	-249,52604	-17,025153	-258,46572	226,827934	-22,580165	-183,90069	-12,547538	-2,715043	-7,4176245	125,095541	125,095541	627,2293	
0,07587555	0,00441596	0,03142121	0,03891543	-349,75081	-34,988108	-248,95333	-22,98054	-257,76635	260,75562	-25,786236	-183,4786	-16,936658	-3,0948313	-7,6723188	125,18355	125,18355	626,32706	
0,07576042	0,00493637	0,03133935	0,03964383	-348,67658	-39,327614	-248,30478	-28,951681	-256,97464	487,583556	-28,984452	-183,00063	-21,337389	-3,4714105	-7,9235452	125,276484	125,276484	625,19482	
0,0756319	0,00550986	0,03124795	0,04037111	-347,47752	-43,65514	-247,5806	-34,936431	-256,09093	-32,173838	-182,46691	-25,74815	-3,8443928	-8,170969	125,374286	125,374286	623,83206		
0,07549001	0,00605437	0,03114703	0,04109706	-346,15417	-47,969369	-246,78101	-40,93261	-255,11562	-35,353425	-181,8776	-30,167334	-4,2133946	-8,4142569	125,476897	125,476897	622,23832		
0,07533482	0,00659704	0,03103662	0,04182142	-344,70708	-52,268985	-245,90624	-46,938	-254,04912	-38,522242	-181,2329	-34,593306	-4,5780377	-8,6530774	125,584257	125,584257	620,41323		
0,07513637	0,0071377	0,03091676	0,04254399	-343,13689	-56,52568	-244,95657	-52,950344	-252,89189	-41,679325	-180,53299	-39,024404	-4,9379492	-8,8871015	125,696312	125,696312	618,35651		
0,07498473	0,00767618	0,03078748	0,04326452	-341,44429	-60,819149	-243,93228	-58,967355	-251,64444	-44,823713	-179,77809	-43,45894	-5,2927624	-9,1160035	125,813009	125,813009	616,06794		
0,07478996	0,00821233	0,03064883	0,04398278	-339,63001	-65,067091	-242,83369	-64,98671	-250,30731	-47,954446	-178,96843	-47,895205	-5,6421171	-9,3394603	125,934301	125,934301	613,54741		
0,07458214	0,00874597	0,03050083	0,04469854	-337,69483	-69,295213	-241,66113	-71,006058	-248,88109	-51,070572	-178,10425	-52,331464	-5,9855699	-9,5571531	126,060146	126,060146	610,7949		
0,07436133	0,00927695	0,03034355	0,04541157	-335,63961	-73,502227	-240,41495	-77,023018	-247,36639	-54,171142	-177,18582	-56,765964	-6,323045	-9,7687675	126,190513	126,190513	607,81048		
0,07412762	0,00980511	0,03017702	0,04612164	-333,46523	-77,686852	-239,09555	-83,035185	-245,76388	-57,25521	-176,21342	-61,196931	-6,653943	-9,9739935	126,325378	126,325378	604,59434		
0,07388109	0,01033028	0,0300013	0,04682852	-331,17266	-81,847813	-237,70331	-89,040128	-244,07425	-60,321838	-175,18734	-65,622574	-6,9779981	-10,175257	126,464733	126,464733	601,14675		
0,07362183	0,0108523	0,02981645	0,04753198	-328,7629	-85,983841	-236,23866	-95,035393	-242,29825	-63,770091	-174,10789	-70,041085	-7,2494153	-10,364069	126,60858	126,60858	597,46811		
0,07334993	0,01137102	0,02962251	0,04823178	-326,23699	-90,093679	-234,70206	-101,01851	-240,43666	-66,399041	-172,97542	-74,450642	-7,6043739	-10,548327	126,756943	126,756943	593,55893		
0,07306548	0,01188627	0,02941954	0,0489277	-323,59607	-94,176073	-233,09396	-106,96869	-238,4903	-69,407766	-171,79025	-78,84941	-7,9060715	-10,750313	126,909863	126,909863	589,41985		
0,0727686	0,0123979	0,02920762	0,0496195	-320,84127	-98,22978	-231,41486	-112,93832	-236,46002	-72,395348	-170,55275	-83,235544	-8,1997154	-10,893855	127,067408	127,067408	585,0516		
0,07245938	0,01290575	0,0289868	0,05030696	-317,97383	-102,25357	-229,66527	-118,87	-234,34762	-75,360878	-169,2633	-87,607186	-8,4850234	-11,054575	127,229671	127,229671	580,45508		
0,07213793	0,01340968	0,02875715	0,05089886	-314,99501	-106,2462	-227,84572	-124,77948	-232,15133	-78,303452	-167,92229	-91,962475	-8,7617236	-11,206912	127,396781	127,396781	575,63127		
0,07180438	0,01390952	0,02851874	0,05166795	-311,90613	-110,20648	-225,95676	-130,66423	-229,87482	-81,222174	-166,53014	-96,29954	-9,0295553	-11,350612	127,568905	127,568905	570,58134		
