

**HİDROLİK SUPAP AYARLI MOTORLARDAKİ İTİCİ SİSTEMİNİN MODELİNİN
OLUŞTURULMASI VE SİMÜLASYONU**

DOKTORA TEZİ

Yük. Müh. Cemal BAYKARA

100825

100825

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Programı : KONSTRÜKSİYON

100825
DOKÜ

MART 2000

**HİDROLİK SUPAP AYARLI MOTORLARDAKİ İTİCİ SİSTEMİNİN MODELİNİN
OLUŞTURULMASI VE SİMÜLASYONU**

DOKTORA TEZİ

Yük. Müh. Cemal BAYKARA

503920007012

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15 Aralık 1999

Tezin Savunulduğu Tarih : 24 Mart 2000

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Aybars ÇAKIR

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Can ÖZSOY (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. Haluk KARADOĞAN (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. Faris KAYA (Y.T.Ü.)

Prof.Dr. İsmail CÜRGÜL (K.Ü.)

MART 2000

ÖNSÖZ

Otomotiv endüstrisinde, motorlar konusunda, son on yılda yapılan çalışmalar alternatif yakıtlı motorların geliştirilmesinin yanında içten yanmalı motorların daha verimli ve uzun ömürlü hale getirilmesi konusunda yoğunlaşmaktadır. Bunda diğer alternatiflerin henüz ekonomiklik ve kullanılabilirlik konularında yeterli düzeye erişememiş olmalarının da payı büyüktür.

Hidrolik supap ayar sistemleri zamanlamayı iyileştirmenin yanında boşluk oluşumunu engelleyerek bakım periyodlarını genişletmeleri ve ömrü uzatmaları sebebi ile bu konudaki çalışmaların artmasına neden olmuşlardır. Motor teknolojisindeki bu gelişmeler neticesinde ülkemizde imal edilecek motorların da bu sistemleri içermesi kaçınılmaz hale gelmektedir. Bu nedenle hidrolik supap ayarlı sistemlerin en önemli parçası olan hidrolik iticiler konusunda yurdumuzda yapılacak çalışmalara başlangıç teşkil etmesi gayesi ile geçmişte yurt dışında yapılan çalışmalardan hareketle bu sistemlerin modellerinin geliştirilmesi ve parametreleri geliştirilerek daha gelişmiş simülasyon değerlerinin elde edilmesine çalışılmıştır.

Bu çalışmanın yapılmasında desteğini esirgemeyen Prof.Dr. Aybars ÇAKIR'a, deneyimleri ile bana yol gösteren Prof.Dr. Can ÖZSOY'a ve çalışmalarından yararlanmama ve geliştirmeme izin veren A.P. PISANO'ya teşekkür ederim.

Aralık 1999

Cemal BAYKARA

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa Nr.</u>
ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
TABLO LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	ix
SUMMARY.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. İTİCİ SİSTEMİNİN MODELLENMESİNDEKİ KRİTERLER.....	3
2.1. Titreşim Kaynakları.....	3
2.2. Temel Eğrilerin Titreşim Tesirlerinin Karşılaştırılması.....	4
2.3. İtici Cevabını Belirlenmesinde Kullanılan Metodlar.....	6
2.3.1. Analitik Metod.....	8
2.3.2. Nümerik Metod.....	12
2.3.3. Harmonik Metod.....	14
2.4. Pratikte İtici Cevabının Belirlenmesi.....	16
2.5. Ayrılma Darbesi.....	17
2.6. Sıçrama.....	18
2.7. Dengeleme.....	19
2.8. İtici Yayı Dalgalanması.....	19
2.9. Yüksek Hızlı Kam-İtici Performansı Açısından Teorik ve Pratik Konstrüksiyon Kriterleri.....	19
2.10. Kuvvet Analizi.....	22
3. HİDROLİK İTİCİ SİSTEMLERİ VE TATBİK ŞEKİLLERİ.....	30
3.1. Hidrolik Supap Mekanizmaları.....	30
3.1.1. Hidrolik İtici Kullanılmasının Sebepleri.....	30
3.1.2. Tij Tahrikli Hidrolik Sistemler.....	30
3.1.2.1. İtici Yapısı.....	30
3.1.2.2. Yukarı Hareket ve Supabın Açılması.....	32
3.1.2.3. Aşağı Hareket ve Supabın Kapanması.....	32
3.1.3. Doğrudan Hareketli Üstten Kamlı Hidrolik İtici Sistemi.....	33
3.1.3.1. İtici Yapısı.....	33
3.1.3.2. Yukarı Hareket ve Supabın Açılması.....	33
3.1.3.3. Aşağı Hareket ve Supabın Kapanması.....	33
3.1.3.4. Üstten Kamlı(OHC) Hidrolik Kam İtici Sisteminin Yağlanması.....	35
3.1.4. Hidrolik Supap Boşluk Dengeleyici Mesnet Sistem.....	36
3.1.4.1. Dengeleyici Mesnet Sisteminin Tanımı.....	36
3.1.4.2. Yukarı Hareket ve Supabın Açılması.....	36
3.1.4.3. Aşağı Hareket ve Supabın Kapanması.....	38
3.1.5. Üstten Kamlı Külbütörlü Hidrolik Sistem.....	38
3.1.5.1. Sistemin Tanımı.....	38
3.1.4.2. Yukarı Hareket ve Supabın Açılması.....	38
3.1.4.3. Aşağı Hareket ve Supabın Kapanması.....	39
3.2. Kamlar ve Kam Milleri.....	39

3.2.1. Kam Profilleri.....	41
3.3. Kam Dizaynı.....	41
3.3.1. Üç Açılı Kam.....	41
3.3.2. Sabit Hızlı Kamlar.....	42
3.3.3. Sabit İvmeli (Parabolik) Kamlar.....	45
3.3.4. Basit Harmonik Hareket (BHH).....	46
3.3.5. Sikloidal Kamlar.....	49
3.3.6. Sinüs Dalgalı Kamlar.....	51
3.3.7. Kam Düzeltme Eğrileri.....	52
3.3.7.1. Sabit Hızlı Düzeltme Eğrileri.....	52
3.3.7.2. Değişken Hızlı Düzeltme Eğrileri.....	54
3.3.8. Supap Zamanlaması.....	54
3.3.9. Supap Mekanizması Atalet Kuvvetleri; Kam Profili ve Yay Karakteristiği İlişkisi.....	55
4. MODELİN OLUŞTURULMASI.....	59
4.1. Hidrolik İtici Sisteminin Tanıtımı.....	59
4.2. Modelin Oluşturulması.....	64
4.2.1. Bulk Modülü Etkisi.....	64
4.2.2. Valfin Kapalı Konumunda Hareket Denklemi.....	69
4.2.3. Valfin Açık Konumunda Hareket Denklemi.....	78
4.2.4. Çekvalfin Açılma Kriteri.....	79
4.2.5. Sıkıştırılamaz Akışkan Kabulü.....	80
4.2.6. İki Serbestlik Derecesinden Tek Serbestlik Derecesine Dönüşüm.....	80
5. SİMÜLASYON.....	82
5.1. Yaklaşım Metodları.....	82
5.2. Başlangıç Şartları ve Kriterleri.....	83
5.3. Eğrilerin Oluşturulması.....	84
6. SONUÇ.....	86
KAYNAKLAR.....	97
EKA.....	99
EKB.....	100
EKC.....	102
ÖZGEÇMİŞ.....	106

SEMBOL LİSTESİ

F_{b2}	: Gövde ve blok arasında yağ sürtünmesinden kaynaklanan kuvvet (N)
F_{br}	: Çekvalf temas reaksiyon kuvveti (N)
F_{bs}	: Piston çekvalf bilyası yay kuvveti (N)
F_1	: Yağ sıkışmasından kaynaklanan pistonu etki eden kuvvet (N)
F_2	: Dar bölgede yağ sürtünmesinden kaynaklanan piston kuvveti (N)
F_{22}	: Piston gövde arasındaki dar bölgede yağ sürtünme kuvveti (N)
F_{cd}	: Gövde kam teması sönüm kuvveti (N)
F_{cs}	: Gövde kam teması yay kuvveti (N)
F_{ks}	: Piston sistem teması yay kuvveti (N)
F_{ks0}	: Piston sistem teması yay ön yükü (N)
F_{kt}	: Hazne yayı kuvveti (N)
F_{kt0}	: Hazne yayı önyükü (N)
F_{pc}	: Hazne basıncının çekvalf bilyasında oluşturduğu kuvvet (N)
F_{sd}	: Piston sistem teması sönüm kuvveti (N)
h	: Piston gövde radyal boşluğu (mm)
h_B	: Gövde blok radyal boşluğu (mm)
K	: Bulk modülü (Pa)
k	: Hazne yayı sabiti (N/mm)
k_{cs}	: Gövde kam teması yay sabiti (N/mm)
k_{oil}	: Yağ yay sabiti (N/mm)
k_s	: Piston sistem teması yay sabiti (N/mm)
k_t	: Hazne yay katsayısı (N-s/mm)
C_{cd}	: Kam teması sönüm katsayısı (N-s/mm)
C_{sd}	: Sistem piston teması sönüm katsayısı (N-s/mm)
A_B	: Çekvalf deliği kesit alanı (mm ²)
A_p	: Piston kesit alanı (mm ²)
A_c	: Eşdeğer hazne kesit alanı (mm ²)
L_1	: Gövde blok sürtünme teması alt bölge uzunluğu (mm)
L_2	: Gövde blok sürtünme teması üst bölge uzunluğu (mm)
L_{B1}	: Piston gövde sürtünme teması alt bölge uzunluğu (mm)
L_{B2}	: Piston gövde sürtünme teması üst bölge uzunluğu (mm)
L_c	: İtici haznesi uzunluğu (mm)
m_{bilya}	: Çekvalf bilyası kütlesi (N)
m_b	: İtici gövdesi kütlesi (N)
m_t	: İtici pistonu kütlesi (N)
R_B	: Gövde dış yarıçapı (mm)
R_i	: Çekvalf delik yarıçapı (mm)
R_p	: Piston dış yarıçapı (mm)
x_0	: Eşdeğer kam ilerlemesi
x	: İtici gövdesi ilerlemesi
y	: İtici pistonu ilerlemesi
z	: Sistem ilerlemesi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa Nr.

Şekil 2.1.	Temel daire eğrilerinin karşılaştırılması.....	5
Şekil 2.2.	Temel O-Y-O eğrilerinin titreşim cevapları	6
Şekil 2.3.	Kam çevrimi.....	7
Şekil 2.4.	Kam itici sisteminin eşdeğer modeli.....	8
Şekil 2.5.	Kam kütlesi cevabı.....	11
Şekil 2.6.	İtici cevabının bulunmasında ivme eğrisi	13
Şekil 2.7.	İtici cevabının ilerleme eğrisi	14
Şekil 2.8.	Harmonik analiz	16
Şekil 2.9.	Sıçrama.....	20
Şekil 2.10.	Polidin kam	21
Şekil 2.11.	İvmelenmiş cisimlerin serbest cisim diyagramı	22
Şekil 2.12.	İtici basma yayı	27
Şekil 2.13.	Yay karakteristiği	28
Şekil 2.14.	Kam moment analizi	29
Şekil 3.1.	Tijli hidrolik itici	31
Şekil 3.2.	Doğrudan etkili üstten kamlı hidrolik itici	34
Şekil 3.3.	Doğrudan etkili üstten kamlı küresel mafsallı hidrolik itici	37
Şekil 3.4.	Külbütör tahrikli üstten kamlı hidrolik itici	40
Şekil 3.5.	Kam profili açılma ve kapanma bölgeleri	42
Şekil 3.6.	Üç açılı kam geometrisi	43
Şekil 3.7.	Üç açılı kam karakteristiği	44
Şekil 3.8.	Sabit hızlı kam karakteristiği	45
Şekil 3.9.	Sabit ivmeli kam karakteristiği	47
Şekil 3.10.	Basit harmonik hareket kam karakteristiği	48
Şekil 3.11.	Sikloidal kam karakteristiği	50
Şekil 3.12.	Sinüs dalgalı kam karakteristiği	53
Şekil 3.13.	Kam açısı.....	55
Şekil 3.14.	Sabit hız eğrisi	56
Şekil 3.15.	Değişken hız eğrisi	57
Şekil 4.1.	İtici sistemi	60
Şekil 4.2.	Model	62
Şekil 4.3.	Sisteme etki eden kuvvetler	63
Şekil 4.4.	Bulk modülü	67
Şekil 4.5.	Dar yatakta hız dağılımı	73
Şekil 4.6.	Hidrodinamik basınç	75
Şekil 5.1.	Yağ sıcaklık-viskozite diyagramı	85
Şekil 6.1.	Tek serbestlik dereceli kaçak simülasyonu dağılımı	86
Şekil 6.2.	Tek serbestlik dereceli kaçak simülasyon eğrisi	87
Şekil 6.3.	Gövde ve pistonun iki serbestlik dereceli geçiş bölgesi simülasyon eğrisi	88
Şekil 6.4.	Geçiş bölgesinde sistemin BP Visco 20W-50 yağının 50°C sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi	89
Şekil 6.5.	Geçiş bölgesinde sistemin Esso Uniflo 10W-50 yağının 50°C sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi	89
Şekil 6.6.	Geçiş bölgesinde sistemin BP Visco 20W-50 yağının 100°C	

	sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi	90
Şekil 6.7.	Geçiş bölgesinde sistemin Esso Uniflo 10W-50 yağının 100°C	
	sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi	91
Şekil 6.8.	Sıkıştırılamaz akışkan kabulü ile genel hareket simülasyon	
	eğrisi	92
Şekil 6.9.	Sıkıştırılabilir (hava içermeyen) akışkan kabulü ile genel	
	hareket simülasyon eğrisi	92
Şekil 6.10.	Sıkıştırılabilir (%1 hava içeren) akışkan kabulü ile genel hareket	
	simülasyon eğrisi	93
Şekil 6.11.	Bulk modülü mukayesesi.....	94
Şekil 6.12.	A.P.Pisano ve T.Hatch tarafından elde edilen değerler	95



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa Nr.</u>
Tablo 5.1. Simülasyon değerleri	83
Tablo 5.2. Yağ viskozite-yoğunluk değerleri	84



HİDROLİK SUPAP AYARLI MOTORLARDAKİ İTİCİ SİSTEMİNİN MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE SİMÜLASYONU

ÖZET

Günümüzde otomotiv teknolojisinde gerek ekonomik gerekse çevresel kaygılarla, içten yanmalı motorlarda verimin artırılması amacı ile yeni teknolojilere yönelmekte ve mevcut sistemlerin de geliştirilmesine çalışmaktadır. Henüz içten yanmalı motorlara rakip olabilecek alternatiflerin teknolojik ve ekonomik açıdan istenilen düzeye erişmemiş olmaları nedeni ile bu tip motorların geliştirilmelerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Ayrıca otomotiv sektöründe yaşanan yoğun rekabet ve müşteri talepleri doğrultusunda daha az bakım gerektiren ve daha uzun ömürlü sorunsuz motorların geliştirilmesi ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu nedenle motorlarda kullanılan klasik supap sistemleri, gerek performans ve ömür gerekse bakım ihtiyaçları nedeni ile yerlerini hidrolik sistemlere bırakmaktadır. Hidrolik sistemler zamanlamaya yaptığı olumlu etki ile motor performans ve verimini artırırken, boşluk oluşumunu engelleyerek de aşınma ve gürültü gibi istenmeyen etkileri de ortadan kaldırarak bakım, ömür, dolayısı ile ekonomi ve konfor konularında ilerleme sağlamaktadırlar.

Kompüter teknolojisinde son yıllarda yaşanan hızlı ilerleme ile ortaya çıkan yüksek performanslı makineler, daha önce yapılan simülasyon programlarında kullanılan parametrelerin geliştirilerek daha hassas ve doğru sonuçların elde edilebilmesine olanak sağlamaktadır.

Ülkemizde bu konuda daha önce yapılmış çalışmaların bulunmaması ve gelecekte ülkemizde imal edilecek motorların da bu sistemlerle donatılmış olacakları dikkate alınarak bu çalışmada çeşitli hidrolik supap ayarlı sistemlerde kullanılabilen bir hidrolik supap itici sistemi ele alınarak, bu konuda daha önce yapılmış olan çalışmalardan hareket edilmek sureti ile günümüz teknolojisinin verdiği imkanlar vasıtası ile gerçek yapıya daha uygun sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Ele alınan itici sistemi blok içerisine yerleştirilmiş hareketli bir gövde ve bunun içinde yine hareket eden bir pistondan meydana gelmektedir. Blok ile gövde arasındaki yağ sürtünmesinin yanında aynı tip bir sürtünme, piston ile gövde arasında da mevcuttur. Piston ve gövde üzerinde mevcut deliklerden motor bloğunda bulunan yağ kanallarından aktarılan akışkan sistemin içerisine nüfuz edebilmektedir. Piston içerisindeki hazneye dolan yağ, alt kısımda bulunan bir bilyalı çekvalf yardımı ile kontrol edilerek, hazne içerisindeki basınç değişimi ayarlanmakta ve piston ve gövdeyi bağlayan bir yay vasıtası ile de bu iki parçanın birbirlerine göre hareketleri kontrol altında tutulmaktadır. Kam mili tahriği doğrudan gövdeye etki etmekte ve gövde ve pistonun haznelerindeki yağ aralığı ile darbesiz bir hareket elde edilmektedir. Pistonun supap sistemi ile temas ettiği üst bölgesindeki yağ kanalı vasıtası ile bu temas yüzeyinin de yağlanması sağlanmaktadır. Gövdenin blokla ve pistonun gövdeyle temasını sağlayan yüzeyler üstte ve altta belirli bölgelerin temas etmesini sağlayacak şekilde işlenmişlerdir.

Sistem, sisteme etkiyen kuvvetler, yağın hazne içerisindeki davranışı, çekvalfin açılma ve kapanma durumlarında hasıl olan değişiklikler ve kam milinin

tahriği dikkate alınarak modellenmiştir. Yağ hazne içerisinde sıkıştırılabilir kabul edilmiş ve viskozite bir parametre olarak sisteme eklenerek, değişmesinden kaynaklanan etkiler simülasyona katılmıştır. Bu şekilde model gerçek sisteme mümkün olduğunca yaklaştırılmıştır.

Yağın içerisine aldığı hava miktarı, yani bulk modülündeki değişim bir parametre olarak modele dahil edilmiştir. Bu değerlerdeki değişikliklerden kaynaklanan sistem cevabındaki farklılıklar tespit edilmiştir.

Viskozitenin sistemin davranışına etkisini tespit etmek amacı ile BP Visco-Static 20W-50 ve Esso Uniflo 10W-50 yağlarının 50 ve 100°C'daki viskozite değerleri kullanılarak sistem cevabı elde edilmiştir. Referans alınan sıcaklıklar otomobil motorlarında yağ sıcaklığının değişik ortam ve zamanlarda ulaşabileceği değerlerdir. Bu aşamada simülasyon, sönümün en fazla önem kazandığı, iticinin kama tam olarak oturduğu geçiş bölgesinde yapılarak değişikliğin daha rahat görülebilmesine çalışılmıştır.

Elde edilen sonuçlar, çekvalfin açılma ve kapanma bölgelerinde sistem karakteristiğinin nasıl değiştiğini göstermekle birlikte sıkıştırılabilir akışkan kabulünün genel karakteristiği önemli ölçüde değiştirdiğini ve bulk modülünün değişiminin eğrilerde kaydadeğer sapmalarına neden olduğunu göstermektedir. Bunun yanında motor sıcaklığının, dolayısı ile yağ sıcaklığı ve viskozitesinde meydana gelen değişikliğin, sistemin cevabındaki sönüme büyük ölçüde etki ettiği tespit edilmiştir.

Oluşturulan model, Mathworks Inc. tarafından geliştirilen Matlab programı ile üç ayrı yaklaşım vasıtası ile simüle edilerek sonuçlar karşılaştırılmış ve elde edilen en hassas sonuçlara ait datalar kaydedilerek Microsoft Corporation'ca geliştirilen Excel programı ile tablolar haline getirilerek çalışmada sunulmuştur.

MODELLING AND SIMULATION OF A HYDRAULIC VALVE LIFTER OF A CAR ENGINE

SUMMARY

Under the influence of economical and environmental concerns, 1990's automotive industry is moving towards new technologies to increase the efficiency of combustion engines and striving to improve the current systems. Due to the fact that the alternatives to the combustion engines have not yet reached the sufficient technological and economical levels, it is necessary to develop the current systems.

Moreover the intense competition and the consumer demand in the automotive industry has made it necessary to develop engines with longer life spans and require less maintenance. Therefore, the classical valve systems used in the engines have been replaced by hydraulic valve systems with longer life, higher performance and lower maintenance requirements. With the better valve timing and increased engine performance and efficiency, and by reducing the valve clutter, hydraulic valves eliminate unwanted effects such as noise and wearing. Therefore hydraulic valves increase the economy and comfort of the car by improving the maintenance and life.