0,07145883	0,01440512	0,02827164	0,05234102	-308,70855	-114,13318	-223,99898	-136,52172	-227,5182	-84,116155	-165,08725	-100,61651	-9,2882689	-11,485429	127,746258	127,746258	565,30655		
0,07110142	0,01489633	0,02801593	0,05300885	-305,4037	-118,02512	-221,97297	-142,34939	-225,08253	-86,984513	-163,59408	-104,9115	-9,5376265	-11,611126	127,929108	127,929108	559,80832		
0,07073226	0,01538301	0,02775168	0,0536712	-301,99305	-121,88111	-219,87934	-148,1447	-222,56888	-89,826376	-162,05107	-109,18264	-9,7774018	-11,727477	128,117791	128,117791	554,08821		
0,07035149	0,015865	0,02747899	0,05432785	-298,47812	-125,69997	-217,71873	-153,9051	-219,97375	-92,640876	-160,4587	-113,42806	-10,007381	-11,834265	128,312721	128,312721	548,14793		
0,06995925	0,01634216	0,02719792	0,05497859	-294,86048	-129,48054	-215,4918	-159,62804	-217,83127	-95,427157	-158,81746	-117,64587	-10,227362	-11,931283	128,514407	128,514407	541,98934		
0,06955657	0,01681434	0,02690857	0,05562319	-291,14174	-133,22167	-213,19924	-165,311	-217,57146	-98,184369	-157,12784	-121,83421	-10,437157	-12,018335	128,723473	128,723473	535,61444		
0,0691409	0,0172814	0,02661102	0,05626144	-287,32357	-136,92222	-210,84173	-170,95144	-211,75747	-100,91167	-155,39035	-125,99121	-10,636589	-12,095238	128,940687	128,940687	529,02539		
0,06871509	0,01774319	0,02630536	0,05689311	-283,4077	-140,58106	-208,41999	-176,54683	-208,87147	-103,60824	-153,60553	-130,11502	-10,825496	-12,161819	129,166991	129,166991	522,22451		
0,06827837	0,01819958	0,02599169	0,05751799	-279,39587	-144,19708	-205,93477	-182,09469	-205,91476	-106,27325	-151,77393	-134,20378	-11,003726	-12,217915	129,403546	129,403546	515,21427		
0,06783092	0,01865043	0,02567011	0,05813588	-275,2899	-147,76917	-203,38682	-187,5925	-202,88865	-108,90588	-149,89609	-138,25567	-11,171146	-12,263379	129,65179	129,65179	507,99729		
0,06737288	0,01909559	0,02533407	0,05874655	-271,09163	-151,29626	-200,77691	-193,0378	-199,79453	-111,50534	-147,97259	-142,26886	-11,32763	-12,298072	129,913512	129,913512	500,57635		
0,06690442	0,01953494	0,02500358	0,0593498	-266,80297	-154,77725	-198,10585	-198,42812	-196,63375	-114,07084	-146,00401	-146,24152	-11,473072	-12,321871	130,190957	130,190957	492,95442		
0,0664257	0,01996634	0,02465884	0,05994542	-262,42585	-158,2111	-195,37444	-203,76103	-193,40785	-116,60158	-143,99096	-150,17188	-11,607375	-12,334664	130,486971	130,486971	485,13457		
0,06593689	0,02039955	0,02430659	0,06053321	-257,96225	-161,59676	-192,58352	-209,03411	-190,11818	-119,09681	-141,93406	-154,05814	-11,730458	-12,336352	130,805194	130,805194	477,12008		
0,06543817	0,02081675	0,02394693	0,06111296	-253,4142	-164,9332	-189,73394	-214,24497	-186,76626	-121,55577	-139,83391	-157,89854	-11,842254	-12,326851	131,150353	131,150353	468,91437		
0,06499297	0,02123151	0,02357999	0,06168448	-248,78376	-168,21939	-186,82656	-219,39124	-183,35363	-123,97769	-137,69117	-161,69134	-11,942709	-12,306088	131,528674	131,528674	460,521		
0,06441167	0,02163981	0,02320585	0,06224756	-244,07303	-171,45434	-183,86227	-224,47059	-179,88182	-126,36185	-135,50649	-165,43482	-12,031786	-12,274005	131,948514	131,948514	451,94371		
0,06388425	0,02204151	0,02282465	0,06280201	-239,28415	-174,63707	-180,84198	-229,48071	-176,35242	-128,70752	-133,28054	-169,12728	-12,109457	-12,262581	132,421332	132,421332	443,18639		
0,06334764	0,0224365	0,0224365	0,06334764	-234,41931	-177,7666	-177,7666	-234,41931	-172,76703	-131,01398	-131,01398	-172,76703	-12,175713	-12,175713	132,96325	132,96325	434,25306		
0,06280201	0,02282465	0,02204151	0,06388425	-229,48071	-180,84198	-174,63707	-239,28415	-169,12728	-133,28054	-128,70752	-176,35242	-12,230557	-12,109457	133,597657	133,597657	425,14793		
0,06224756	0,02320585	0,02163981	0,06441167	-224,47059	-171,4543													

Ek_A

$\Sigma F_y(mk=0)$	$\Sigma F_{(mk=0)}$	$\Sigma F_a(mk=0)$	ΣF_x	ΣF_y	ΣF	ΣF_a	G_{kf}	$\Sigma M_{(mk=0)}$	$\Sigma M_a(mk=0)$	ΣM	ΣM_a	G_{KM}	$\varphi \Sigma F$	$\varphi \Sigma F$	ΣF_x	ΣF_y	ΣF
63,5212487	630,372178		-43,855918	63,5212487	77,1899641			-24,841171	-24,841171	-24,841171	-24,841171	56,80851925	9,89893719	9,89893719	17,1045428	2,98489366	17,3630348
54,3396976	630,198074		44,632142	64,5198197	78,4527579			-25,092502	-25,092502	-25,092502	-25,092502	-38,61206735	10,490977	10,490977	17,14298	3,17447119	17,4342008
45,0768975	629,928736		45,361534	65,4304007	79,6196111			-25,338612	-25,338612	-25,338612	-26,1638848	95,4205866	11,0651186	11,0651186	17,1529852	3,35443858	17,4779049
35,7344451	629,566262		46,043051	66,2624084	80,6877187			-25,579059	-25,579059	-25,579059	-26,815656		11,6222596	11,6222596	17,1347017	3,52418706	17,4933672
26,3140684	629,112949		46,675649	67,0035528	81,6583877			-25,813395	-25,813395	-25,813395	-27,459846		12,1632026	12,1632026	17,0883649	3,68314908	17,4807838
16,8162729	628,571129		47,258287	67,6562389	82,5270399			-26,041165	-26,041165	-26,041165	-28,095465		12,6886564	12,6886564	17,0143015	3,83079899	17,4402258
7,24711654	627,943973	164,4482	47,789929	68,2193682	83,2923138			-26,26191	-26,26191	-26,26191	-28,721555		13,1992365	13,1992365	16,9129278	3,96665361	17,3718585
-2,3953398	627,233878	672,935872	48,269547	68,6919798	83,955567	103,813126		-26,475165	-26,475165	-26,475165	-29,337158	56,80851925	13,695464	13,695464	16,7847472	4,09027256	17,275939
-12,107483	626,444072	508,487673	48,696124	69,0732511	84,512878	0,240666479		-26,680455	-26,680455	-26,680455	-29,941311	-38,61206735	14,1777638	14,1777638	16,6303486	4,20125839	17,1528151
-21,886921	625,577811	164,448199	49,068659	69,3624983	84,964048	103,5724595		-26,877308	-26,877308	-26,877308	-30,533054	95,4205866	14,6464606	14,6464606	16,4504029	4,29925658	17,0029222
-31,731133	624,638534		49,386165	69,5591763	85,3081022			-27,065244		-27,065244	-31,111425		15,1017739	15,1017739	16,2456607	4,38395592	16,8267809
-41,637466	623,629861		49,647679	69,6628794	85,544192			-27,243777		-27,243777	-31,675464		15,543811	15,543811	16,0169484	4,45508481	16,6249937
-51,603139	622,555592		49,852262	69,67334	85,6715957			-27,412421		-27,412421	-32,224214		15,9725579	15,9725579	15,7651648	4,51241774	16,3982418
-61,625241	621,419701		49,999004	69,5904285	85,6897201			-27,570685		-27,570685	-32,756721		16,3878688	16,3878688	15,4912775	4,55576705	16,1472812
-71,700739	620,226334		-50,087028	69,4141524	85,5981013			-27,718076		-27,718076	-33,272038		16,7894519	16,7894519	15,1963181	4,58498641	15,8729388
-81,826472	618,979805		-50,115495	69,144655	85,3964059			-27,854099		-27,854099	-33,76922		17,1768528	17,1768528	14,8813786	4,59999687	15,576108
-91,999163	617,684593		-50,083606	68,7821242	85,0843118			-27,97826		-27,97826	-34,247333		17,5494342	17,5494342	14,5476061	4,60064565	