The fast pace of development in the computer technology during the last decade resulted in computers with higher performance which allowed parameters used in previous simulations to be improved: therefore produced more accurate and precise results.

In this study, by examining hydraulic valve lifter that can be used in different types of valve trains and by building on previous studies on this subject, more accurate results that are closer to the actual system were tried to achieve using current technologies.

The follower system studied is made up of a freely moving body placed in a block and a piston that also moves in the body. A similar type of oil friction exists between block-body and plunger-body. Passing from the gallery within the engine block, fluid can flow through the orifices on the plunger and body, and fills the chambers. Oil that fills the pressure chamber in the plunger is checked with a ball checkvalve located in the lower part of the plunger and the pressure change in the chamber can be adjusted. The movement of the plunger through the body is controlled with a spring connecting them. Cam shaft drive directly influences the body and with the oil filled clearance in the body and the plunger chambers, a shockless movement is achieved. Through the orifice located in the upper part of the plunger which touches the valve train, oil can reach the contact surface. Surfaces between body-block and piston-body are designed to produce partial contact surfaces on the top and the bottom.

This system is modelled by taking into consideration, forces affecting the system, movement of oil in the chamber, changes occurring during the opening and closing of the checkvalve, and the cam shaft drive. Oil is considered compressible within the chamber and viscosity taken as a system parameter, viscosity changes

have been added to the simulation. As a result the model is approximated as close to the real system as possible.

Amount of air entrapped by the oil, change in the bulk modulus, has been included in the model as a parameter. Changes in the system response has been recorded as a result of changes in the bulk modulus.

In order to assess the influence of viscosity on the system characteristic, viscosity values of BP Visco-Static 20W-50 and Esso Uniflo 10W-50 engine oils at 50 and 100°C are used to obtain system response. The reference temperatures are values an engine can reach during the operation period. In this phase, simulation is run in the transient area where the cam touches the body and the damping effect is of utmost importance, in order to better investigate the changes and observe the results.

Results obtained show how the system character changes in the opening and closing areas of the checkvalve, compressible fluid consideration causes considerable changes in the general characteristic, and changes in the bulk modulus results in important deviations in the curves. Moreover, because of the changes in the engine temperature and consequently, in the oil temperature and viscosity has an important effect on the damping of the system response.

The model has been simulated by Matlab developed by Matworks Inc. with three different approaches, the data has been saved in ASCII format and Excel developed by Microsoft Corporation has been used in tables and charts.



1.GİRİŞ

Dünya otomotiv endüstrisi, 1980'lerden sonra iyice artan çevre korunması konusundaki kamuoyu baskısı, ekonomik zorluklar ve rekabet nedeni ile daha temiz ve ekonomik motorlar imal etmek amacı ile alternatifler aramaya başlamıştır. Ancak geliştirilen alternatif yakıtlı motorların hiçbirisi henüz ekonomik ve kullanılabilirlik açısından, içten yanmalı motorlara ciddi rakip olamadıkları için bu motorların geliştirilmesine devam edilmektedir.

Bu geliştirme çabaları yakıt tüketimi, performans, konfor, ömür ve bakım ihtiyacının azaltılması konularında sürmektedir. Bu nedenle 1990'lı yıllarda motorlarda hidrolik supap tahrik sistemlerindeki çalışmalar yoğunlaşmıştır.

Hidrolik supap tahrik mekanizmaları, sistemdeki boşlukların karşılanması sureti ile supap zamanlamasında iyileştirmeyi sağlayarak yakıt ekonomisini ve performansı artırırken diğer taraftan da aşınma ve vuruntuları azaltarak ömrü uzatmakta, bakım ihtiyacını azaltarak masrafları düşürmekte ve konforun artmasını sağlamaktadır.

Bu sistemlerin otomobillerde daha fazla kullanılmaya başlanması ile itici mekanizmalarının model ve simülasyonlarına olan ihtiyaç artmış ve bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak non-lineer sistemlerin cevapları daha hassas şekilde elde edilmeye ve değerlendirilmeye başlanmıştır.

Geçmişte bu konuda yapılan çalışmalarda, önceleri işlemlere getirdiği zorluklardan dolayı yağın sıkıştırılabilirlik özelliği göz önüne alınmadan modeller kurulmuştur[1]. Daha sonraki çalışmalarda yağ sürtünmesi modellere eklenerek sistem geliştirilmiş ve viskoz sönüm eklenmiştir[2-3]. Bir sonraki aşamada itici-külbütör sisteminin non-lineer modelleri oluşturularak çözümler elde edilmiştir[4].

Son yıllardaki gelişmelere paralel olarak ülkemizde motor imal eden fabrikaların da bu teknolojiye ihtiyaç duyacakları dikkate alınarak, daha önce yapılan çalışmalar temel alınarak, bu çalışmada, parametrelerin geliştirilmesi ile hassas

simülasyon teknikleri kullanılarak gerçek sistem cevabına daha yakın sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Hazırlanan programlar sistemin mekanizmasını tam olarak içerecek şekilde ve bütün parametrelerin rahatlıkla değiştirilebileceği yapıda oluşturulmuştur. Bu sayede sistemin zamana bağlı hareket değişimi ve sıcaklık, viskozite gibi parametrelerde meydana gelen değişikliklerin etkileri kolaylıkla kontrol edilebilmektedir.

Modellerin geliştirilmesi ile gerçek sistemlere daha yakın sonuçlar elde edilmeye başlanmıştır. Neticede sonuçlar gerçek sistemlere yaklaştıkça simülasyon aşamasında elde edilen çözümler yeni konstrüksiyonların oluşturulmasının kolaylaşmasını ve gerekli düzeltme ve geliştirmelerin daha rahat yapılabilmesini sağlamaktadır.



2.İTİCİ SİSTEMİNİN MODELLENMESİNDEKİ KRİTERLER

2.1 Titreşim Kaynakları:

Kam sistemlerinde, bazı titreşimler ihmal edilmektedir. Düşük hızlarda bunlar genellikle önemsizdirler, ancak yüksek hızlarda etkili olmaktadır.[5] Birçok şekilde titreşim ortaya çıkabilir.

- a. **İtici ivmelenme eğrisinin şeklinden kaynaklanan titreşimler:** sonsuz bir eğim ya da darbe ($da/dt=\infty$) istenmeyen bir etkidir. Sıçrama (jump) basma yayıyla yüklenmiş kam takipçisinde ortaya çıkar. Geçiş titreşimleri yüksek esnekliğe sahip bağlantılarda önem kazanırlar.
- b. **İtici ve kamın ayrılmasından kaynaklanan titreşimler:** Arka boşluklu (backlash) pozitif tahrikli kamlarda, "ayrılma darbesi" (cross-over shock) kam makarasının (cam roller) etkisi görülür. Basma yayıyla yüklenmiş kam takipçili sistemlerde sıçrama ortaya çıkar.
- c. **Yüzey düzgünsüzlüklerinden kaynaklanan titreşimler:** Bu durum birçok şekilde meydana gelir. Yüzey düzgünsüzlükleri 3 kategoriye ayrılabilir: hatalar, dalgalanmalar ve pürüzlülük. Hatalar bölgesel olmakla beraber, büyük veya küçük, herhangi bir şekilde ve uzunlukta, imalat sırasında karşımıza çıkabilir. Dalgalanmalar periyodik düzgünsüzlüklerdir. Pürüzlülükten daha uzun, alçak veya yüksek noktaların düzgün dağılmış olarak tekrarlanmasıdır. Bir yüzeyin dalgalılığı, uzun dalga boylarında tepe ve çukurlar arasındaki yatay mesafedir. Dalgalılık periyodik olduğundan, belirli harmonik hızlarda titreşimi güçlendiren bir etkisi olacaktır. Pürüzlülük küçük, yüksek ve alçak noktaların tesadüfi dağılımıdır. Dağılım tesadüfi olduğundan, mevcut titreşimleri artırıcı ve düşürücü etkisi olabilir. Kesin etkisi düşük seviyeli titreşim olarak ortaya çıkar ve genellikle yüzeylerde mevcut yağ tarafından sönmelenir. Pürüzlülük izafi olarak daha kısa dalga boylu bir düzgünsüzlüktür.

- d. **Dış yük tatbik edilmesinden kaynaklanan titreşimler:** Sisteme ani bir yük uygulanması neticesinde meydana gelirler[6].
- e. **Muhtelif titreşimler:** Kamın iyi dengelenmemesinden kaynaklanabilirler. Kam gövdesinin ve yapısının tasarlanmasında offset kütlesinin azaltılması ile titreşim azaltılabilir. Titreşim kam yüzeyine tahrik mekanizmaları ile de aktarılabilir (motor, dişli, zincir). Ayrıca motor, gövde bağlantıları gibi dış kaynaklardan da titreşim ortaya çıkabilir.

2.2 Temel Eğrilerin Titreşim Tesirlerinin Karşılaştırılması:

Yıllarca, düşük ivmelenme ve atalet kuvveti değerleri sebebiyle parabolik eğriler tercih edilmiştir. Tam rijit ve arka boşluksuz, kütlesiz itici bağlantısı kabulleriyle bir sistemde teorik olarak parabolik eğri en iyi seçim gibi görünebilir(Şekil 2.1). Ancak yüksek hız seviyelerinde bu eğri yetersiz kalır ve hızlı yüzey aşınmalarına, ses, titreşim, darbe ve yıpranmalara sebep olur.

Yapılan çalışmalarda, yüksek hızlı sistemlerde üç temel oturma-yükselme-oturma O-Y-O (dwell-rise-dwell) eğrisi dikkate alınarak titreşimleri teorik ve pratik olarak incelenmiştir.[7-8] İticideki yay sönüm elemanı etkisini ölçmeye yarayan dinamik geçiş büyütme faktörü (D) değeri incelenmiştir. Bu değer ani etki kuvveti, atalet kuvveti oranını vermektedir. Gerilme ve sapmalar orantılıdır.

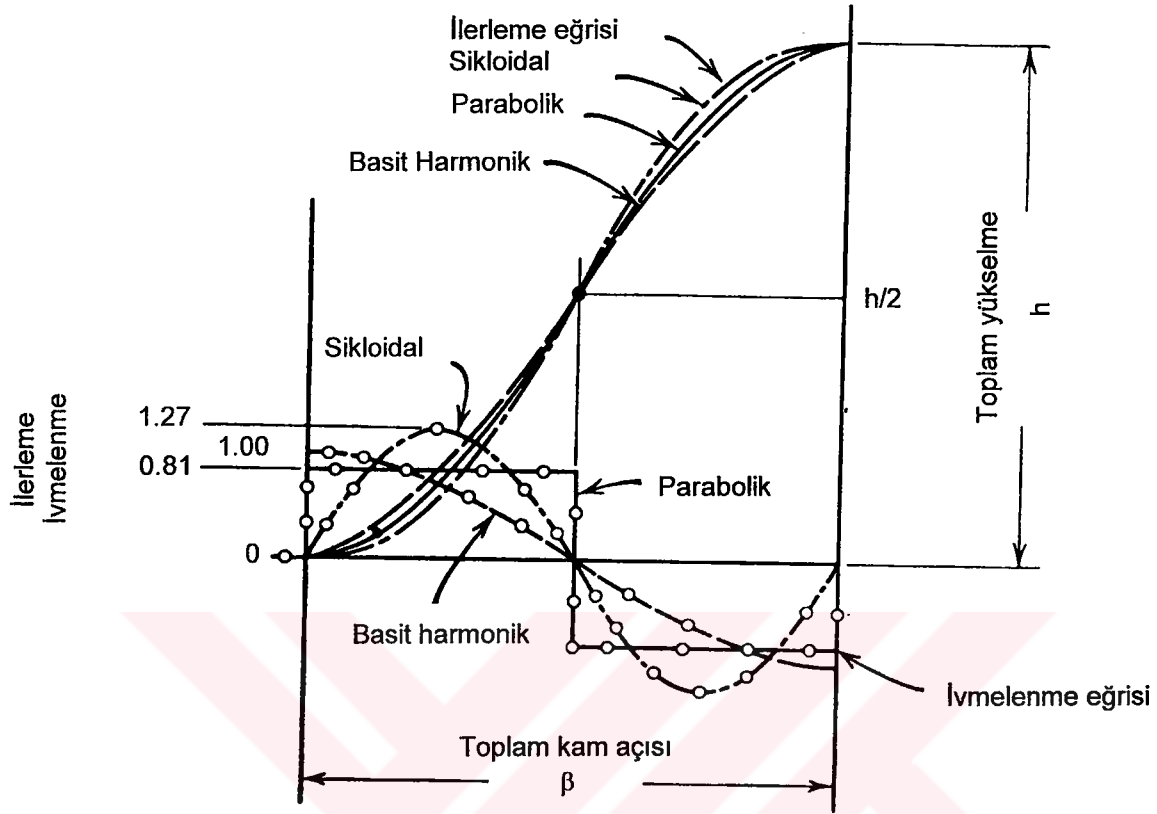
Strok sonlarında ve ortasında mevcut sonsuz darbe veya süreksizlik içeren parabolik eğri hareketinin başından itibaren itici, sistemi kendi doğal frekansında titreştirir. Dinamik büyütme faktörü D sonsuz darbenin her noktasında başlangıçta 2'dir. Geçiş noktasında, sönümsüz halde rezonansla dalga büyüklüğü D teorik olarak 3'e kadar çıkabilir.

Basit harmonik hareket eğrisinde, titreşim, parabolik hareket eğrisinde olduğu gibi aynı oranda 2'den 1'e kaymakta, oturma noktasında sonsuz darbe elde edilmektedir.

Sikloidal eğride her sonsuz darbede maksimum değeri 1.06'dan 1'e kadar olan küçük genlikli titreşimler oluşur(Şekil 2.2). Titreşim frekansları sistemin doğal frekansındadır. Burada sonsuz darbe denilen, kam itici sisteminde bir şok oluşturan (atalet momentinin iki katı) atalet kuvveti F_i 'nin ani veya geçiş değeridir. Konstrüksiyonda bu durum "ani uygulanan yük" olarak adlandırılır.

Bu titreşimlerin, uygulanan kuvvetin frekansının küçük ve sistem doğal frekansının katları olması durumunda, daha önemli oldukları bilinmektedir. Sıçrama ve rezonansla büyük genlikli titreşimler ve dolayısı ile büyük gerilmeler görülür. Diğer temel eğrilere nazaran sikloidal eğri de rezonans şartının çok daha zor

sağlanacağı görülebilir. Stroğun başlangıcı ve sonundaki imalat toleranslarının performansa olan etkisi göz önüne alınmalıdır.

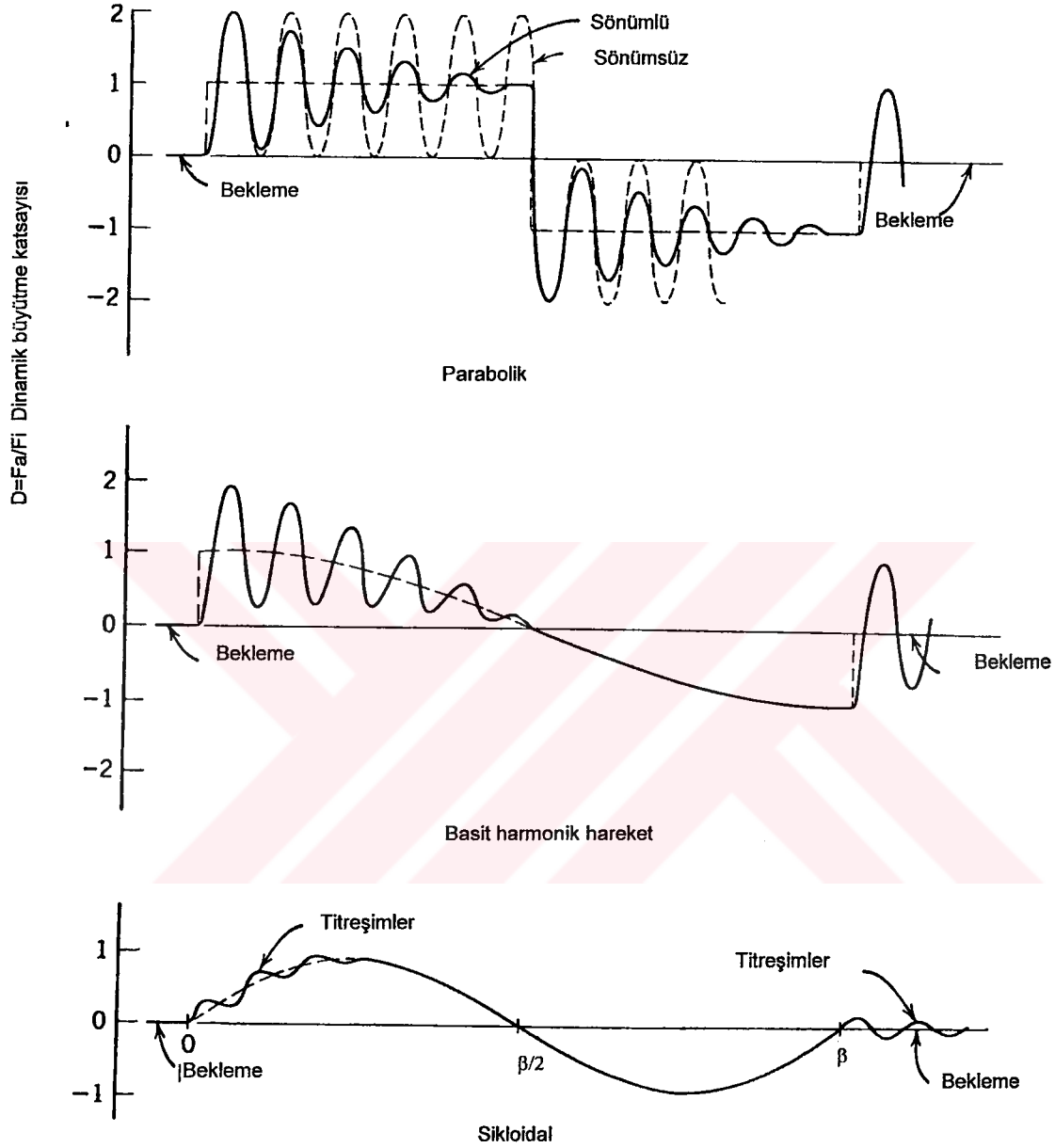


Şekil 2.1 : Temel Daire Eğrilerinin Karşılaştırılması

Burada karşılaşılan problem, hangi darbe değerinin titreşimlerin etkisini en aza indireceğidir. Düzeltilmiş trapezoid ivme eğrisi ve sikloid eğrinin en iyi sonuçları verdikleri hesaplanmıştır.[9-10] Titreşim etkileri çok benzerdir. Düzeltilmiş trapezoidal eğrinin maksimum ivmelenme değerleri, sikloidal eğriye göre biraz daha düşüktür. Teorik olarak, bu eğrilerin oturma sonlarında darbenin azaltılmasının titreşimin azaltılmasında mutlaka etkili olması gerekmediği ispatlanmıştır. İvmelenme eğrilerinde, eğimin kaydırılmasının titreşim genliğinin düşürülmesine faydası olmamaktadır. Oturma sonlarında ivmelenme eğrisinin yumuşatılmasının da (0 darbe sınır şart hali) etkisi yoktur.

Orta ve yüksek hızlarda kam eğrileri için şu tavsiyelerde bulunulabilir:

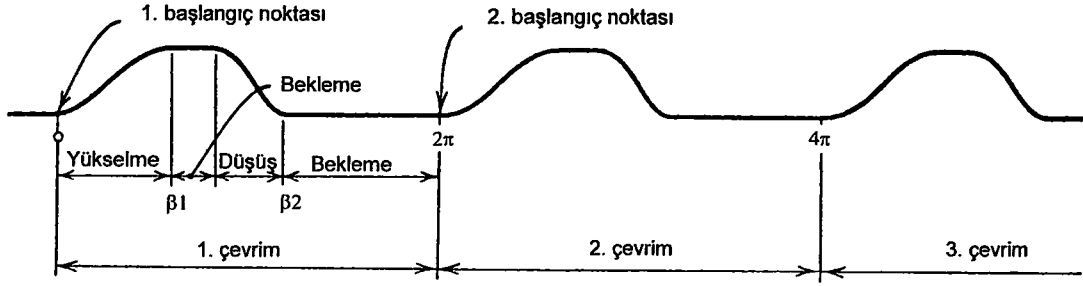
- İvmelenmenin maksimum değerleri mümkün olduğu kadar düşük tutulmalıdır.
- Sikloidal eğrinin maksimum değerlerini geçmeyecek şekilde darbe korunmalıdır.
- Düşük titreşim genliği, sıçrama gücü, gürültü, gerilme ve daha iyi performans için genellikle sikloidal eğri en iyi seçimdir.



Şekil 2.2 : Temel O-Y-O eğrilerinin titreşim cevapları

2.3 İtici Cevabının Belirlenmesinde Kullanılan Metodlar:

Herhangi bir rijitlikte iticinin titreşim cevabını elde etmek için üç değişik metod mevcuttur. Yüksek hızlarda, sonsuz darbe istenmeyen bir etki olduğundan sonsuz darbe değerinin rezonans etkisi incelenmiştir(Şekil 2.3).