Devam

Ek_A

15,4447	ΣF_a	Toplam atalet kuvveti genliği [N]
0,8509	G_{LF}	Lanchester kuvvet denge başarı oranı
-25,877956 -25,738358 -25,587544 -25,425269 -25,251314 -25,065487	ΣM	Lanchester dengeli toplam döndürme momenti [Nm]
60,3744	ΣM_a	Toplam Z eksen döndürme momenti genliği [Nm]
0,3673	G_{LM}	Lanchester moment denge başarı oranı
1,39001676 1,38409494 1,37813944 1,37214523 1,36610878 1,3600279	$G_{Fx(\theta_k)}$	Kuvvet başarı ölçüğü
0,95300952 0,95079851 0,94873557 0,94681469 0,94503054 0,94337848	$G_{Fy(\theta_k)}$	Kuvvet başarı ölçüğü
2	T_L	Denge millerinin krank ile devir oranı
178,0	ω_{LE}	E denge mili açısal hızı [rd/s]
-178,0	ω_{LT}	T denge mili açısal hızı [rd/s]
293,38	$\Delta\varphi_{LE}$	E denge ağırlığı krank faz açısı [deg]
43,64	$\Delta\varphi_{LT}$	T denge ağırlığı ile E denge ağırlığı faz açısı [deg]
0,073	m_L	Denge mili ağırlığı [kg]
0,02	R_{Ld}	Denge mili ağırlık merkezi yarı çapı [m]
44	φ_{LE}	E denge milinin X eksenine göre yerleşim açısı [deg]
0,3	L_{LE}	Denge millerinin krank merkezine olan mesafesi [m]
179	φ_{LT}	T denge milinin X eksenine göre yerleşim açısı [deg]
0,30	L_{LT}	Denge millerinin krank merkezine olan mesafesi [m]

Devam

Ek_A

		X_{LmE}	E denge mili merkez X konumu [m]												
	0,216	Y_{LmE}	E denge mili merkez Y konumu [m]												
	0,208	X_{LmT}	T yönlü denge mili merkez X konumu [m]												
	-0,300	Y_{LmT}	T denge mili merkez Y konumu [m]												
	0,005	S_{LEX}	E denge ağırlığı X konumu [m]												
		S_{LEY}	E denge ağırlığı Y konumu [m]												
		S_{LTX}	T denge ağırlığı X konumu [m]												
		S_{LTY}	T denge ağırlığı Y konumu [m]												
		a_{LEX}	E denge mili X eksen ivmesi [m/s ²]												
		a_{LEY}	E denge mili Y eksen ivmesi [m/s ²]												
		a_{LTX}	T denge mili X eksen ivmesi [m/s ²]												
		a_{LTY}	T denge mili Y eksen ivmesi [m/s ²]												
		F_{LEX}	E denge mili X eksen atalet kuvveti [N]												
		F_{LEY}	E denge mili Y eksen ataletkuvveti [N]												
		F_{LTX}	T denge mili X eksen atalet kuvveti [N]												
		F_{LTY}	T denge mili Y eksen atalet kuvveti [N]												
		ΣF_{Lix}	Denge milleri toplam X eksen atalet kuvveti [N]												
		ΣF_{Liy}	Denge milleri toplam Y eksen atalet kuvveti [N]												
		0,22373849	0,19003965	-0,2815415	-0,0025725	251,528294	-581,8047	583,546509	-247,46043	18,3615655	-42,471743	42,5988951	-18,064612	60,9604606	-60,536355
		0,22437434	0,19032781	-0,2818252	-0,0032103	271,679761	-572,67207	574,554783	-267,67517	19,8326226	-41,805061	41,9424992	-19,540287	61,7751218	-61,345349
		0,22499974	0,19063799	-0,282131	-0,0038379	291,500229	-562,84371	564,863051	-287,56378	21,2795167	-41,087446	41,2350028	-20,992156	62,5145194	-62,079602
		0,22561393	0,19096981	-0,2824585	-0,0044544	310,965548	-552,32565	554,483121	-307,10204	22,700485	-40,319772	40,4772678	-22,418449	63,1777528	-62,738221
		0,22621617	0,19132286	-0,2828074	-0,0050591	330,052003	-541,13665	543,427638	-326,26614	24,0937962	-39,502975	39,6702176	-23,817429	63,7640138	-63,320404
		0,22680573	0,19169671	-0,2831771	-0,0056512	348,736341	-529,28835	531,710073	-345,03274	25,4577529	-38,63805	38,8148353	-25,18739	64,2725882	-63,82544
		0,22738187	0,19209091	-0,2835673	-0,0062301	366,995797	-516,7952	519,3447	-363,37897	26,7906932	-37,72605	37,9121631	-26,526665	64,7028563	-64,252715
		0,22794391	0,19250498	-0,2839774	-0,006795	384,808126	-503,67241	506,346586	-381,28248	28,0909932	-36,768086	36,9633008	-27,833621	65,054294	-64,601707
		0,22849115	0,19293841	-0,284407	-0,0073453	402,151625	-489,93598	492,731567	-398,72145	29,3570686	-35,765327	35,9694044	-29,106666	65,326473	-64,871993
		0,22902294	0,19339067	-0,2848555	-0,0078802	419,005164	-475,60264	478,51623	-415,67465	30,587377	-34,718992	34,9316848	-30,344249	65,5190618	-65,063242
		0,22953862	0,19386122	-0,2853225	-0,0083991	435,34821	-460,68984	463,717895	-432,12141	31,7804193	-33,630358	33,8514063	-31,544863	65,6318256	-65,175221
		0,23003756	0,19434948	-0,2858072	-0,0089015	451,160851	-445,21577	448,354591	-448,04169	32,9347421	-32,500751	32,7298851	-32,707043	65,6646273	-65,207794
		0,23051916	0,19485485	-0,2863092	-0,0093866	466,423822	-429,19927	432,445036	-463,4161	34,048939	-31,331547	31,5684876	-33,829376	65,6174267	-65,160922
		0,23098282	0,19537673	-0,2868279	-0,0098539	481,118528	-412,65986	416,008613	-478,22592	35,1216526	-30,124169	30,3686288	-34,910492	65,4902813	-65,034661
		0,23142799	0,19591446	-0,2873625	-0,0103028	495,277065	-395,61768	399,065348	-492,45309	36,1515757	-28,800917	29,1317704	-35,949075	65,2833462	-64,829166
		0,23185413	0,19646741	-0,2879124	-0,0107328	508,732244	-378,09351	381,635884	-506,08028	37,1374538	-27,600826	27,8594195	-36,94386	64,9968733	-64,544686
		0,2322607	0,19703489	-0,2884771	-0,0111433	521,617611	-360,10868	363,741454	-519,09089	38,0780856	-26,287934	26,5531262	-37,893635	64,6312118	-64,181569
		0,23264723	0,19761621	-0,2890557	-0,0115339	533,867467	-341,68512	345,403862	-531,46906	38,9723251	-24,943014	25,2144819	-38,797242	64,1868071	-63,740256
		0,23301323	0,19821067	-0,2896476	-0,011904	545,466889	-322,84527	326,645449	-543,19973	39,8190829	-23,567705	23,8451177	-39,65358	63,6642006	-63,221285
		0,2335826	0,19881755	-0,290252	-0,0122533	556,401742	-303,61208	307,489068	-554,26859	40,6173272	-22,163682	22,4467109	-40,461607	63,0640291	-62,625289