Şekil 2.3 : Kam Çevrimi

Birinci metod olarak, kam profilinin matematiksel formda verilebildiği hallerde, en uygun olan, analitik çözüm kullanmaktır. Bu yaklaşım her çevrim veya çevrim bölümünün başlangıç noktasından itibaren geçiş cevabını verir. Önceki çevrimlerde titreşim etkisi olmadığı kabul edilir.

Önceki çevrim veya bölümün sönümü ve oturma periyodu yeni çevrimdeki titreşimin önlenmesindeki en önemli faktördür. Sistemin doğal frekansı arttıkça bu sönüm etkisi de artar. Analitik metodun kısıtlayıcı tarafı örneğin oturma periyodları arasındaki temel veya polinomiyal eğrilerde, analitik ifadenin sadece bağımsız bir β periyodu için hesaplanabilmesidir. Bazen oturma aralığında devam eden hareketin incelenmesi güçleşir.

İkinci metod olarak, analitik yapıda olmayan, grafik veya nümerik olarak verilmiş kam ivmelenme eğrilerinin incelenmesinde nümerik metod kullanılabilir. Öncekinden gibi bu metod da geçiş titreşim cevabını verir. Fakat bu yaklaşımda oturma periyodları da dahil olmak üzere bütün kam fonksiyonu incelenebilir. Her çevrimde düşüş hareketi sonunda yeterli bir oturma periyodu varsa (geçiş şartı) bu metod rahatlıkla tatbik edilebilir. Bu şekilde bir dahaki başlangıç noktasında herhangi bir titreşim olmayacaktır.

Diğer bir metod ise durum denkleminde uygulanmış Fourier serileri veya harmonik analizdir. Her harmoniğin etkisini üst üste bindirmek veya sistemin doğal frekansı ile yüksek ve alçak harmonikleri karşılaştırmak gereklidir. Bu metod ilk geçiş şartını ihmal eder. Genellikle hareketin başlangıcında ortaya çıkan sistemin serbest titreşimlerinin sürtünmeyle sönümlendiği kabul edilir ve sadece zorlanmış titreşimler incelenir. Kamın yükselme (β_1) ve alçalma (β_2) periyodlarının toplam kam çevriminin (2π) büyük bir bölümünü oluşturdıkları ve titreşim dalgalarının her çevrimde; 2π , 4π , 6π , vs, diğerini güçlendirdiğinin kabul edildiği hallerde kullanılır. Strok sonrasında mevcut dinamik kuvvet ve titreşimin tekrarlanan etkilerini ve

çevrimi sürekli olarak gözönünde tutmak gereklidir. Çünkü bir sonraki strokta bunun titreşiminin büyüklüğü ve etkisi olacaktır. İtici cevabının geçiş ve durum denklemi sonuçlarını elde edebilmek için Laplace transformasyonu gerekebilir. Aynı sönümlenme oranında titreşim periyodunu düşürebilmek için, sönümlenme artırılmayacağından dolayı bağlantının doğal frekansının mümkün olduğunca yüksek olması istenir.

2.3.1 Analitik Metod:

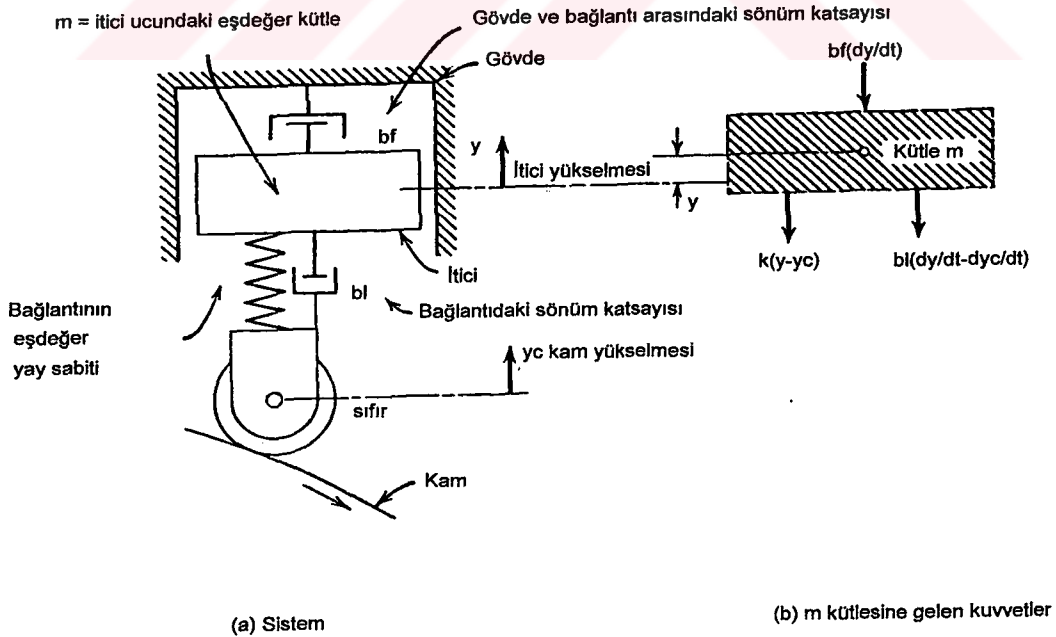
Uygun analitik formu olan kam profilleri için bu metod kullanılabilir.

Eşdeğer kütle m ve iticinin $t=0$ anında hareketsiz olduğu kabulü ile tek serbestlik dereceli sistem bağıntısı (Şekil 2.4),

$$\sum Kuvvet = m \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (2.1)$$

veya

$$-b_l \left(\frac{dy}{dt} - \frac{dy_c}{dt} \right) - b_f \frac{dy}{dt} - k(y - y_c) = m \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (2.2)$$



Şekil 2.4 : Kam itici sisteminin eşdeğer modeli

Buradan

$$\frac{dy^2}{dt^2} + 2(\eta_l + \eta_r)\omega_n \frac{dy}{dt} + \omega_n^2 y = 2\eta_l\omega_n \frac{dy_c}{dt} + \omega_n^2 y_c \quad (2.3)$$

burada $\omega_n=(k/m)^{1/2}$ bağlantının sönümlenmemiş doğal frekansı veya $f_n=1/2\pi(k/m)^{1/2}$ bağlantının sönümlenmemiş doğal frekansıdır.

Pratik çalışmalarda sönümlenmiş ve sönümlenmemiş doğal frekanslar aynıdır.

$$\eta_l = \frac{b_l}{2(km)^{1/2}} \text{ itici bağlantısındaki sönüm oranı}$$

$$\eta_r = \frac{b_r}{2(km)^{1/2}} \text{ gövde ve bağlantı arasındaki sönüm oranı}$$

Burada m: İtcinin eşdeğer kütlesi

k: Bağlantının eşdeğer yay katsayısı

b_l ve b_r : Bağlantı ve gövde arasındaki sönüm faktörleri

y: İtici yer değişimi

y_c : Kam yer değişimi

2.2 ve 2.3 ifadeleri her sistem için genel ifadelerdir. Bunlar itici cevabının bulunmasında belirli bir kam profili için y_c analitik ifadesi yerine koyularak itici karakteristiğinin çıkartılmasında kullanılır.

Basitleştirme amacı ile sönüm ihmal edilirse

$$-k(y - y_c) = m \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (2.4)$$

Basit harmonik hareket (Oturma-Yükselme-Oturma/O-Y-O) kam cevabı için genel çözüm metodu tatbik edilirse, yer değişimi:

$$y_c = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta} \right) \quad (2.5)$$

burada h: iticinin toplam tırmanma miktarı

β : h tırmanması için kam açısı değişimi

θ : y_c kam ilerlemesi için kam açısı değişimi

ω : kam açısal hızı

$$n = \frac{\omega_n}{\omega} = \frac{2\pi f_n}{\omega} = \text{frekans} = 1 \text{ (temel rezonans için)}$$

(2.5)'i (2.4)'de yerine koyarsak

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \omega_n^2 y = \frac{\omega_n^2 h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta} \right) \quad (2.6)$$

genel bir sonuç elde edilir:

$$y = A \sin n\theta + B \cos n\theta + \frac{h}{2} \left[1 - \frac{1}{1 - \left(\frac{\pi}{n\beta} \right)^2} \cos \frac{\pi \theta}{\beta} \right] \quad (2.7)$$

A ve B sabitlerdir. Bu kam eğrisi için sınır şartlar:

$$\theta=0 \text{'da } y = y' = 0$$

dolayısı ile:

$$A=0$$

ve

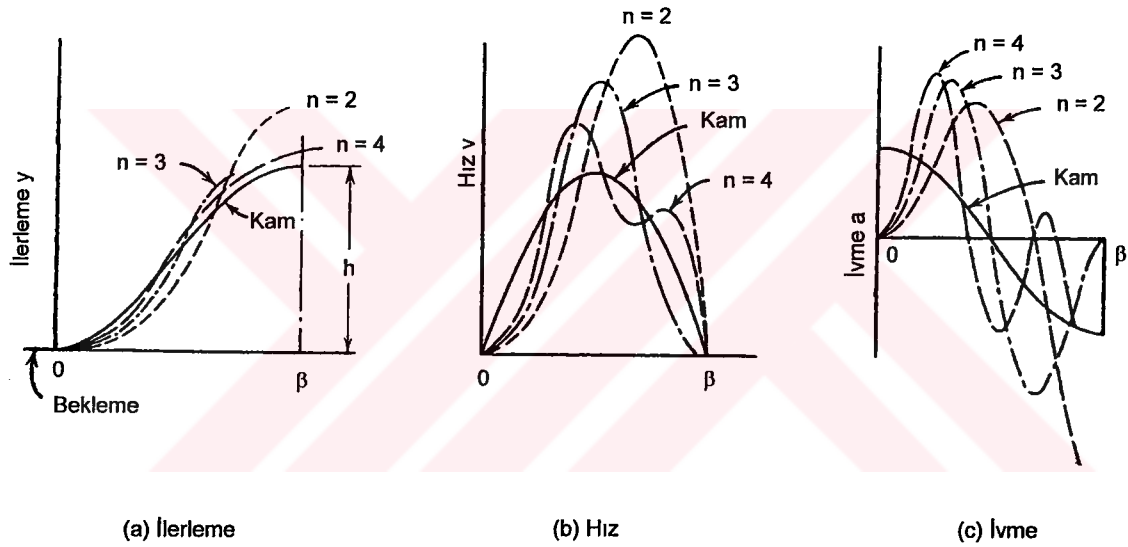
$$B = \frac{h}{2} \left[\frac{1}{\left(\frac{n\beta}{\pi} \right)^2 - 1} \right] \quad (2.8)$$

Bağlantı ucunda, yer değişimi, hız ve ivme için genel ifadeler ve m kütlesi cevabı:

$$y = \frac{h}{2} \frac{1}{\left(\frac{n\beta}{\pi}\right)^2 - 1} \left(-\cos \frac{\pi\omega}{\beta} + \cos n\theta \right) \quad (2.9)$$

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{h}{2} \frac{1}{\left(\frac{n\beta}{\pi}\right)^2 - 1} \left(\frac{\pi\omega}{\beta} \sin \frac{\pi\theta}{\beta} - \omega_n \sin n\theta \right) \quad (2.10)$$

$$a = \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{h}{2} \frac{1}{\left(\frac{n\beta}{\pi}\right)^2 - 1} \left[\left(\frac{\pi\omega}{\beta} \right)^2 \cos \frac{\pi\theta}{\beta} - \omega_n^2 \cos n\theta \right] \quad (2.11)$$



Şekil 2.5 : Kam kütlesi cevabı

Sisteme etki eden en önemli kuvvetin ivmelenme kuvveti olduğu bilinmektedir. Şekilde yer değişimi y , hız v ve ivme a basit harmonik hareket kam karakteristik eğrileri sırasıyla yerleştirilmiştir. Bunlar n 'nin 2, 3, 4 gibi küçük değerleri için uçak ve tekstil makinalarında olduğu gibi nispeten esnek sistemlerin geçiş cevabı eğrileridir. Daha rijid sistemlerde eğriler ve incelemeler aynı olacak ve daha yüksek frekanslı, daha ufak genlikli sonuçlar elde edilecektir. Yerdeğişiminin, diyagramda kütlenin kam yerdeğişim eğrisini yakaladığı ve üzerine çıktığı görülür. Bunun anlamı yüksek esnekliğe sahip itici bağlantılarının dinamik sıkışması sonucunda enerji açığa çıktığı ve iticinin kamın ilerisinde veya gerisinde kaldığıdır. Genellikle genlik sönümlemeyle düşmektedir. Kam hareketinin belirli hız aralığında

rezonans oluştuğunda, daha yüksek frekans değerleri dolayısı ile de düşük titreşim genlikleri elde edilmesi için doğal frekansın mümkün olduğunca büyük olması beklenir. Ayrıca sistem ne kadar rijid olursa, (doğal frekans (ω_n) ne kadar büyük olursa) kütle cevabı kam hareketine o kadar yakın olur (Şekil 2.5).

Aynı şekilde basit harmonik harekette de görüldüğü gibi, herhangi bir kam eğrisi ve mekanizma için cevap karakteristiği elde edilir.

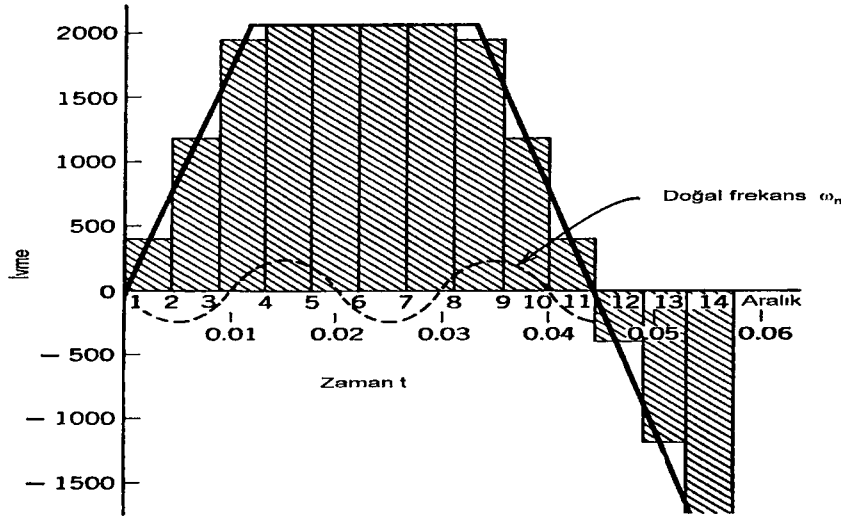
2.3.2 Nümerik Metod:

Genellikle kam şeklinin analitik olarak ifade edilemediği veya bilinen bir formda olmadığı hallerde tercih edilen bir methodur. Komputer teknolojisinin gelişmesiyle daha da fazla tercih edilmeye ve karmaşık sistemlerin çözümünde kullanılmaya başlanmıştır. Bunun yanında supap hareketinin düzgün elde edilebilmesi gayesi ile kam formunun çıkarılabilmesi gibi çalışmalarda daha çok tercih edilmektedir. Kam veya supap hareketi grafik, nümerik veya eğri kombinasyonları şeklinde verilebilirler (Şekil 2.6-7). İtici hareketi nümerik olarak, kam ivmelenme eğrisinin sabit Δt zaman aralığında basamak (step) eğrisiyle değiştirilmesi ile bulunabilir.[11] Kam tahrik kuvveti bu zaman aralığındaki m_{a1} , m_{a2} , m_{a3} , ... gibi sürekli sabit kuvvetler gibi gözönüne alınabilir.

Başlangıç, kam konumu $y_0=0$ ve hızı $\frac{dy_0}{dt} = 0$ olmak üzere kam kuvvetine bağlı olarak itici konum ve hızı ilk zaman aralığı için tesbit edilebilir:

$$y_1 = y_0 \cos \omega_n \Delta t + \frac{dy_0/dt}{\omega_n} \sin \omega_n \Delta t + \frac{a_1}{\omega_n^2} (1 - \cos \omega_n \Delta t) \quad (2.12)$$

$$\frac{dy_1}{dt} = -y_0 \sin \omega_n \Delta t + \frac{dy_0/dt}{\omega_n} \cos \omega_n \Delta t + \frac{a_1}{\omega_n^2} \sin \omega_n \Delta t \quad (2.13)$$

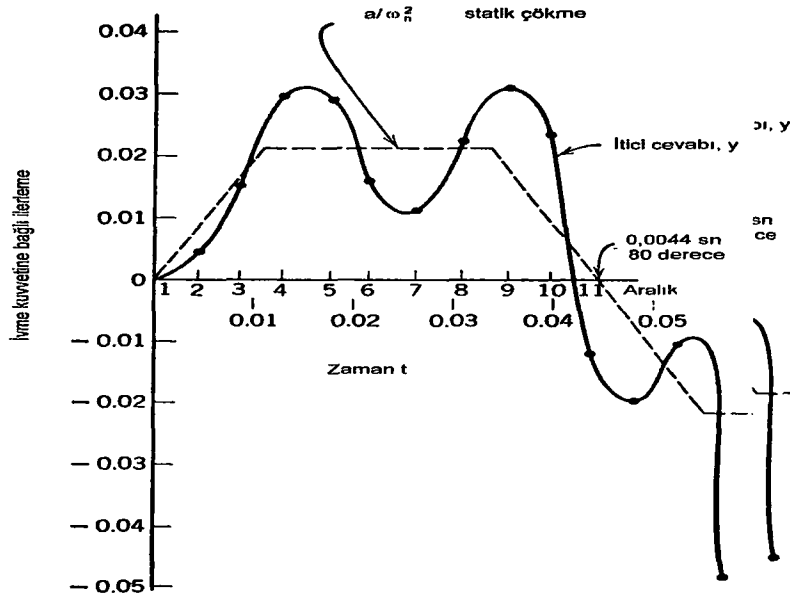


(a) Kam ivmesi

Şekil 2.6 : İtici cevabının bulunmasında ivme eğrisi

Bulunan y ve (dy/dt) değerleri bir sonraki adım için başlangıç değerleri kabul edilerek ikinci zaman aralığı için yeni değerler tesbit edilebilir. Bu şekilde $0, \Delta t, \Delta t_2, \dots$ 'ye tekabül eden $y_1, y_2, y_3, \dots$ değerleri tesbit edilerek itici cevap eğrisi çıkarılabilir. Sonuçta itici bağlantısının kam eğrisi şu şekilde oluşur:

- 1) Kam konum eğrisi y_c .
- 2) Bağlantının sonuçtaki pozitif veya negatif titreşim cevabı eklenir.
- 3) Sistemdeki negatif arka boşluk veya aralıklar: Pozitif tahrikli iticilerde bu değer negatif ivmelenme aralığında eklenir ve pozitif ivmelenme aralığında çıkartılır. Sistemi basitleştirmek için bu faktör ihmal edilebilir.
- 4) Basma yayındaki değişiklikten dolayı bağlantıdaki sapma çıkartılır. Bu değer yay kuvvetinin her noktada, bağlantının eşdeğer yay değerine bölünmesi ile hesaplanır. Genellikle bu değer ihmal edilebilir.
- 5) Dış yüklere bağlı olarak sistemdeki muhtelif şekil değiştirmelerden kaynaklanan etkiler eklenir ancak bu değerlerin hesabı oldukça karmaşıktır.



(b) Cevap

Şekil 2.7 : İtici cevabının ilerleme eğrisi

İstendiği takdirde bu bağlantılara sönümler de eklenebilir. Sonuçta Δt zaman aralığı ne kadar dar olursa o kadar hassas sonuçlar elde edilebilir.

2.3.3 Harmonik Metod:

Kam itici sistemin genel ifadesini yazacak olursak:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + (b_i + b_r) \frac{dy}{dt} + ky = b_i \frac{dy_c}{dt} + ky_c \quad (2.14)$$

veya

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + (b_i + b_r) \frac{dy}{dt} + ky = F(t) \quad (2.15)$$

Periyodik tahrik kuvvetinin zamanın bir fonksiyonu olduğu görülebilir, $F(t)$.