		0,2336819	0,19943609	-0,2908683	-0,0125812	566,658706	-284,00899	287,958059	-564,66216	41,3660856	-20,732656	21,0209383	-41,220337	62,3870239	-61,952994
		0,23398375	0,20006555	-0,2914956	-0,0128875	576,225284	-264,05987	268,076218	-574,36777	42,0644457	-19,276731	19,5695639	-41,928487	61,6340096	-61,205218
		0,23426346	0,20070516	-0,2921333	-0,0131716	585,08982	-243,78904	247,867767	-583,37361	42,7115568	-17,7966	18,094347	-42,586273	60,8059038	-60,382873
		0,23452067	0,20135414	-0,2927804	-0,0134334	593,241514	-223,22119	227,357327	-591,66869	43,3066305	-16,295147	16,5970849	-43,191814	59,9037154	-59,486962
		0,23475508	0,20201171	-0,2934363	-0,0136724	600,670434	-202,38138	206,569888	-599,24292	43,8489417	-14,773841	15,0796018	-43,744733	58,9285435	-58,518574
		0,2349664	0,20267705	-0,2941002	-0,0138883	607,36753	-181,295	185,530775	-606,08706	44,3378297	-13,234535	13,5437465	-44,244356	57,8815763	-57,4778991
		0,23515436	0,2034937	-0,2947712	-0,014081	613,324643	-159,98774	164,265621	-612,19278	44,7726989	-11,679105	11,9913903	-44,690073	56,7640892	-56,369178
		0,23531875	0,20402783	-0,2954485	-0,0142501	618,534514	-138,48556	142,800335	-617,55264	45,1530195	-10,109446	10,4244244	-45,081342	55,5774439	-55,190788
		0,23545936	0,20471162	-0,2961313	-0,0143955	622,990795	-116,81465	121,161068	-622,1601	45,4783281	-8,5274698	8,84475799	-45,417687	54,3230861	-53,945157
		0,23557602	0,2053999	-0,2968187	-0,014517	626,688059	-95,001429	99,374186	-626,00956	45,7482283	-6,9351043	7,25431558	-45,698698	53,0025439	-52,633802
		0,23566859	0,20609183	-0,29751	-0,0146143	629,6218	-73,072459	77,4662314	-629,09632	45,9623914	-5,3342895	5,6550349	-45,924031	51,6174263	-51,258321
		0,23573696	0,20678657	-0,2982042	-0,0146876	631,788443	-51,054461	55,4638962	-631,41662	46,1205563	-3,7269756	4,04886442	-46,093413	50,1694208	-49,820389
		0,23578103	0,20748328	-0,2989006	-0,0147365	633,18535	-28,974261	33,3939868	-632,96764	46,2225305	-2,1151211	2,43776104	-46,206638	48,6602916	-48,321759
		0,23580077	0,20818109	-0,2995983	-0,0147611	633,810817	-6,8587608	11,2833919	-633,74749	46,2681897	-0,5006895	0,82368761	-46,263567	47,0918773	-46,764256
		0,23579614	0,20887918	-0,3002964	-0,0147614	633,664084	15,2650959	-10,84095	-633,75521	46,2574781	1,114352	-0,7913894	-46,26413	45,4660888	-45,149778
		0,23576715	0,20957667	-0,3009941	-0,0147372	632,745329	37,3703544	-32,952084	-632,9908	46,190409	2,72803587	-2,4055021	-46,208329	43,7849069	-43,480293
		0,23571384	0,21027273	-0,3016905	-0,0146888	631,055671	59,430083	-55,023071	-631,45519	46,067064	4,3839606	-0,1166842	-46,096229	42,0503798	-41,757833
		0,23563626	0,2109665	-0,3023848	-0,0146161	628,597169	81,4174051	-77,027021	-629,15025	45,8875933	5,94347057	-5,6229725	-45,927968	40,2646208	-39,984497
		0,23553452	0,21165714	-0,3030761	-0,0145191	625,372818	103,305533	-98,937125	-626,07878	45,6522157	7,54130388	-7,2224101	-45,703751	38,4298056	-38,162447
		0,23540874	0,21234381	-0,3037636	-0,0143982	621,386547	125,067798	-120,72669	-622,24453	45,3612179	9,12994927	-8,8130483	-45,423851	36,5481696	-36,293902
		0,23525907	0,21302568	-0,3044465	-0,0142532	616,643212	146,677688	-142,36917	-617,65218	45,0149545	10,7074712	-10,392949	-45,088609	34,6220053	-34,381138
		0,2350857	0,2137019	-0,3051239	-0,0140846	611,148592	168,108874	-163,83819	-612,30731	44,6138472	12,2719478	-11,960188	-44,698434	32,6536594	-32,246846
		0,23488883	0,21437166	-0,3057951	-0,0138924	604,909381	189,335245	-185,1076	-606,21644	44,1583848	13,8474729	-13,512855	-44,25834	30,64553	-30,432327
		0,23466871	0,21503415	-0,3064591	-0,0136769	597,933182	210,33094	-206,15149	-599,38699	43,6491223	15,3541586	-15,049059	-43,766104	28,000638	-28,401091
		0,2344256	0,21568855	-0,3071151	-0,0134384	590,228494	231,070379	-226,94421	-591,82727	43,08868	16,8681377	-16,566927	-43,203391	26,5197528	-26,335253
		0,2341598	0,21633406	-0,3077625	-0,0131771	581,804702	251,528294	-247,46043	-583,54651	42,4717433	18,3615655	-18,064612	-42,598895	24,4071315	-24,23733
		0,23387164	0,21669691	-0,3084003	-0,0128934	572,672072	271,679761	-267,67517	-574,55478	41,8050612	19,8326226	-19,540287	-41,942499	22,5647	