Bu kuvvet sinüzoidal ifadenin trigonometrik serisi şeklinde ifade edilebilir:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + (b_1 + b_f) \frac{dy}{dt} + k_y = a_0 + a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t + a_2 \cos 2\omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots \quad (2.16)$$

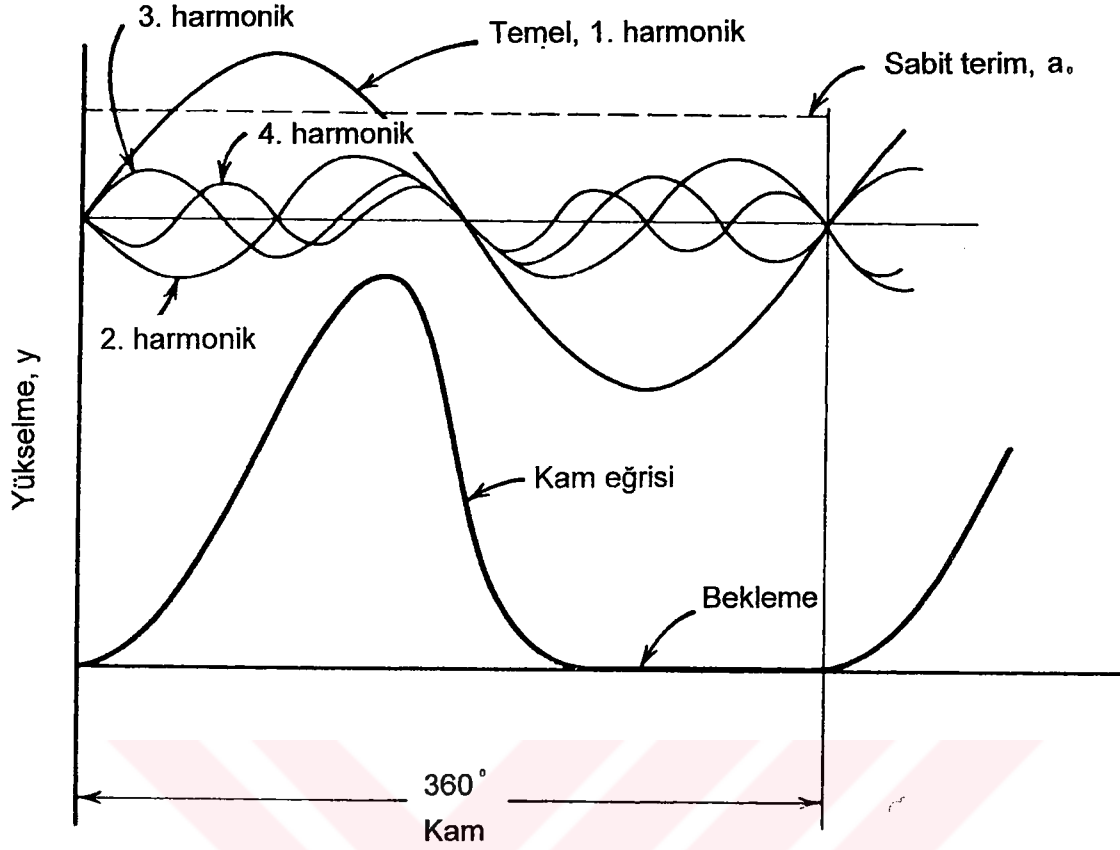
Şekil 2.8'de bir kam çevriminin 1,2, 3, 4 numaralı ilk dört harmoniğin incelemesi görülebilir. $F(t)$ analitik olarak biliniyorsa a ve b katsayıları hesaplanabilir. Bu ifadenin genel sonucu serbest ve zorlanmış titreşim olarak iki bölümden oluşacaktır. Durum denklemi sonucu serbest titreşimler ihmal edilerek ve her noktada $a_1, b_1, a_2, b_2, a_3, b_3 \dots$ elemanlarının büyüklüklerinin etkileri eklenerek itici cevabı hesaplanarak bulunabilir.

Sistemin doğal frekansı ile serilerin periyodları çakışır yada birbirlerinin katları olursa büyük zorlanmış titreşim değerleri oluşabilir. Bu hal rezonans olarak adlandırılır ve buna sebep olan harmoniğin kritik hızında ortaya çıkar. Rezonans halinde cevabın büyüklüğü, harmoniğin öncelikle $a_1, b_1, a_2, b_2, a_3, b_3 \dots$ elemanlarının büyüklüğüne bağlıdır. Titreşim kaynağı kuvvettir, dolayısı ile de bunun sebebi yer değiştirme eğrisinden çok harmoniklerin ivmelenme eğrisinden kaynaklanır. Herhangi bir çevrimde ivmelenme ve yer değiştirme harmonikleri orantılıdır ve genellikle de bunlar göz önüne alınır.

Bir kam dizaynı için yapılan ivmelenme kuvvetlerinin harmonik incelenmesi sistemin performansı açısından bir fikir verir. Daha önce de belirtildiği gibi verilen bir hız aralığında rezonansın yüksek harmoniklerde sonuç olarak da düşük genlikli harmonikler olarak ortaya çıkması için doğal frekansın mümkün olduğunca yüksek olması gereklidir. Çok az sayıda düşük harmonik değeri yüksek titreşim genliği verir. Bazı yüksek değerler gürültü olarak ortaya çıkarlar. Sonuçta zorlanmış dalgalanma genliği dış kuvvetin frekansının, doğal frekanstan farklı olması halinde ve sistemin doğal frekansı civarında küçüktür.

Ayrıca yumuşak, sönümsüz ivme eğrileri genellikle zayıf harmonikler ve düşük cevaplar verirler. Yumuşak burada az yön değişimini ifade etmektedir, buna örnek olarak O-Y-O ivmelenmesi verilebilir, burada sadece bir yön değişimi mevcuttur.

$F(t)$, kam eğrisi nümerik veya grafik olarak verildiği takdirde analitik ifade olmadığından trigonometrik seriler vs. şeklinde eğriler incelenebilir ve harmonikler yaklaşık nümerik metodlarla hesaplanabilir.



Şekil 2.8 : Harmonik Analiz

2.4 Pratikte İtici Cevabının Belirlenmesi:

Daha önce kam itici cevabının oluşturulması için belirlenen üç metod için, pratikte bunlara etki eden faktörler incelenecek olursa aşağıdaki hususlar tesbit edilebilir.

İncelenen sistemlerde, sistemin tamamen rijid olduğu kabulü ile hesaplar tek serbestlik derecesi temeline oturtulmuştur. İhmal edilebilir genliklerde, gövdeler deformasyonları önleyecek yapıdadırlar ancak kam hızının doğal titreşim moduyla çakıştığı durumlarda, rezonans aralığında değerler, incelenmesi gereken boyutlara ulaşabilirler. Gövdenin doğal frekansının kontrol edilmesi gerekebilir ve daha kesin sonuçlar için iki veya daha fazla serbestlik derecesi temel alınabilir.

Teorik ve pratik kam ivmelenme eğrilerinde yüzey düzgünsüzlükleri önemli farklılıklar yaratabilirler. Bu iticinin ivmesini ve hareketini etkileyebilir. Bu nedenle kam profilinde yüksek hassasiyet toleransları kullanılması gerekmektedir. Kam-itici titreşimlerinde yüzey düzgünsüzlükleri önemli bir faktördür.

Bunun dışında, iki belirleyici faktör, kam hızı ve kam itici bağlantısının doğal frekansı, işlem sırasında değişebilir. Öncelikle kam hızına bağlı olarak zorlanmış

titreşimler tahrik sisteminin etkisiyle bir miktar değişir. Ayrıca sistemin doğal frekansı sabit değildir; yatakların radyal boşlukları, yağ ve metallerin temasından kaynaklanan sürtünme dirençleri, makinanın taşıdığı yüklerdeki değişiklikler, dinamik yağ filmi etkisi, sistemin esnekliği ve kütlelerine ilaveten esnek kolonlar, değişikliğe sebebiyet verir.

Doğal frekansın hesaplanmasında %20 mertebelerine varan hatalar oluşabilir. Osilograflar sayesinde daha hassas ölçümler yapılabilmektedir. Bir otomobilin üstten kamlı supap tahrik sistemi 40-50.000 dev/dak'lık hızlara kadar çalışmaktadır.

Ayrıca ifadelerde sönüm etkisi göz önüne alındığında yeni terimler eklenecektir. Birçok kam-itici bağlantısında sönüm değerinin, kritik sönümün %10 ile 25 nisbetinde olduğu bilinmektedir.

Titreşim genliklerinin düşürülmesi için sönümlemenin artırılmasında sönüm kuvvetlerinin çok artmamasına ve dinamik kuvvetleri aşacak değerlere ulaşmamasına dikkat edilmelidir. 2.2 ifadesinde $\eta_r=0,1$ gibi küçük sönüm faktörleri için dahi sönüm kuvvetleri atalet kuvvetlerine nazaran daha büyüktür. Diğer bir deyişle, η_r geçiş dalgalanmasını hızla düşürürken kuvvetlerin tepe değerleri artmaktadır. Yüksek hızlı motorlarda daha iyi yaklaşımlar elde etmek için sönüm faktörü bu performans seviyelerinde incelenmelidir. Ayrıca sönümleyiciler ve bunların incelenmesi karmaşıktır ve bu konudaki çalışmalar yüksek hızlardaki makina performanslarının artırılmasında önem kazanmaktadır.

2.5 Ayrılma Darbesi:

Pozitif tahrikli kamlarda itici temasının bir uçtan diğerine kaydığı durumda ayrılma darbesi ortaya çıkar. Kam ve itici teması ve arka boşluktan dolayı ortaya çıkar. İtici esnek de rijid de olsa pozitif tahrikli sistemlerde ayrılma darbesi oluşur. İtici ivmesinin yön değiştirdiği noktada ortaya çıkar. Bu aynı zamanda itici hızının maksimum olduğu konumdur. Hız ne kadar düşükse darbe de o kadar azalır. Şekil 2.5'de ayrılma darbesi ve mekanizmanın maksimum hızının (hız şoku), itici rijidleştikçe azaldığı görülür. Yüksek doğal frekans veya rijid itici sistemleri kullanılarak ayrılma darbesi minimum seviyede tutulabilir. Çeşitli metodlarla iticiye bir yükleme yapılarak bu durum ortadan kaldırılabilir. Ayrıca matematiksel analizler sonsuz darbe hasil etmeyen bazı kam eğrilerinin (sikloidal) daha iyi olduklarını göstermektedir. Oluşan küçük titreşim genlikleri ve devir ile de düşük ayrılma darbesi meydana getirirler. Sonuçta ayrılma darbesi eğrileri eklenmesi gereken ciddi ek titreşimlere sebep olur.

2.6 Sıçrama:

Basma yayı ile yüklü iticilerde sıçrama adını verdiğimiz benzer bir titreşim ortaya çıkar. Bu sadece yüksek hızlı ve yüksek esnekliğe sahip kam-itici sistemlerinde ortaya çıkan bir geçiş şartıdır. Sıçrama durumunda, negatif ivmelenme sırasında yay kuvvetini aşan dengelenmemiş büyük kuvvetler nedeni ile kam ve itici ayrılırlar. Bu kam-itici sisteminin temel fonksiyonu açısından istenmeyen bir durumdur, itici hareketinin kontrolünü sağlamak güçleşir. Sonuçta kam ömrü azalır, gürültü ve titreşim artar ve verim düşer.

Çalışan bir sistemde, ivmelenme cevap eğrisinin, başlangıç pozitif ivmelenme zaman aralığında ortaya çıkan itici doğal titreşim çevrimlerinin toplamına bağlı olduğu bilinmektedir. λ pozitif ivmelenme periyodu başına serbest titreşim çevrim sayısı olmak üzere;

$$\lambda = \frac{\beta_1}{2\pi} n \quad (2.17)$$

Burada β_1 pozitif ivmelenme periyodu açısıdır.

Şekil 2.9'de yüksek hızlı, pozitif ivmelenme periyodlu, simetrik olmayan kam ivmelenme eğrisi gösterilmektedir. Toplam ivmelenme cevap eğrisi, iticinin kama etkisini gösteren negatif ivmelenme değerlerinin altında basma yayı eğrisi de verilmiştir. Cevap eğrisi yay eğrisinin altına indiğinde sıçrama oluşmaktadır. λ 'nın küçük değerleri, yani esnek sistemlerde sıçramanın daha etkili olduğu görülebilir[11].

Parabolik ivmelenme eğrisine sahip bir kamın seçilmesi uygun olacaktır. Böylece λ 'nın düşük değerleri elde edilebilir. Sonlu darbe değerleri veren ivmelenme eğrilerinin seçilmesi sıçramayı da en aza indirebilir. $\lambda > 2$ olduğu durumlarda, yüksek hızlı simetrik veya simetrik olmayan ivmelenme eğrilerinde, titreşim sıçramasının oluşmadığı tesbit edilmiştir. $\lambda < 2$ olduğu durumlarda sıçrama şartının matematiksel olarak incelenmesi gerekmektedir.

Sıçramayı engellemek için λ değerinin en aza indirmek amacı ile bazı metodlar geliştirilmiştir.[12] Yay yükünün arttırılması sıçramanın engellenmesinde, oluşturduğu yüksek yüzey gerilmeleri ve düşük ömür nedeni ile tercih edilen bir metod değildir.

Bu durumu ortadan kaldırmak amacı ile, yüksek esneklikli sistemlerde Polidin konstrüksiyon metodu kullanılabilir. Şekil 2.10'da Polidin yapıya uygun itici ve

kam ivmelenme eğrileri görülmektedir. Burada a-b-c negatif ivme bölgesi sıçrama etkisini engellemektedir. Ancak bu sistemin zayıf tarafı negatif ivme bölgesinin imalatının zorluğudur.

2.7 Dengeleme:

Yüksek hızlı kamların hareketindeki bir diğer zorluk da dönme merkezine göre kam kütlesindeki dengesizliktir. Bu durumda kam temel hız harmoniğine güçlü titreşimler etki eder. Bu titreşimler tamamen engellenemez ancak iyi desteklenmiş, düşük kütleli yapılar kullanılarak, iyi ayarlanmış kam yükselme ve alçalma bölgeleri ile en aza indirilebilir.

2.8 İtici Yay Dalgalanması:

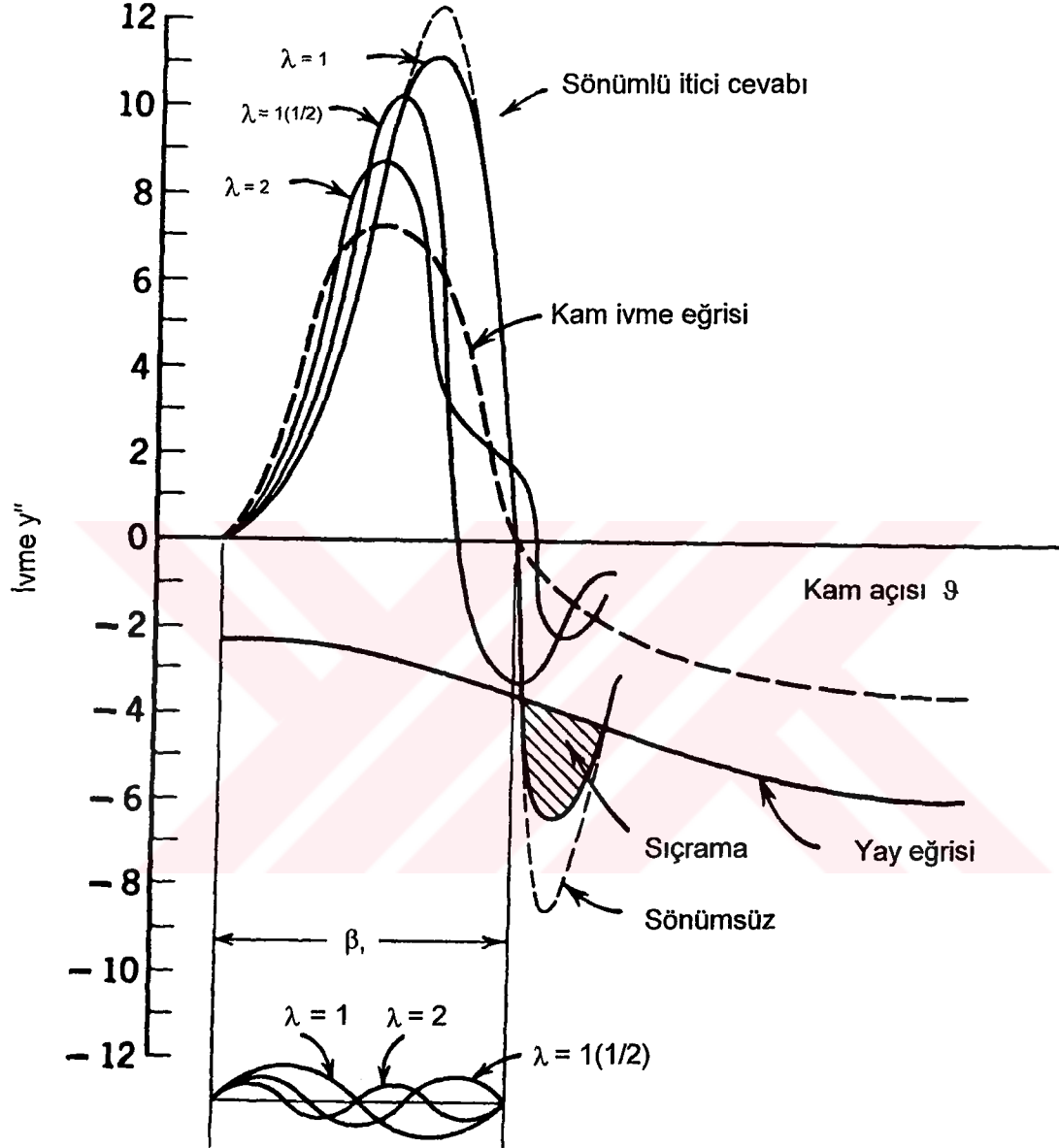
Kam-itici basma yayının temel fonksiyonu kam ve iticiyi temasta tutmaktır. Yüksek hızlarda yayın efektif kuvvetini önemli oranda düşürücü ve iticinin kamdan ayrılmasına sebep olan bir durum oluşabilir ve hatta yay kuvvetini önemli oranda azaltabilir de. Buna yay dalgalanması adı verilir. Yayın doğal frekansında, bir ucundan diğer ucuna aktarılan bir burulma dalgasıdır. Yayın doğal frekans ile rezonans halinin kamın yüksek genlikli harmoniklerinde oluştuğu tesbit edilmiştir. Bu durumu engellemek kolaydır. Genelde, düşük harmonik sayılarında yüksek genlikli titreşimler elde edilir. Dolayısı ile yayın doğal frekansı, rezonansın yüksek harmoniklerde ve titreşim genliklerinin en düşük seviyede olacağı şekilde, mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır. Harmonik sayısı 11 veya daha fazla olmalıdır. Buna rağmen iyi çalışan bir itici ve yumuşak ivme eğrisi ile bu oran 9'a indirilebilir. Burada harmonik sayısında kasıt, yay doğal frekansının kam hızına oranıdır(Bölüm 2.3.1.).

2.9 Yüksek Hızlı Kam-İtici Performansı Açısından Teorik ve Pratik Kontrüksiyon Kriterleri:

Bu kriterleri şu şekilde sıralayabiliriz:

- a) Atalet kuvvetlerinin düşük olması için maksimum ivme değerlerinin mümkün olduğunca düşük tutulması gerekmektedir. Bunun anlamı, mümkün olan en uzun sürede iticinin en düşük sıçrama ve hareketini elde etmelidir.
- b) Yüksek gerilmeler, rezonans titreşimleri, dönel titreşim etkileri nedeni ile darbe (da/dt) hiç bir zaman sonsuza ulaşmamaktadır. Bu, kam ivme eğrisinin, tercihen yumuşak, zayıf harmonikli, sürekli bir ifade olmasıdır. Pratikte darbe değerleri,

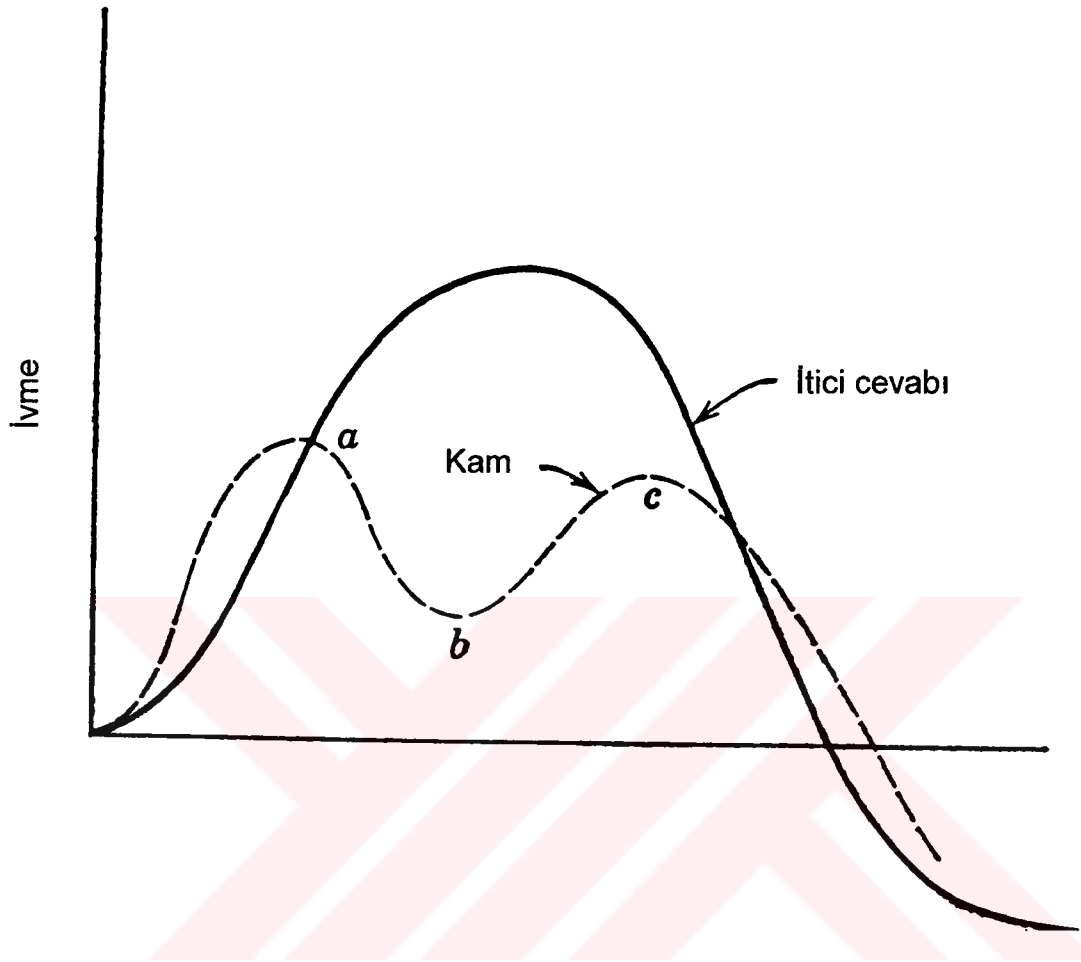
sikloid eğrisinin hareketin yatay bölümlerinin sonlarına yaklaşmalıdırlar. Bilinmesi gereken bir nokta da bir yüzeyin göze yumuşak görünse de sonsuz darbe hasıl edilebileceğidir.



Şekil 2.9 : Sıçrama

- c) Sikloid kam eğrileri, istenilen hassasiyetle oluşturulabildikleri takdirde, O-Y-O makinelerin ihtiyaçlarını karşılayabilirler. Trapezoidal ve düzeltilmiş trapezoidal kam ivmelenme eğrileri, düşük maksimum ivmelenme değerlerine sahip

oldukları takdirde, ilerleme sağlanabilir. Bu şartlarda düşük itici titreşimleri meydana gelecektir.



Şekil 2.10 : Polidin Kam

- d) Çok esnek kam-itici bağlantılarında $\lambda > 2$ oranında "sıçrama" etkisi ortadan kaldırılabilir.
- e) Parçalar mümkün olduğunca rijid imal edilmeli, esneklik en aza indirilmelidir. Yeni malzemeler kullanılarak istenilen değerlere ulaşılmaya çalışılmalıdır.
- f) Makinanın hareketli parçalarının mümkün olduğunca hafif imal edilmesine çalışılmalıdır. Uygun yerlerde titan, magnezyum, alüminyum, seramik gibi hafif malzemeler kullanılmalıdır. Önceki iki şartta itici bağlantısı için yüksek bir doğal frekans beklenecektir. Belirli bir hız aralığında rezonans oluşacak olursa, bu yüksek harmonik sayısında ve sonuçta düşük genlikli harmoniklerde olacaktır.
- g) İmalattaki yüzey hassasiyeti ve toleransların önemi büyüktür. Matematiksel hesaplardan elde edilen faydaların görülebilmesi için kamların teorik çevrimlere

mümkün olan en hassas şekilde uymaları gerekmektedir. Yüzey hatalarının en alt seviyede tutulması gerekmektedir. Yüzey düzgünlükleri nedeni ile pratikte kamların dinamik karakteristikleri ender olarak matematiksel ve teorik değerlere uymaktadır.

- h) Parçalardaki arka boşluk oranı mümkün olduğunca düşünülmelidir. Ön yüklemeli yataklar ve iticiler buna çözüm olabilirler.
- i) İtici kol uzunluğu en aza indirilirken, itici yataklama kılavuz uzunlukları mümkün olan en uzun şekilde alınmalıdır. Bu daha geniş basınç açısı, daha yumuşak hareket ve daha ufak kam konstrüksiyonunu mümkün kılar.
- j) Hareketli tüm kapalı yüzeyler yağlanmalı ve düşük sürtünme dirençli yataklar kullanılmalıdır.
- k) Kütle paylaşımına dikkat edilerek kamlar dengelenmelidir.

2.10 Kuvvet Analizi:

Parçaların boyutlarının, malzeme ömürlerinin, yay boyutlarının, yatakların, hızların ve güç sarfiyatının belirlenmesinde en önemli faktörler, kuvvetler, yükler, (momentler, sürtünme ve atalet) konusundaki bilgilerdir. Kamlar iki ihtiyacı karşılarlar. Birincisi, kontrol altındaki düşük yüklü (düşük moment değerli) bir sistemin tam konumunun verilmesidir. İkincisi, büyük kütleli mekanizmaları yüksek hızlarda hareket ettirmektir[14]. Burada sistemin kontrolünden çok sistemin ihtiyacı olan yüksek moment değerleri öne çıkar. Bu nedenle de güç sarfiyatının ve tahrik sisteminin (motor) belirlenmesi gerekmektedir.

Kam-itici kuvvetleri:

Kamdaki dış yüke bağlı statik kuvvetler, iticinin ivmesinden kaynaklanan atalet kuvveti, titreşim hasıl eden ivmelenme kuvveti, sürtünme kuvvetleri vs. olarak sıralanabilirler.

Statik Kuvvetler:

Statik kuvvetler kademeli uygulanan kuvvetlerdir ve yavaş hareket yapan kamlarda temel kuvvetlerdir. Herhangi bir sistemin incelenmesinde kuvvet ve moment denge denklemlerinden faydalanılır:

$\Sigma x, y$ ve z doğrultularındaki kuvvetler = 0

Σ herhangi bir noktaya göre toplam moment = 0

Atalet Kuvvetleri:

m kütlelerine sahip bir cisme dengelenmemiş bir dış kuvvet uygulandığında, cisim ivmelenecektir. Bu cisim ivmelenmeye karşı bir reaksiyon kuvveti gösterecektir ve bu kuvvet atalet kuvveti olarak adlandırılır (Şekil 2.10).

$$F_i = \frac{w}{12g} a \quad (2.18)$$

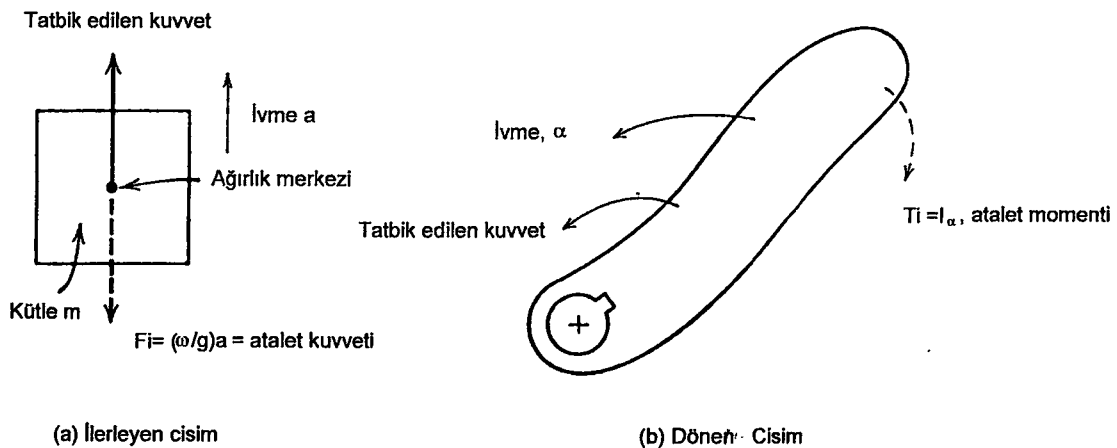
Burada F_i = atalet kuvveti

a = ivme

w = ağırlık

Cismin ağırlık merkezi doğrultusundan geçen atalet kuvvetinin yönü ivmeye terstir. Kuvvetlerin serbest cisim diyagramlarının yardımıyla dinamik şartları statik bir probleme çevirerek inceyebiliriz.

Dönen cisimlerin incelenmesi de benzer şekilde yapılabilir. Cisime etki eden dengelenmemiş bir dış moment olduğu takdirde, bir reaksiyon kuvvetinin karşı koyduğu açısal bir ivmelenme ortaya çıkaracaktır. Bu momentin yönü ivmelenme yönünün tersi istikametinde olacaktır.



Şekil 2.11 : İvmelenmiş cisimlerin serbest cisim diyagramı

İvmelenerek dönen bir cisimde meydana gelen atalet reaksiyonu:

$$T_i = I\alpha \quad (2.19)$$

Şeklinde ifade edilebilir.

Burada;

I: cismin dönme merkezindeki atalet momenti

$$I = mk^2$$

k: atalet yarıçapı

α = açısal ivmedir.

Titreşim Kuvvetleri:

Büyük darbe değerleri, sistemin doğal frekansında oluşan istenmeyen titreşimler meydana getirirler. Bu titreşimler atalet kuvvetine (F_i) eklenen kuvvet ve gerilmelerin ortaya çıkmasına sebep olurlar. Maksimum kuvvet veya gerilmenin sırası ile atalet kuvveti veya gerilmesine oranı (D) dinamik yük faktörü olarak adlandırılır. Yüksek hızlı kamların dizaynında dinamik yük faktörü şu şekilde ayarlanır: sonsuz darbe içeren bir eğride rijid itici elemanları için $D=2$ alınır, esnek iticiler için $D>2$ olmalıdır. Sikloid ve benzeri eğrilerde maksimum sonlu darbe değerleri ve Polidin kamlar için $D=1,1$ kullanılır.

Bu değerler, matematik modelden; yağlama, hatalar ve düzgünsüzlükler nedeni ile sapmalar sebebi ile kullanılırlar. Az da olsa yüzey pürüzlülükleri, hataları veya bağlantılarındaki boşluklar yüksek titreşim ve zorlanmalara neden olabilirler ve mevcut diğer kuvvetlerden daha baskın olabilirler. Matematik modeldeki eğrinin özelliklerini tam olarak elde edebilmek hassas ve düzgün bir kam profiline bağlıdır. Rijid, düşük boşluklu ve düşük hızlı elemanlarda titreşim kuvvetleri ihmal edilebilir.

Ayrılma darbelerinin sınırlandırılması için kamın rezonansa girmemesi ve boşlukların en aza indirilmesi gereklidir. Ortaya çıkacak titreşim kuvveti ve gerilmesi diğer kuvvetlere ek bir yük getirmektedir. Bunun yanında yüksek hızlı bir kam-itici sisteminin moment eğrisi titreşim kuvvetlerini içermez, çünkü tahrik sisteminin giriş momentine, titreşim kuvvetlerine ortalama etkisi sıfırdır.

Sürtünme Kuvvetleri:

Bir makinada her zaman temas eden parçaların hareketine karşı bir sürtünme direnci mevcuttur. Sürtünmenin incelenmesinde, sürtünmenin statik ve

kinematik değerleri birlikte dikkate alınmalıdır. Sürtünmeyi konstrüksiyon aşamasında en hassas ve iyi şekilde hesaplara katabilmek için cihaz üzerinden veya bir prototipte ölçüm yapmak gereklidir. İkinci bir metod ise genel sürtünme kataloglarındaki test değerlerini kullanmaktır. Üçüncü yaklaşım da ampirik olarak sürtünme kuvvetini atalet kuvvetinin bir yüzdesi olarak hesaplara katmaktır. Sürtünme çok istisnai durumlarda ihmal edilebilir.

Örneğin bronz-çelik teması söz konusu olduğunda kinetik sürtünme katsayısı yaklaşık 0,1'dir. Bu durumlarda statik sürtünme katsayısı 0,15'dir.

Esnek veya arka boşluklu kayar bir iticide itici kılavuzu içerisinde sıkışma meydana gelebilir ve bu durumda sürtünme katsayılarının % 50 oranında arttığı kabul edilir.

Yaylar:

Kam-itici sistemlerinde, itici her zaman kam ile temas halinde olmalıdır. Bu bir pozitif tahrik (positive-drive) veya basma yayıyla sağlanır. Genellikle bu yay helisel formdadır. Yayın en önemli görevi yüksek hızlarda iticinin ataletine karşı koymak ve iticinin kamdan ayrılmasını engellemektir. Bu durum negatif ivmelenme devresinde ortaya çıkar.

Şekil 2.12'de kam, itici ve bunların yer değiştirme ve ivmelenme eğrileri görülmektedir. Konstrüksiyon sırasında önemli olan iticinin atalet reaksiyonunun maksimum olduğu ve kam temasını ortadan kaldırdığı noktanın belirlenmesidir. Bu nokta, maksimum negatif ivmeye çok yakın bir konumda ortaya çıkar. Yay, atalet, ağırlık, sönümleme, dinamik, sürtünme ve dış yükten kaynaklanan kuvvetlerin toplamını karşılayabilecek bir değerde seçilmelidir. Atalet kuvveti hıza bağlı olduğundan, hız arttıkça ihtiyaç duyulan yay boyutu büyür. Yay yüksek hızlarda yetersiz kalırsa darbe (bouncing) etkisi ortaya çıkar. Makinanın kullanım süresiyle doğru orantılı olarak yay yükünde azalma meydana gelir ve ayarlanması gerekir. Bunun sebebi yüksek sıcaklıklarda yay tatbik edilen yüksek gerilme değerlerinin oluşturduğu plastik deformasyonlardır.

Yay için en önemli tanımlayıcı değer yay katsayısıdır.

$$k_c = \frac{\Delta s}{\Delta \delta} \quad (2.20)$$

Burada: Δs : yay kuvvetindeki değişiklik

$\Delta \delta$: yaydaki çökme miktarı

Şekil 2.13'de görüldüğü gibi, bu parametrenin çiziminden yaklaşık olarak lineer bir artış gösterdiği anlaşılır ve yay katsayısı bu doğrunun eğimi olarak tarif edilir. Ön yükleme bölgesi S_1 ve S_2 olarak görülebilir, çalışma aralığı ise S_1 ve S_2 noktaları arasında kalan bölgedir. S_2 maksimum yay yükünü temsil etmektedir. Bu yer değiştirme eğrisinin en üst noktasıdır.

Dizayn aşamasında, sürtünme, yay dalgalanması, titreşim ve yay imalatındaki değişimleri dikkate alarak yükleme değeri yüksek tutulmalıdır. Yay kuvveti için bırakılacak pay dış kuvvetler toplamından % 30-50 daha fazla olmalıdır, hatta bazen % 100 daha fazla tutulabilir. Bırakılan en düşük payın yarısına kadar olan kısım doğrudan doğruya yayın ortaya çıkardığı titreşimlerin karşılanması içindir. Ayrıca yay yükünün fazla artırılması iki ana sebepten dolayı tercih edilmez. Birincisi malzemede ortaya çıkan aşırı aşınma ve kısa ömürdür. İkincisi kamın inmesi sırasındaki, yüksek basınç açısından dolayı, aşırı güçlendirilmiş yay kamı tahrik eder, dolayısı ile de ciddi darbe ve gürültü oluşmasına neden olur. Bağlantılardaki arka boşluk da istenmeyen bu durumu daha da güçlendirir.

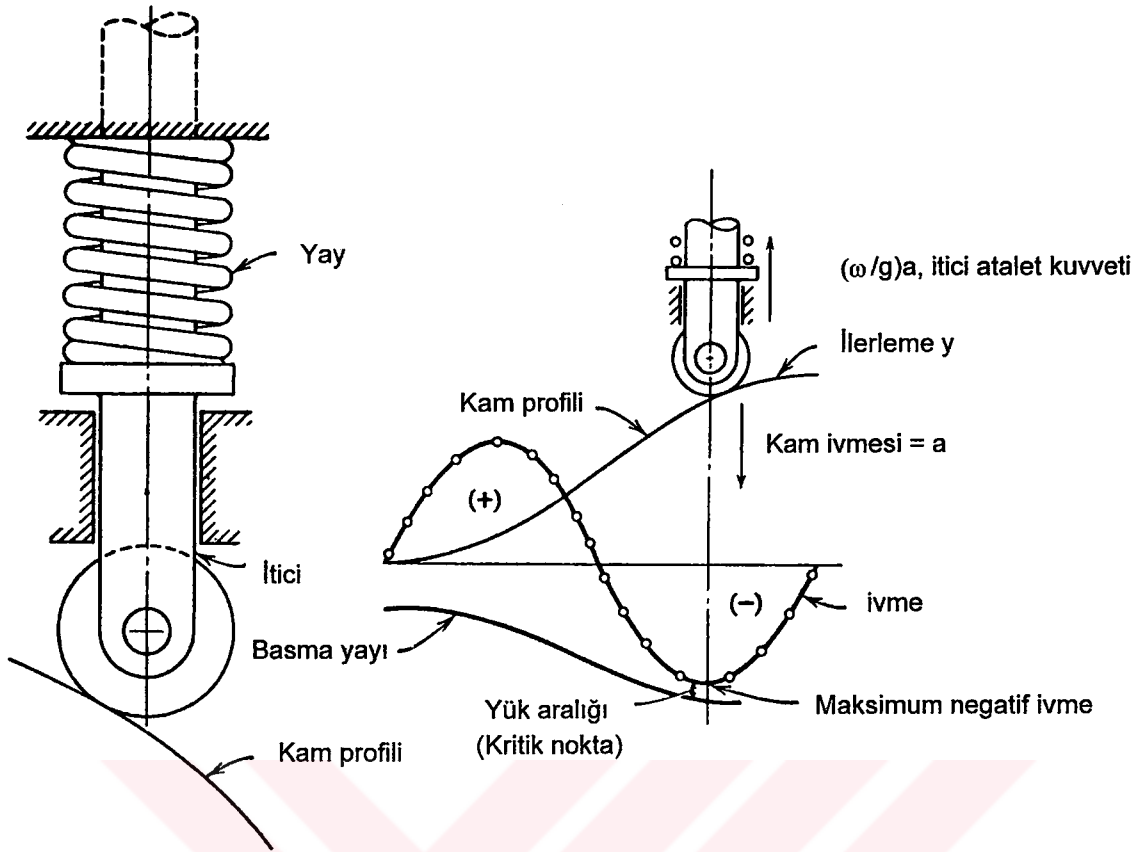
Yayın konstrüksiyonunda gerekli olan adımlar:

- a) İvmelenen parçaların kütlelerinin hesaplanması
- b) İtici ivmelenme eğrisinin bulunması
- c) Bu eğrinin atalet kuvvetlerine dönüştürülmesi
- d) Bu eğriye diğer yüklerin eklenmesi (dış, sürtünme, ağırlık)
- e) Aşınma ömrünün uzatılabileceği minimum emniyet payıyla uygun yay karakteristik eğrisinin elde edilmesi
- f) Yayın belirlenmesi

Moment:

Özellikle büyük kütleli mekanizmalarda, kam itici sistemi için moment değerinin elde edilmesi gereklidir. Bu moment değerlerinden hareketle kama gelen yükler, iticiyi tahrik etmek için gerekli güç, teorik sistemin boyutları belirlenebilir. Her sistemde momentin sürekli olarak değiştiği bilinmektedir (Şekil 2.14).