Devam

Ek_A

$\varphi \Sigma F_L$	denge milleri toplam atalet kuvveti açısı [deg]														
ΣF_L	Denge milleri toplam atalet kuvveti [N]														
M_{LE}	E denge mili döndürme momenti [Nm]														
M_{LT}	T denge mili döndürme momenti [Nm]														
ΣM_L	Denge milleri toplam döndürme momenti [Nm]														
m_m	Motorun kütlesi [kg]														
a_{mx}	Krank dengeli motorun X eksen ivmesi [m/s ²]														
a_{my}	Krank dengeli motorunYksen ivmesi [m/s ²]														
V_{mx}	Krank dengeli motorun X eksen hızı [m/s]														
V_{my}	Krank dengeli motorun X eksen hızı [m/s]														
X_m	Krank dengeli motorun X eksenindeki hareketi [mm]														
Y_m	Krank dengeli motorun Y eksenindeki hareketi [mm]														
a_{mx}	Lanchester dengeli motorun X eksen ivmesi [m/s ²]														
a_{my}	Lanchester dengeli motorun Y eksen ivmesi [m/s ²]														
V_{mx}	Lanchester dengeli motorun X eksen hızı [m/s]														
V_{my}	Lanchester dengeli motorun Y eksen hızı [m/s]														
X_m	Lanchester dengeli motorun X eksenindeki hareketi [mm]														
Y_m	Lanchester dengeli motorun Y eksenindeki hareketi [mm]														
-44,8	85,9117456	-6,0131383	4,97635307	-1,0367852	85	-0,515952	0,74730881	0	0	0	0	0,20122992	0,0351164	0	0
-44,8	87,0598498	-5,6052832	5,37229678	-0,2329864		-0,525084	0,7590567	-0,000103	0,00014883	-2,019E-05	2,9183E-05	0,20168212	0,03734672	3,9546E-05	7,3229E-06
-44,8	88,101885	-5,1879803	5,7642837	0,57630343		-0,5336651	0,76981224	-0,0002076	0,00029978	-6,089E-05	8,7963E-05	0,20179983	0,03946398	7,9114E-05	1,5061E-05
-44,8	89,0365816	-4,7615951	6,15198167	1,39038655		-0,541683	0,77955775	-0,0003138	0,00045263	-0,0001224	0,00017671	0,20158473	0,04146102	0,00011864	2,3191E-05
-44,8	89,8628009	-4,3265179	6,53505046	2,20853256		-0,5491253	0,78827709	-0,0004215	0,0006072	-0,0002051	0,00029577	0,20103959	0,04333117	0,00015806	3,1687E-05
-44,8	90,5795361	-3,8831634	6,9131415	3,02997811		-0,5559798	0,79595575	-0,0005305	0,00076327	-0,0003091	0,00044543	0,20016825	0,04506822	0,00019731	4,0524E-05
-44,8	91,1859142	-3,4319711	7,28589772	3,85392661		-0,5622345	0,8025808	-0,0006407	0,00092064	-0,0004347	0,00062595	0,19897562	0,04666651	0,00023632	4,9674E-05
-44,8	91,6811963	-2,9734053	7,65295356	4,67954827		-0,567877	0,80814094	-0,0007521	0,00107909	-0,0005822	0,00083754	0,19746761	0,04812085	0,00027504	5,911E-05
-44,8	92,0647789	-2,5079547	8,01393489	5,50598022		-0,5728956	0,81262648	-0,0008644	0,00123843	-0,0007517	0,00108037	0,19565116	0,04942657	0,00031341	6,8801E-05
-44,8	92,3361948	-2,0361323	8,36845916	6,33232689		-0,5772783	0,81602939	-0,0009776	0,00139844	-0,0009434	0,00135457	0,19353415	0,05057949	0,00035135	7,8719E-05
-44,8	92,4951133	-1,5584751	8,71613558	7,15766052		-0,5810137	0,81834325	-0,0010915	0,0015589	-0,0011574	0,00166024	0,19112542	0,05157594	0,00038883	8,8831E-05
-44,8	92,5413407	-1,0755434	9,0565654	7,98102197		-0,5840903	0,81956329	-0,0012061	0,0017196	-0,0013939	0,00197741	0,18843469	0,05241276	0,00042578	9,9108E-05
-44,8	92,4748207	-0,5879206	9,38934225	8,80142161		-0,5864972	0,81968635	-0,0013211	0,00188032	-0,0016529	0,0023661	0,18547253	0,05308727	0,00046214	0,00010952
-44,8	92,2956345	-0,0962122	9,71405262	9,61784046		-0,5882236	0,81871092	-0,0014364	0,00204085	-0,0019346	0,00276627	0,18225032	0,05359726	0,00049788	0,00012003
-44,8	92,0400002	0,38995516	10,0302764	10,4292316		-0,5892592	0,81663709	-0,0015519	0,00220098	-0,0022389	0,00319783	0,17878021	0,05394102	0,00053293	0,0001306
-44,8	91,6002732	0,89693398	10,3375875	11,2345215		-0,5895941	0,81346653	-0,0016675	0,00236048	-0,0025658	0,00366067	0,17507504	0,05411728	0,00056726	0,00014121
-44,8	91,0849544	1,39705747	10,6355546	12,0326121		-0,5892189	0,80920252	-0,0017831	0,00251915	-0,0029155	0,00415462	0,17114831	0,05412524	0,00060082	0,00015183