Bir itici sisteminde gerekli moment boyutlarının çıkartılması:



(a) Basma yayı bağlantısı

(b) Yay kritik konstrüksiyon noktası

Şekil 2.12 : İtici basma yayı

T: moment

L_0 : kama gelen toplam yük (atalet, ağırlık, yay, sürtünme, vs.)

r: kam itici merkezinin itici yuvarlanma merkezine uzaklığı

α : basma açısı

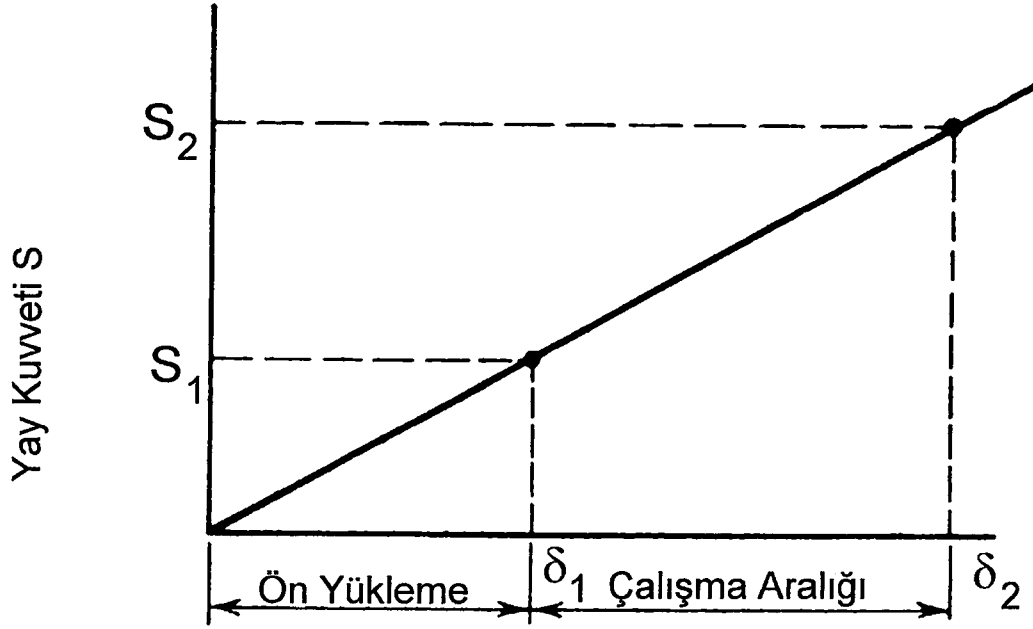
F: kam yüzeyine gelen normal kuvvet

Toplam kuvvet:

$$L_0 = F \cos \alpha \quad (2.21)$$

Moment:

$$T = F_r \sin \alpha \quad (2.22)$$



Şekil 2.13 : Yay karakteristiği

yerine koyularak herhangi bir andaki moment:

$$T = L_0 \tan \alpha \quad (2.23)$$

Ayrıca

$$\tan \alpha = \frac{v}{r\omega} \quad (2.24)$$

Buradan moment

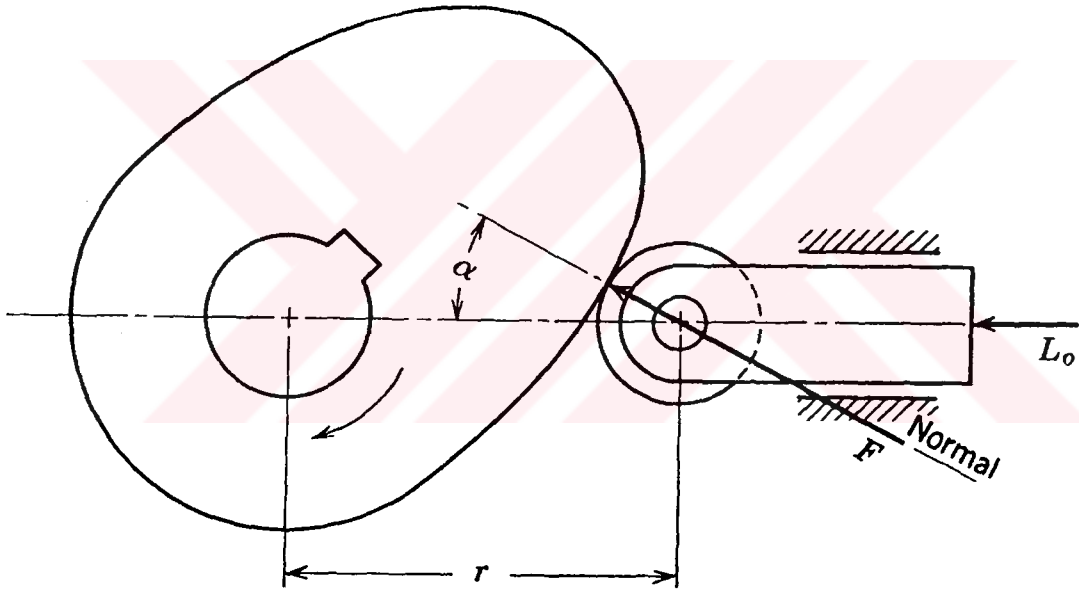
$$T = \frac{L_0 v}{\omega} \quad (2.25)$$

Bu ifadeden momentin itici hızı ve toplam yükü ile orantılı olduğu, fakat bu ifadede basma açısından etkilenmediği görülür. Yüksek hız ve ivmelerde atalet momentinin L_0 toplam yük ifadesindeki en ağırlıklı değer haline gelmektedir.

Sonuçta, her kam için moment değeri kam çevrimi boyunca değişkendir. İticide sabit dış yük olması halinde dahi bu geçerlidir. Dolayısı ile kam ne şekilde

tahrik edilirse edilsin, tahrik sisteminin moment değerinin en azından sistemin maksimum moment değerine eşit olması gerekmektedir. Deneme yanılma metodu ile geliştirilen sabit momentli kamlarda aynı enerji ihtiyacının daha küçük moment ve tahrik sistemi ile karşılamak mümkündür.

Sonuçta dişli çark, kayış gibi parçaların boyutları küçölür. Bu sabit momentli kam mekanizmaları motor tahrikli basma yayları, devre kesiciler gibi alanlarda tatbikat alanı bulmuşlardır. Benzer şekilde ters silindirli kam (hidrolik tahrikli) uçak hızının değiştirilmesinde kullanılan uçak pervane pala tahrik sistemlerinde açđ değiştirmede kullanılmaktadırlar. Karmaşık direnç moment eğrilerinde, kam profili sabit bir moment fazlalıęđ sağlayacak şekilde ayarlanmışlardır.



şekil 2.14 : Kam moment analizi

3.HİDROLİK İTİCİ SİSTEMLERİ VE TATBİK ŞEKİLLERİ

3.1 Hidrolik Supap Mekanizmaları:

3.1.1 Hidrolik İtici Kullanılmasının Sebepleri:

Hidrolik itici sistemleri üç temel çalışma karakteristiği gösterirler[15].

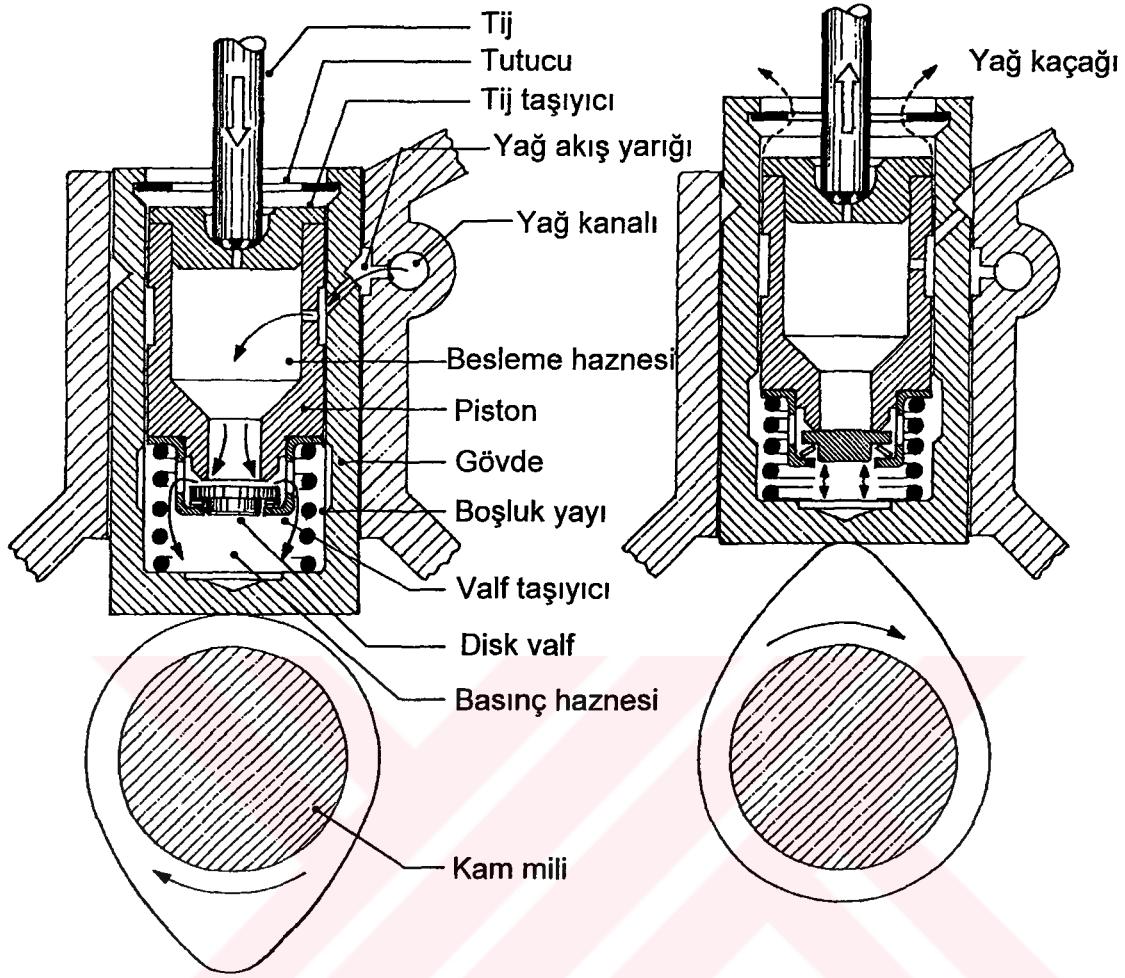
- 1) Hidrolik itici motor soğukken ve ısınma periyodunda veya eğer hatalı ayar, aşınma sebepleri ile statik boşluk fazlasıyla artmış ise supap sistemindeki boşluğu alır, dolayısı ile de darbe ve sesi ortadan kaldırır.
- 2) Motor çalışır çalışmaz hidrolik sistem statik boşluğu alır ve kam profiliyle belirlenmiş olan supap zamanlamasının motorun normal çalışması boyunca korunmasını sağlar.
- 3) Hidrolik sistem sayesinde supap sistemindeki statik boşluk ortadan kalktığından motor ömrü boyunca düzenli olarak supap sistemine bir müdahalede bulunulması ihtiyacı ortadan kalkar.

3.1.2 Tij Tahrikli Hidrolik Sistemler:

3.1.2.1 İtici Yapısı: (Şekil 3.1)

Hidrolik itici sistemi bilinen silindirik iticiye benzer bir dış gövde ve bunun içine yerleştirilmiş içi boş bir pistondan meydana gelir. Gövde ve pistonun dış kısımlarına halka biçiminde oluklar işlenmiştir ve her oluk, besleme odası olarak adlandırılan pistonun içinde mevcut hazne ve yağ kanallarının belirli açılal aralıklarla yerleştirilmiş deliklerini ihtiva eder. Bir tij taşıyıcı tijin alt kısmını destekler ve aynı zamanda bu parça pistonun besleme haznesinin üst kısmının sızdırmazlığını da sağlamaktadır.

Pistonun tabanındaki geçiş merkezi geçiş besleme haznesinin pistonla arasındaki boşlukla itici silindirinin boştaki ucuna bağlar, bu kısım basınç odası olarak adlandırılır.



(b) Aşağı hareket (Valf kapanması)

(a) Yukarı hareket (valf açılması)

Şekil 3.1 : Tijli hidrolik itici

Bir valf tutucu, supap sistemindeki boşluğu alacak şekilde, sabit bir basma kuvveti ile dışa doğru yönlendirilecek şekilde, silindir ve piston arasına yerleştirilmiş bir düşey yay tesbiti ile konumlandırılmış pistonun alt kısmındaki disk şeklindeki çek valfi destekler.

Motor yağı sürekli olarak yatay yağ kanallarından basınçlı olarak, itici gövdesindeki yarık ve yandaki delikten, besleme odasına ve ikinci bir yarık ve delikle de pistonu pompalanır. Yağ buradaki çekvalfden geçerek basınç odasını doldurur. Gövde ve pistonun çevresindeki yağ kanal ve oyuklar ile çevresel oyuklar, iticinin yukarı ve aşağı hareketinden bağımsız olarak, piston besleme haznesi ile yağ kaynağı arasında sürekli bir yağ geçişini sağlar. Bir miktar yağın merkezdeki boşluktan tij desteğine ve hatta bazı dizaynlarda buradan tije, külbütöre ve ayar

sistemi ile bağlantılara geçeceği de hesaplanmıştır.

3.1.2.2 Yukarı Hareket ve Supabın Açılması:

Kam supap açılma konumunun başlangıcına yaklaştığında iticinin kam ile teması temel daireden (basic-circle) düşük eğim (ramp) ve yüksek eğim (flank) bölgesi temasına geçer. Bu sürede itici yükselmeye başlar. Daha sonra piston itici silindirinin içinde basınç odasının hacmini küçültecek şekilde izafi harekete başlar ve bu bölgedeki yağ basıncı artar. Aniden disk valfin kapağı basınç nedeni ile kapanır ve yağı basınç odasına hapseder. Basınç odasında hapsedilmiş olan yağ pratik olarak sıkıştırılmaz olduğundan, iticinin yükselişi aynı oranda pistonun ve külbütörün de yükselmesine neden olur. (supabın yükselme periyodu boyunca piston yaklaşık 0,1 mm kadar basılacağından supabın tam olarak oturmasını sağlayacaktır.) Kayan piston ve itici silindiri arasındaki boşluklar basınç odasından bir miktar yağın kaçmasını sağlar ve bu kaçak yükselen hız ve yük nedeni ile motor sıcaklığı arttığından supap-itici sisteminin genleşmesinin karşılanmasını sağlar.

Dolayısı ile pistonun itici silindirin içerisindeki ileri veya geri konum değişikliği, motor çalışma şartları değiştiğinde, silindir kafası ve supap sistemindeki uzama ve kısaltmaları dengeleyecek şekilde, kendi kendini sürekli ayarlar. Sonuçta supap sistemindeki boşluklar karşılanmış olur ve aynı zamanda emme ve egzost supaplarının kapanma periyodu boyunca tam olarak oturması sağlanır.

3.1.2.3 Aşağı Hareket ve Supabın Kapanması:

Supap kapanmaya başlayıp da, kam profili itici teması kapanma yüksek eğim bölgesinden temel daire bölgesine geçtiğinde basma yükü supap sisteminden kalkar ve yay uzar. Bu, itici gövdesinin kama doğru ilerlemesine sebep olur ve pistonda supap sistemindeki boşlukları dengeler. Basınç odası hacminde meydana gelen hafif değişiklik, yağ basıncının besleme haznesindeki basıncın altına düşmesine neden olur ve disk-valf açılır, buna bağlı olarak da besleme haznesindeki yağ, piston ve itici silindirdeki yağ kaçağı kayıpların karşılayacak şekilde basınç haznesine geçer; itici sistemi supabın her kapanışında, her çalışma hızında ve şartında boşlukları sıfırlayacak şekilde, basıncı ayarlar.

3.1.3 Doğrudan Hareketli Üstten Kamlı Hidrolik İtici Sistemi: (Şekil 3.2)

3.1.3.1 İtici Yapısı

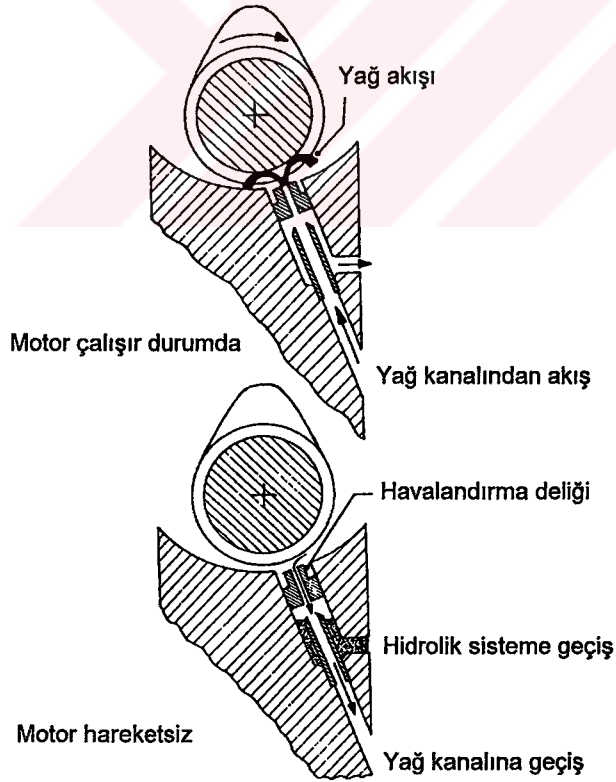
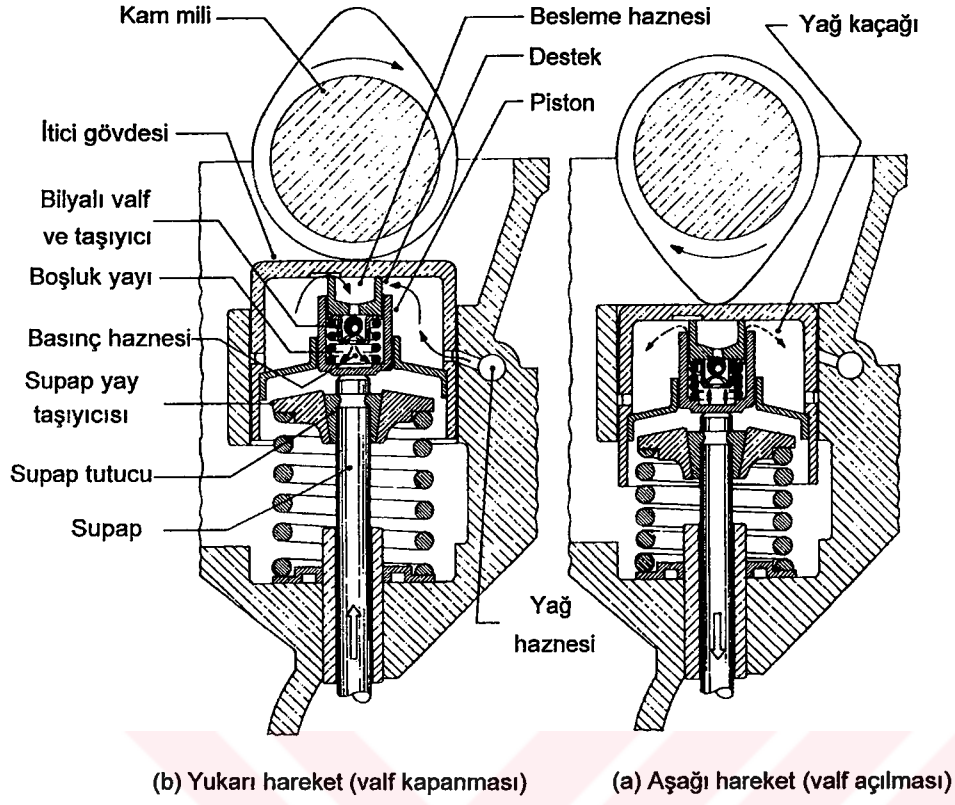
Hidrolik itici sistemi, çeliğin preslenmesiyle şekillendirilmiş bir pistonla kılavuzlanmış piston içeren değiştirilmiş bir itici gövdesi ile üst kısmında motor yağ kanalı içerir. Bir boşluk yayı, bilyalı çekvalf ve kayar parça pistonun içine yerleştirilmiştir. Kayar parça pistonun içine hareketli şekilde yerleştirilmiştir ve benzer şekilde pistonun kendisi de çelik pres kovanın üst kısmında boyuna kayacak şekilde konstrükte edilmiştir. Silindir kafasına boyuna paralel şekilde itici boyunca bir yağ kanalı açılmıştır. Her itici yuvasını paralel yağ kanalına bağlayan bir yağ geçişi mevcuttur ve buradan iticinin üst kısmına yağ akışı olur. İticinin orta kısmına yüzeysel bir kanal açılmıştır.

3.1.3.2 Aşağı Hareket (Supap Açılması)

Kam milinin hareketi ile kamın açma yüksek eğim bölgesi itici gövdesini aşağıya doğru basmaya başlar ve hemen basınç odası hacmi düşmeye başlar, dolayısı ile buradaki yağın basıncı besleme yağı basıncının üzerine çıkar. Bu anda bilyalı valf kapanır ve basınç odasını yalıtır. İtici gövdesinin devam eden aşağı hareketi pistonu ve valf gövdesini, basınç odasında hapsolan yağ sıkıştırılmaz katı kolon reaksiyonu gösterdiğinden, eşit miktarda hareket ettirecektir. Bu nedenle piston ve kayar parça arasında izafi bir hareket oluşmaz, dolayısı ile itici gövdesi, kayar parça ve valf gövdesi tek parça gibi hareket ederler. Neticede kam profilinin ilerlemesi ile supap açılması aynı olur.

3.1.3.3 Yukarı Hareket (Supap Kapanması)

İticinin düz yüzeyi ile kam kapanma yüksek eğim teması bitip de temel daire teması başladığında, boşluk yayının uzamasına müsaade edecek şekilde basınç odasındaki kompresyon yükü kalkar, dolayısı ile kayar parça itici gövdesini kam temel dairesine bastırır ve bu sırada piston da supap gövdesini aşağı doğru basar. Sonuçta basınç odası hacmi fazlasıyla artar ve hapsedilmiş olan yağın basıncı düşer, besleme odasında bulunan daha yüksek basınçlı yağın etkisi ile bilyalı valf hareket ederek, kayar parça ve piston duvarındaki boşluklardan sızan yağın kaybını telafi için besleme haznesindeki yağın basınç haznesine girmesine müsaade eder.



(c) OHC yağlama şekli

Şekil 3.2 : Doğrudan etkili üstten kamlı hidrolik itici

Bu sayede kam ve itici arasındaki temasın tam olması ve supabın kapalı konumunda tam olarak oturması, gaz kaçağının önlenmesi sağlanır. Supabın kapanma periyodu boyunca, supap gövdesinde, itici sistemin boyunda ve silindir kafası yüksekliğinde meydana gelebilecek sıcaklığa değişmelerine bağlı her türlü uzama ve kısaltmalar kayar parçanın pistonun içine ve dışına doğru hareketleriyle kendiliğinden düzenlenmiş olur.

3.1.3.4 Üstten Kamlı (OHC) Hidrolik Kam İtici Sisteminin Yağlanması:

Bir süre için çalışmamış olan motorun hidrolik itici sisteminin hemen devreye girebilmesi için, motor durduğunda, hidrolik itici yağ kanallarından yatay besleme geçişleri ve kam yatakları arasındaki dikey besleme geçişinden yağ kaynağının boşalmaması için dikey geçişten yağın akması engellenmelidir. Bu dikey yağ besleme kanalının uç kısmını genişleterek ve genişletilmiş deliğin alt kısmına bir tüp yerleştirilerek sağlanır ve bir havalandırma deliği ile dikey geçiş kısmen yalıtılmış olur.

Motorun Durması Hali:

Motor hareketsiz halde, dikey geçişteki yağ, yağ haznesine geri dönecektir, ancak dikey geçiş, hidrolik itici ve kam mili yatakları arasındaki yatay besleme geçişindeki yağın, yağ seviyesinin üzerinde kalan ve uç kısma yerleştirilmiş çıkıntılı tüp nedeni ile geri dönmesi engellenmiş olacaktır. Yine de dikey kanalın üst kısmı tamamen kapalı olacak olursa, kanalı terkeden akışkanın genişleyen bölümde oluşacak vakum nedeni ile bir sifon etkisi ortaya çıkacaktır. Bu nedenle dikey kanalın en üst kısmının bir bölümüne bir havalandırma (jet) deliği açılır. Böylece, yağ aşağıya doğru akmaya başladığında, havalandırma deliğinden bir miktar hava içeriye girecek ve dikey kanala nüfuz edecektir. Dolayısı ile de yağın yatay kanallardan ve hazneden sifonlanması engellenmiş olacaktır.

Motorun Çalışması Hali:

Motor çalıştırıldığında yatay kanallardan hidrolik itici ve kam mili yataklarına kadar her bölgede yağ bulunacaktır ve kısa bir zamanda da yağ haznelerindeki akışkan pompalanarak yağlamayı sürdürecektir. Bu sırada bir miktar yağ da kam

miline püskürtülecektir.

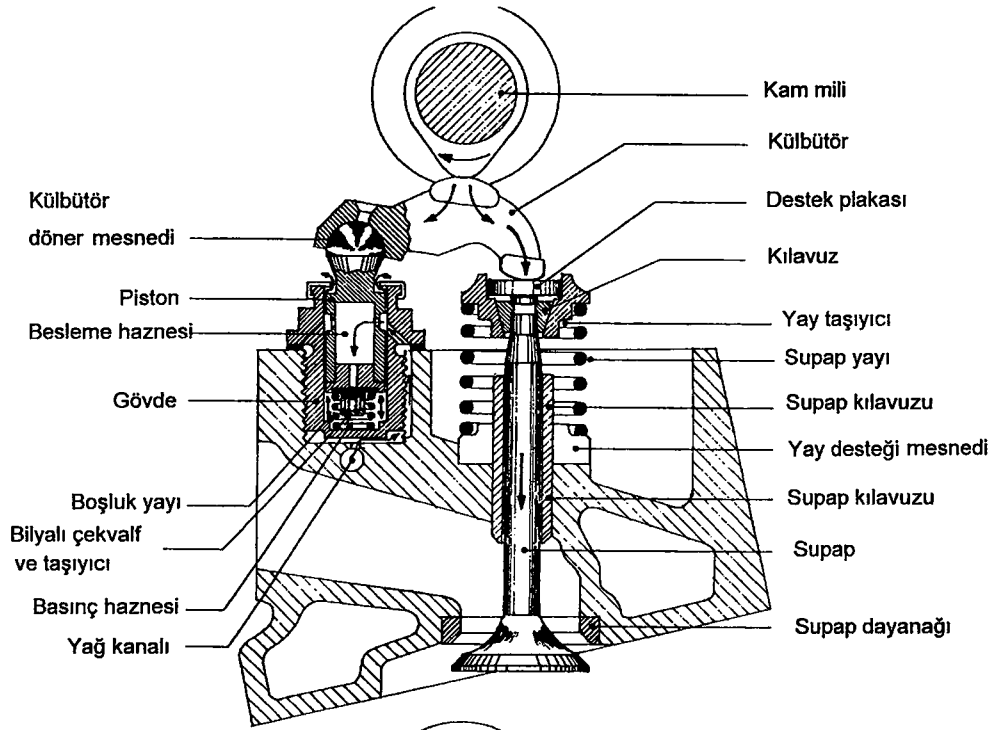
3.1.4 Hidrolik Supap Boşluk Dengeleyici Mesnet Sistemi: (Şekil 3.3)

3.1.4.1 Dengeleyici Mesnet Sisteminin Tanımı:

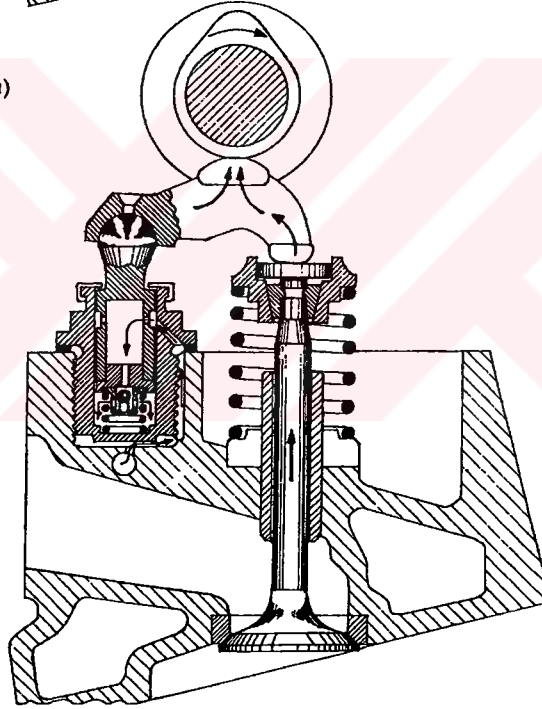
Bu çeşit sıfır boşluk mekanizmalarında külbütör itici mesnedi, otomatik boşluk dengeleyici hidrolik eleman olarak kullanılır. Hidrolik sistemin uç kısmı, silindir kafasına vidalanarak monte edilen ve buna bağlı bir mesnet ve mesnet gövdesi içerisinde dikey hareket yapacak şekilde yerleştirilmiş bir pistondan meydana gelir. Pistonun üzerine, üst kısma yakın dairesel bir yarık işlenmiştir ve bunun üzerinde yağ kanalından piston besleme haznesine yağ geçişini sağlayan iki radyal delik mevcuttur. Yağ, mesnedin vidalandığı silindir kafasındaki yuvaya açılmış yarıktan, mesnedin üst kısmına açılmış bir delik vasıtası ile içeri girer. Pistonun alt kısmında besleme odasını yalıtan parçaya bağlı bir çekvalf ve taşıyıcı, piston ve mesnet silindiri arasındaki basınç odasını besleme haznesinden ayırır. Bu şekilde boşluk yayının sürekli uzama eğilimi nedeni ile külbütörün boşluğu alınmış olur. Piston ile mesnet silindirinin çeperleri arasındaki boşluk, supap açılma periyodunda ve külbütör-itici ile mesnet yük altında olduğunda, basınç haznesinden yağın kontrollü olarak sızabileceği şekilde dizayn edilmiştir.

3.1.4.2 Aşağı Hareket (Supabın Açılması)

Kam eğrisi, külbütörü supabı açmak üzere bastırdığında, mesnet silindirinin altı ile piston arasında oluşan boşluktan kaynaklanan basınç odası hacmini azaltacak şekilde mesnede bir reaksiyon yükü etkir. Bilyalı valfin hızla kapanmasına neden olacak şekilde yağ basıncı basınç odasında aniden artar. Sonuçta hapsedilen yağ sıkıştırılamaz bir akışkan gibi davranarak pistonun daha fazla ilerlemesini engeller. Bu şekilde kamın verdiği ilerleme hareketi supap gövdesine, boşluklardan kaynaklanan herhangi bir kayıp olmadan iletilir. Supap ilerlemesi başlamadan önce, pistonun ufak bir başlangıç ileri hareketi supabın kapanma periyodu sırasında tam olarak oturmasını sağlayacaktır.



(a) Aşağı hareket
(supap açılması)



(b) Yukarı hareket
(valf kapanması)

Şekil 3.3 : Doğrudan etkili üstten kamlı küresel mafsallı hidrolik itici

3.1.4.3 Yukarı Hareket (Supabın Kapanması)

Kam eğrisi supap kaldırma periyodunu tamamladıktan sonra yüksek eğim bölgesinden temel daireye geçer, mesnete tepki kuvveti etki etmez ve boşluk yayı pistonu yukarıya doğru iter, dolayısı ile mesnet, kam ve külbütör arasında temas tam olarak sağlanır. Basınç odasındaki hacimde meydana gelebilecek en ufak değişiklik, hapsedilmiş olan yağın basınç etkisini besleme basıncına eşitler, hatta daha da altına düşürür.

Bunun sonucu olarak, bilyalı valf açılır ve pistonla mesnet silindir duvarları arasında meydana gelen yağ kaçağını dengeleyecek oranda yağ besleme haznesinden basınç haznesine akar.

Neticede, her supap açılma periyodunu takip eden supap kapanma periyodunda tekrarlanan bir doldurma işlemi gerçekleşir. Dolayısı ile motorun ilk çalışmadaki soğuk halinden, tam ısınmış haline kadar supap çalışması sırasındaki tüm uzama ve kısalmalar sırasında sistemi otomatik olarak dengeler.

3.1.5 Üstten Kamlı Külbütörlü Hidrolik Sistem: (Şekil 3.4)

3.1.5.1 Sistemin Tanımı:

Standart külbütör ayar civatası hidrolik bir sistemle değiştirilmiştir. Uç kısmında bir sızdırmaz kapakla yalıtılmış silindirik bir gövde, sabit bir piston, geri dönüşsüz bilyalı valf ve boşluk yayından meydana gelir.

Yağ külbütör ana mili ortasındaki kanaldan itici silindirin genişletilmiş üst sızdırmaz kısmın altındaki bölümden gönderilir.

Külbütör hareketi sırasında, üst kısmında küresel bir çukur ve alt kısmında düz bir kısım bulunan bir parça (fincan), külbütör ile supap arasında yük dağılımının ve geçişinin düzgün olmasını sağlar.

3.1.5.2 Aşağı Hareket (Supap Açılması)

Motor çalışmaya başladığında, kam milinin dönmesi sırasında kam profili külbütörün ucunda bulunan temas yüzeyini yukarıya doğru hareket ettirir ve hareket buradan da mesnede iletilir. Hareket saat yönünde supaba aktarılır. Kam profilinin

külbütörü ittiği anda hidrolik sistem, supabı itecek ve supap yayını yükleyecek şekilde harekete geçer. Dolayısı ile basınç haznesi hacmi düşerek basınç artmasına sebep olur. Bu anda bilyalı valf geçişi kapatır ve hapsedilen yağ rijid bir eleman olarak hareket ederek aşağıya doğru olan hareketi supaba aktarır ve supap açılır. Çalışma şartları dolayısı ile basınç odasında hasıl edilen yüksek yağ basıncı piston ve silindir duvarları arasından bir yağ sızıntısına neden olur, bu nedenle de sistem supabın yükselme periyodu sırasında 0,1 mm.'ye kadar sıkıştırılabilir. Hidrolik dengeleme işleminin yapılabilmesi, yani kamın temel dairesi ile supabın sap kısmı arasında çok ufak bir boşluğun oluşması için bu kaçağın olmaması gereklidir.

3.1.5.3 Yukarı Hareket (Supap Kapanması)

Kam milinin dönmesiyle, kam eğrisi külbütörün temas yüzeyi üzerinden supabın kapanmasına müsaade eder. Bu durumda yay, sistemdeki tüm boşlukları alacak şekilde hidrolik silindir ve pistonu basarak uzar. Bu anda basınç haznesindeki hacim artar ve ters orantılı olarakta basınç düşer. Sonuçta, besleme haznesindeki yağ basıncı, besleme yağının, yağ kaybını dengeleyecek şekilde, hızla basınç haznesine geçmesini sağlayacak olan bilyalı çekvalfin açılmasını sağlar.

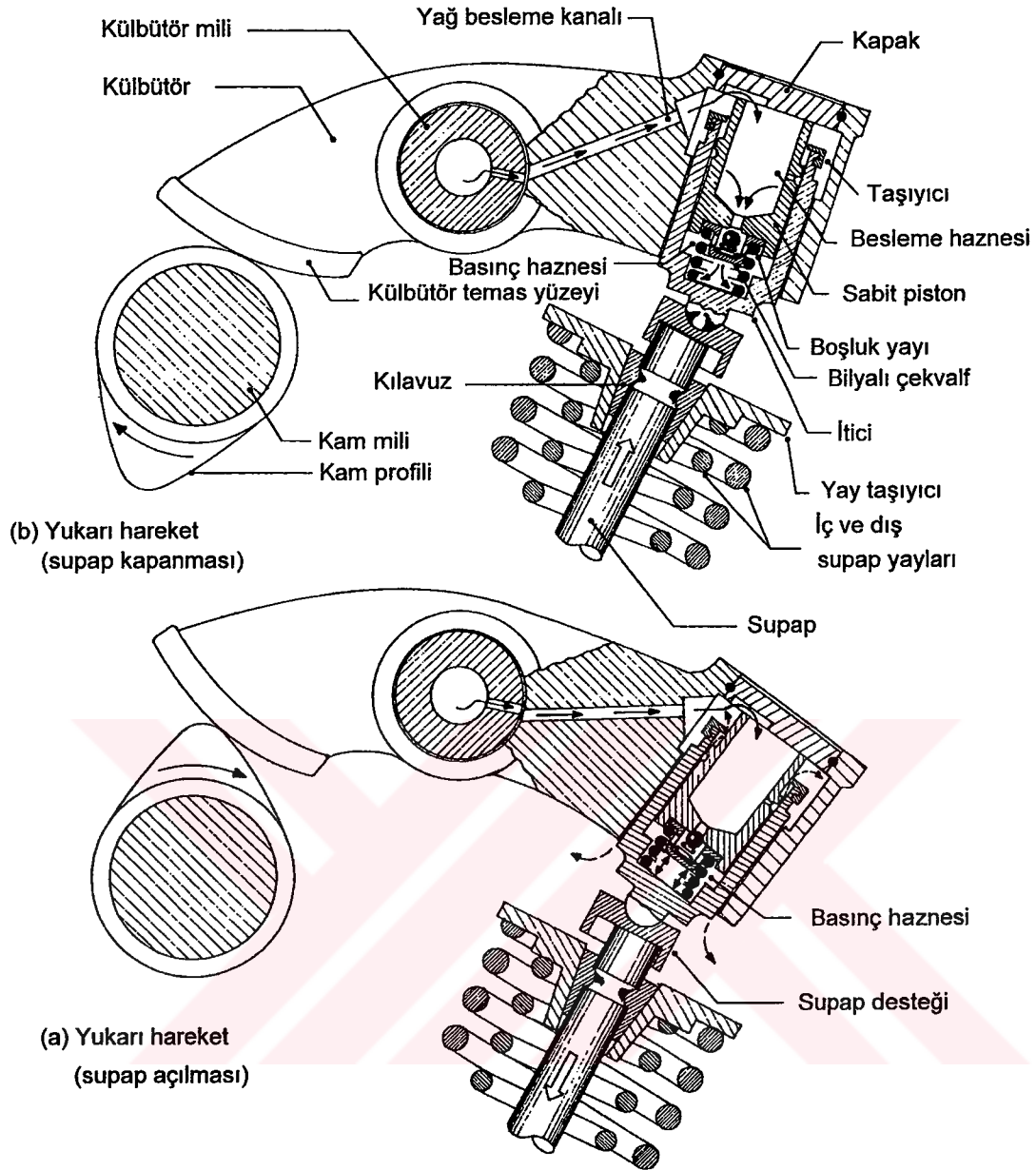
Basınç odasına aktarılan yağ miktarı, motorun çalışma şartları sebebi ile sistemdeki boşlukların değişmesine doğrudan bağlı olarak, supap hareketi boyunca oluşacak sıcaklığa bağlı uzama ve kısalmalardan etkilenir.

Sonuç olarak yağın boşalması ve yeniden dolması şeklinde devam eden çevrim, supabın açılma ve kapanma periyotları boyunca, değişken yüklü hidrolik yatak gibi davranır. Bu durum supap boşluklarının alınmasını sağlar ve supabın kapalı olması gereken dönemde tam olarak oturmasını sağlar.

3.2 Kamlar ve Kam Milleri

Kamlar ve kam milleri, her piston konum ve tekabül eden strok boyunca emme ve egzost supablarının açılma ve kapanma aralıklarının kontrolünü ve tahrikini sağlarlar.

Kam, bir yuvarlanma çifti oluşturduğu ikinci bir parçaya (itici) hareketi kam eksenine dik açıyla ileten döner bir parçadır.



Şekil 3.4 : Külbütör tahrikli üstten kamlı hidrolik itici

Motor supaplarının tahrikinde genellikle kullanılan kam tipi "radyal tablalı kam"dır. (radial-plate cam) Dairesel bir diske benzer ve radyal çıkıntı şeklinde bir profile sahiptir. Bu kısım lob (lobe) olarak adlandırılır ve daire çevriminin üçte birini kaplar. Bir supaba bağlı olan itici mekanizmasının hareketini sağlayan bu kam profili yükselme ve iniş bölgelerindeki geçişlerin mümkün olduğunca yumuşak olmasını sağlayacak şekilde hesaplanır.

Her emme ve egzost kam çifti, tek kam milinde veya çift kam milinde dökülerek veya dövülerek imal edilirler. Bunlardan birisi emme diğeri egzost içindir.

3.2.1 Kam Profilleri

Kam profilleri çift taraflıdır, bunlardan birisi iticiyi iten veya supabı açan taraf ve diğeri iticiyi indiren veya supabı kapatan taraf. Profilin her yüzünde üç fazın bulunduğu kabul edilir. Supabı açan tarafta, ilk olarak açılmaya geçiş düşük eğim fazı (ramp) temel daireden kam lobunun yüksek eğim (flank) açılış fazına geçişini sağlayan düşük eğimli bölgedir. İkincisi yüksek eğimli açılış fazıdır ve itici bu bölgede maksimum hıza ulaşır. Kam profilinin bu konumunda, yüksek eğim bölgesinin iç bükey eğrisi, duraklama (nose) bölgesinin dış bükey eğrisi ile çakışır ve üçüncü olarak duraklama açılış fazında itici hareketi maksimum hızdan, sıfır hıza kadar düşer, çünkü itici en üst konuma ulaşmıştır. Üçüncü bölgedeki yavaşlamayı sağlayan kuvvet supap yayı tarafından temin edilen yükden kaynaklanır.

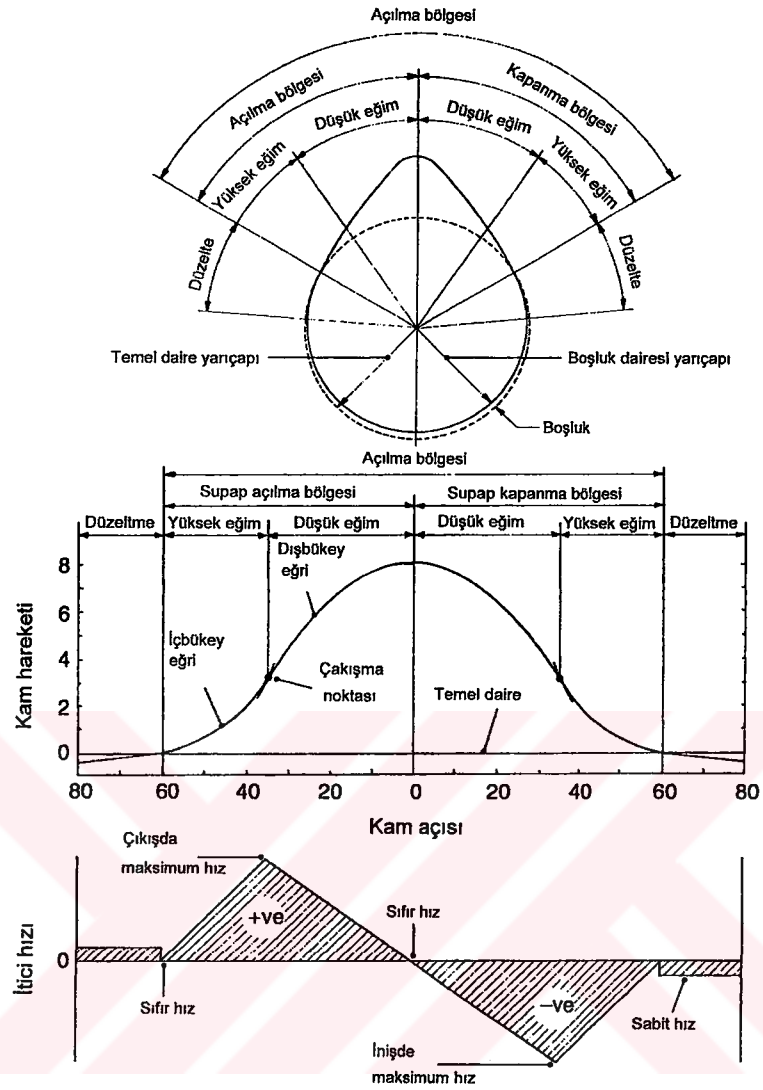
Kam profilinin ikinci yarısı iticinin en üst konumdan en alt konuma döndüğü bölgedir. Kamın bu açılış hareketi, iticiyi sıfır hızdan maksimum hıza ulaştıran kapanış duraklama fazıyla başlar. Supap yayının etkisi altında, kapanış yüksek eğim fazı boyunca, iticinin inişi azalarak neredeyse hareketsiz bir hal alır. Bu hareket kapanma düşük eğim fazında temel daireye ulaşır ve itici en alt konuma gelir. Diğer açılma periyodu başlayıncaya kadar supap tamamen kapanmış olur.