-44,8	90,4586446	1,8986404	10,9237419	12,8223823		-0,5881248	0,80384989	-0,0018984	0,00267676	-0,0032877	0,00467948	0,1670141	0,05396453	0,00063357	0,00016241
-44,8	89,7221339	2,40098037	11,20171	13,6026903		-0,5863035	0,79741502	-0,0020134	0,00283312	-0,0036825	0,00523499	0,16268706	0,0536352	0,00066547	0,00017293
-44,8	88,8763105	2,9033591	11,4690169	14,372376		-0,5837475	0,78990581	-0,0021278	0,002988	-0,0040997	0,00582088	0,1581823	0,0531377	0,00069648	0,00018334
-44,8	87,9222051	3,40504383	11,7252192	15,130263		-0,5804497	0,78133164	-0,0022416	0,00314121	-0,0045392	0,0064368	0,15351533	0,0524729	0,00072659	0,00019363
-44,8	86,8609801	3,90528877	11,9698728	15,8751615		-0,5764039	0,7717034	-0,0023547	0,00329252	-0,0050009	0,00708239	0,14870206	0,05164201	0,00075574	0,00020376
-44,8	85,6939283	4,40333671	12,2025345	16,6058712		-0,5716049	0,76103338	-0,0024667	0,00344174	-0,0054846	0,00775724	0,14375866	0,05064663	0,00078393	0,00021369
-44,8	84,4224716	4,89842062	12,4227631	17,3211837		-0,5660481	0,7493353	-0,0025777	0,00358867	-0,00599	0,0084609	0,13870153	0,0494887	0,00081113	0,00022339
-44,8	83,0481592	5,38976542	12,6301206	18,019886		-0,5597297	0,73662427	-0,0026875	0,00373311	-0,006517	0,00919288	0,13354725	0,04817046	0,00083731	0,00023284
-44,8	81,5726654	5,87658968	12,8241737	18,7007634		-0,5526472	0,72291674	-0,0027958	0,00387486	-0,0070652	0,00995266	0,1283125	0,0466945	0,00086247	0,00024199
-44,8	79,9977979	6,35810754	13,0044951	19,3626027		-0,5447988	0,70823047	-0,0029027	0,00401372	-0,0076343	0,01073966	0,12301399	0,04506367	0,00088659	0,00025083
-44,8	78,3254453	6,83353058	13,1706652	20,0041958		-0,5361839	0,69258451	-0,0030078	0,00414953	-0,0082241	0,0115533	0,11766841	0,04328112	0,00090967	0,00025932
-44,8	76,5676753	7,30206973	13,3222731	20,6243428		-0,5268028	0,67599915	-0,0031111	0,00428207	-0,0088341	0,0123292	0,11229237	0,04135024	0,00093168	0,00026743
-44,8	74,6966316	7,76293731	13,4589186	21,2218559		-0,516657	0,65849591	-0,0032124	0,00441119	-0,009464	0,01325786	0,10690232	0,03927471	0,00095264	0,00027513
-44,8	72,7445815	8,21534901	13,5802135	21,7955625		-0,5057493	0,64009746	-0,0033116	0,0045367	-0,0101133	0,01414741	0,10151453	0,03705839	0,00097255	0,00028239
-44,8	70,7039033	8,65852594	13,6857833	22,3443093		-0,4940835	0,62082763	-0,0034084	0,00465843	-0,0107817	0,01506083	0,09614496	0,03470541	0,0009914	0,0002892
-44,8	68,5770834	9,09169669	13,7752685	22,8669652		-0,4816647	0,60071134	-0,0035029	0,00477622	-0,0114685	0,01599734	0,09080929	0,03222006	0,00100921	0,00029552
-44,8	66,3667128	9,5409939	13,8483265	23,3624259		-0,4684993	0,57977459	-0,0035947	0,0048899	-0,0121734	0,01695614	0,08552281	0,02960687	0,00102598	0,00030132
-44,8	64,0754846	9,92498379	13,9046327	23,8296165		-0,4545948	0,55804438	-0,0036839	0,00499932	-0,0128957	0,0179364	0,08030037	0,02687052	0,00104172	0,00030659
-44,8	61,7061903	10,3236133	13,9438827	24,267496		-0,4399602	0,53554874	-0,0037702	0,00510433	-0,0136349	0,01893725	0,07515634	0,02401588	0,00105646	0,0003113

Yukarıdaki Ek-A’da Excel ortamında hazırlanmış program akışı görülmektedir.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

[1] Yiğit K. S., **Küçükateş S.**, Servo Hidrolik Kumanda Devrelerinde PID Mantığının irdelenmesi, *5. Ulusal Pnömatik Hidrolik Kongresi*, İzmir, Türkiye, 23-26 Ekim 2008

[2] **Küçükateş S.**, Ertunç H. Metin , İçten Yanmalı Motorlarda Pistonkolu Ağırlık Oranının Dengelemeye Etkisi, *3. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi* , Kocaeli, Türkiye, 04-05 Mayıs 2018



ÖZGEÇMİŞ

1972 yılında İzmit'te doğdu. İlk, Orta ve Lise eğitimini Gölcük'te tamamladıktan sonra lisans eğitimini Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'nde makine mühendisi olarak tamamladı. 1994 yılından beri Gölcük Şirinköy'de konuşlu Turkuaz elektromekanik şirketinde çalışmaktadır. Evli ve iki çocuk babasıdır.