3.3 Kam Dizaynı

3.3.1 Üç Açılı Kam: (Şekil 3.5-6-7)

İlk imal edilen kamlar, temel daire ve eğimi oluşturan bir eksantrisiteden (E_N) ibaret basit bir yapıya sahiptiler . Daha sonra bunlara yüksek eğim (E_N) bölgeleri eklenmiştir. Maksimum yüksek eğim ivmesi E_F ile ve maksimum düşük eğimli ivme düşüşü E_N ile orantılıdır. Yüksek eğim ve düşük eğim eksantrisitelerinin oranı E_F/ E_N 2 ile 3 arasında değişir ve bu itici ilerleme ivmesi ile dönüş negatif ivmesini ve kam düşük eğim bölgesinin yay kontrollü pozitif ve negatif ivmelerini en iyi şekilde belirler.

İticinin ölçekli ve yumuşak bir ilk hareket yapmasını ve bu şekilde temel daireye dönmesini sağlayabilmek amacı ile, temel daire ile açılma ve kapanma yüksek eğim bölgeleri arasına ek eğimler yerleştirilmiştir. Bu düşük kalkış eğimleri iticinin başlangıç tırmanma ve inişinde sırasıyla minimum pozitif ve negatif ivmesinin oluşmasını sağlarlar[16].

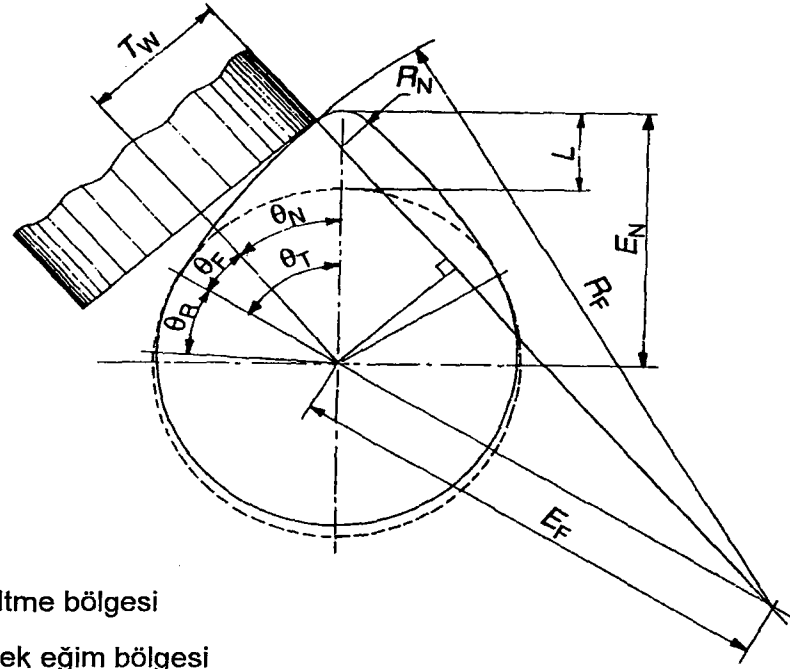


Şekil 3.5 : Kam profili açılma ve kapanma bölgeleri

3.3.2 Sabit Hızlı Kamlar: (Şekil 3.8)

Kam profilinin konstrüksiyonunda eğim bölgesine bir doğru eklenerek kamın dikey ekseninde daha iyi ilerlemesi sağlanmalıdır.

Kam profillerinin en basiti sabit hızlı kamın lineer yükselip bu periyodun sonunda bir bekleme bölgesinden sonra aynı şekilde strok sonuna dönen tiptir. Kam profili eğimi düzgün olduğundan iticinin tırmanması ve inmesi sabit hızda olur.

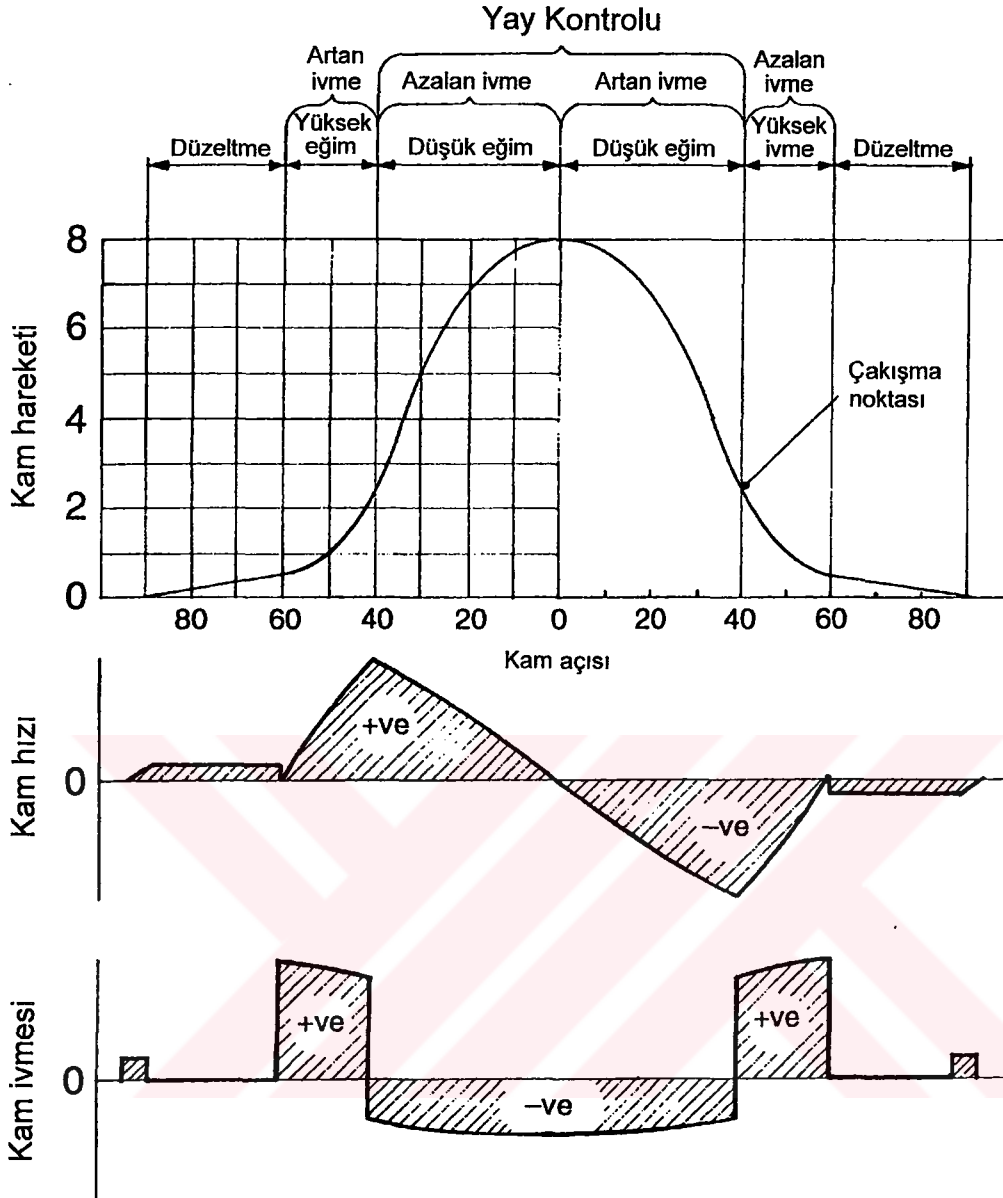


- Φ_R = Düzeltme bölgesi
 Φ_F = Yüksek eğim bölgesi
 Φ_N = Düşük eğim bölgesi
 Φ_T = Toplam hareket bölgesi

Şekil 3.6 : Üç açılı kam geometrisi

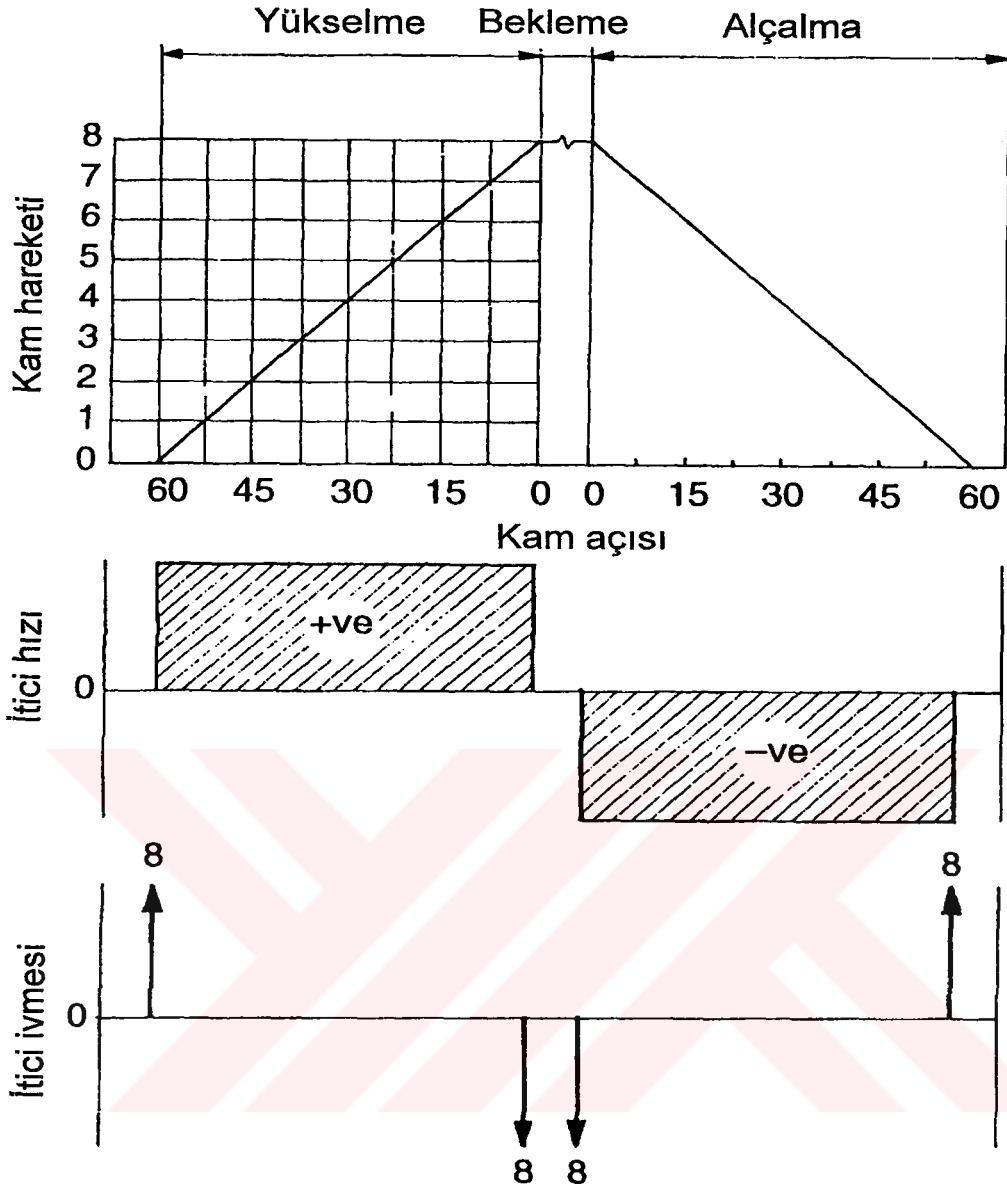
Bu tip profilin mahzurlu tarafı bekleme bölgesinden temel daireye geçişte açılış eğim bölgesindeki sabit hız ve benzer şekilde eğim bölgesi sonundaki bekleme aralığına geçişteki ani değişimdir. Bunun gibi dönüş stroğunun itici hareketi bekleme konumundan aniden sabit hızlı, geri dönüş eğim bölgesine ve daha sonra da sabit hızdan temel daire bekleme bölgesine geçmektedir. Dolayısı ile sistem ani ve çok yüksek pozitif ve negatif ivmelere maruz kalmaktadır. Tırmanma ve inme kam eğrileri düzgün olduğundan başlangıç ve bitiş bölgeleri arasında açılma ve kapanmada pozitif ve negatif ivme bulunmamaktadır.

Sabit hızlı kam profilinde, sırasıyla kam ilerleme bölgelerinde açılma ve kapanmada iticide pozitif veya negatif ivme mevcut değildir. Buna karşın itici, yükselme başlangıcında ve dönüş sonunda, çok yüksek atalet kuvvetlerine maruz kalır.



Şekil 3.7 : Üç açılı kam karakteristiği

Sonuçta, düşük hızda da çalışsalar bu tip sistemlerde kam ve itici çok yüksek gerilmelere maruz kalırlar ve buna bağlı gürültü, yüzey aşınması ve tahribi meydana gelir. Aynı zamanda bu tip profillerde, supabın en üst konumda ve dönüş strok başlangıcında iticide meydana gelecek sıçramayı kontrol etmek için çok büyük yay kuvvetlerine ihtiyaç duyulur.



Şekil 3.8 : Sabit hızlı kam karakteristiği

3.3.3 Sabit İvmeli (Parabolik) Kamlar: (Şekil 3.9)

Bu tip kam profilleri parabolik yay eğrileri kullanıldığı için parabolik kam profili olarak da adlandırılırlar.

Kam konstrüksiyonu, kamın açısal ilerlemesi ve kam ile itici ilerlemesinin eşit aralıklarla bölünerek bu doğrulardan yatay ve dikey doğrular çizilmesi ile elde edilir. Kam profilinin başlangıç ve en üst konum noktalarından yatay ve dikey hatların kesişme noktalarına diyagonaller çizilir. Daha sonra dikey çizgilerle diyagonal çizgilerin kesişme noktaları tesbit edilir ve bu noktalar yumuşak eğrilerle

birleştirilerek sabit ivmeli kam profili elde edilir.

Görüldüğü gibi kamın yükselme profili bir noktada birleşen iki parabolik eğriden meydana gelir. Profilin içbükey eğri kısmında yükselmenin başlangıcında iticinin kam hareketi eğrisi çok kısadır, fakat hızla iki parabolün birleşme noktasında kam hız ve ivmesi maksimuma ulaşır. Profilin ikinci bölgesi de dış bükey bir eğriden oluşur ve en üst noktaya yaklaştıkça eğim azalır.

Sonuçta, kesişme noktasında maksimuma ulaşacak şekilde itici yükselme hızı, açısal ilerleme ile doğru orantılı olarak artar ve iticinin en üst konuma ulaştığı noktada da sıfır olacak şekilde düşer.

İtici hızı, iç bükey ve dış bükey kısımlarda düzenli olarak artıp azaldığı için kamlara tekabül eden itici pozitif ve negatif ivmeleri ilerleme süresince sabit kalacaktır.

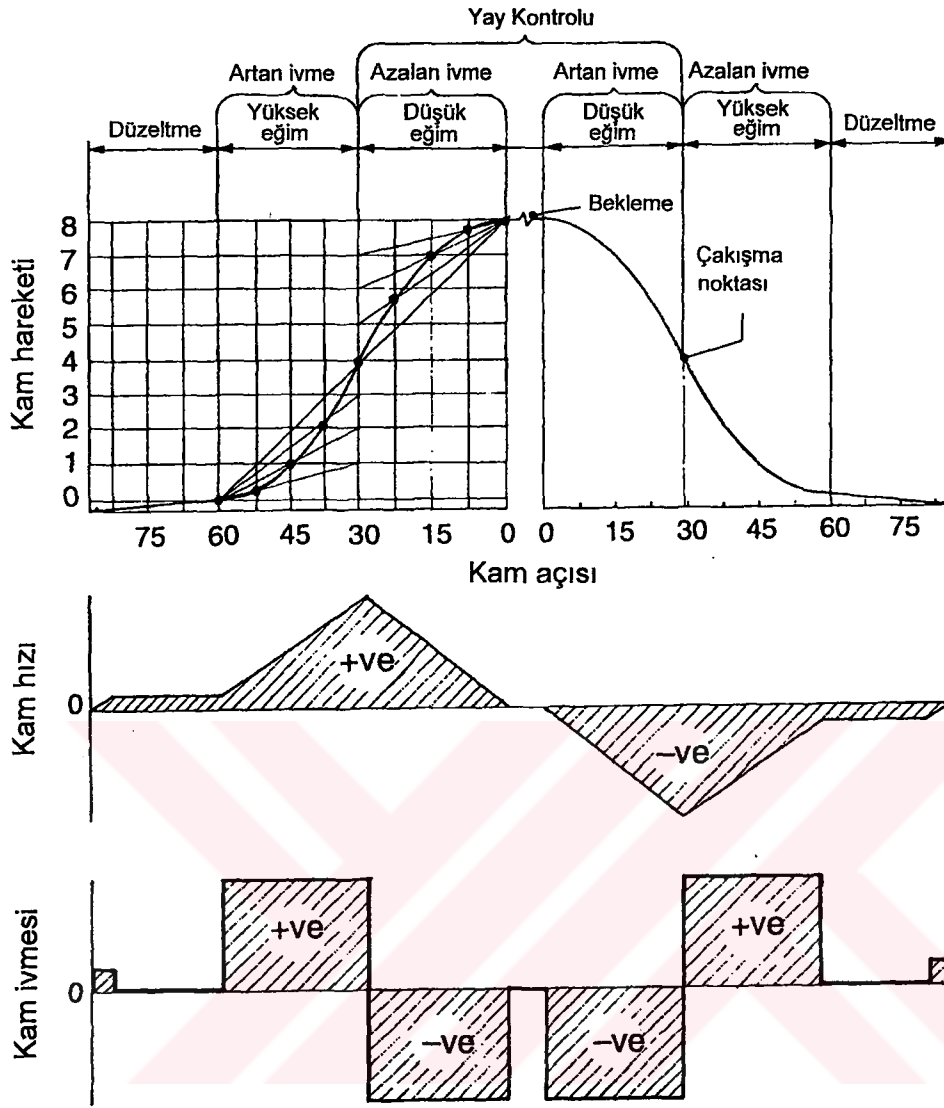
Diğer eğri profillerine nazaran (sabit hız, basit harmonik hareket, sikloid vs.) sabit ivme eğrili profil en düşük maksimum ivme değerine sahiptir.

Bu profile, temel dairenin açılma ve kapanma eğim bölgeleri ile çakıştığı noktalarda ve en üst konumda tam açılma bekleme periyodu varsa bu birleşme noktasında itici atalet momentinde ani artışlar görülür. Benzer şekilde, kam profilinin yükselmeden alçalmaya geçtiği geçiş noktasında, atalet momenti pozitif bir değerden ani olarak negatif bir değere geçer. Bu durumda itici-kam temasının korunabilmesi için büyük bir yay kuvvetine ihtiyaç duyulur.

3.3.4 Basit Harmonik Hareket (BHH): (Şekil 3.10)

Profili elde edebilmek için düşey eksende itici stroğuna eşit çapta bir yarım daire çizilir ve uygun eşit parçalara bölünür. İticinin yukarı ve aşağı strokları boyunca oluşan ilerleme eşit sayıda parçalara bölünür ve açısal ilerleme eksenini boyunca dikey çizgiler, açısal bölümlerden yarım daireye doğru yatay çizgiler çizilir. Kesişme noktaları işaretlenir ve BHH kam profili oluşturacak şekilde bu noktalar yumuşak eğrilerle birleştirilir.

Basit harmonik hareket profilinde, yükselmenin ilk yarısında, itici hızı değişim noktasında maksimum olacak şekilde artar ve ikinci yarıda da sıfıra ulaşacak şekilde düşer. Sonuç olarak, hız eğrisinin eğimi profil yükselmesinin başında ve sonunda maksimum ve ortada minimum olduğundan pozitif ve negatif ivmeler iticinin yükselmesinin başında ve sonunda maksimumdur.



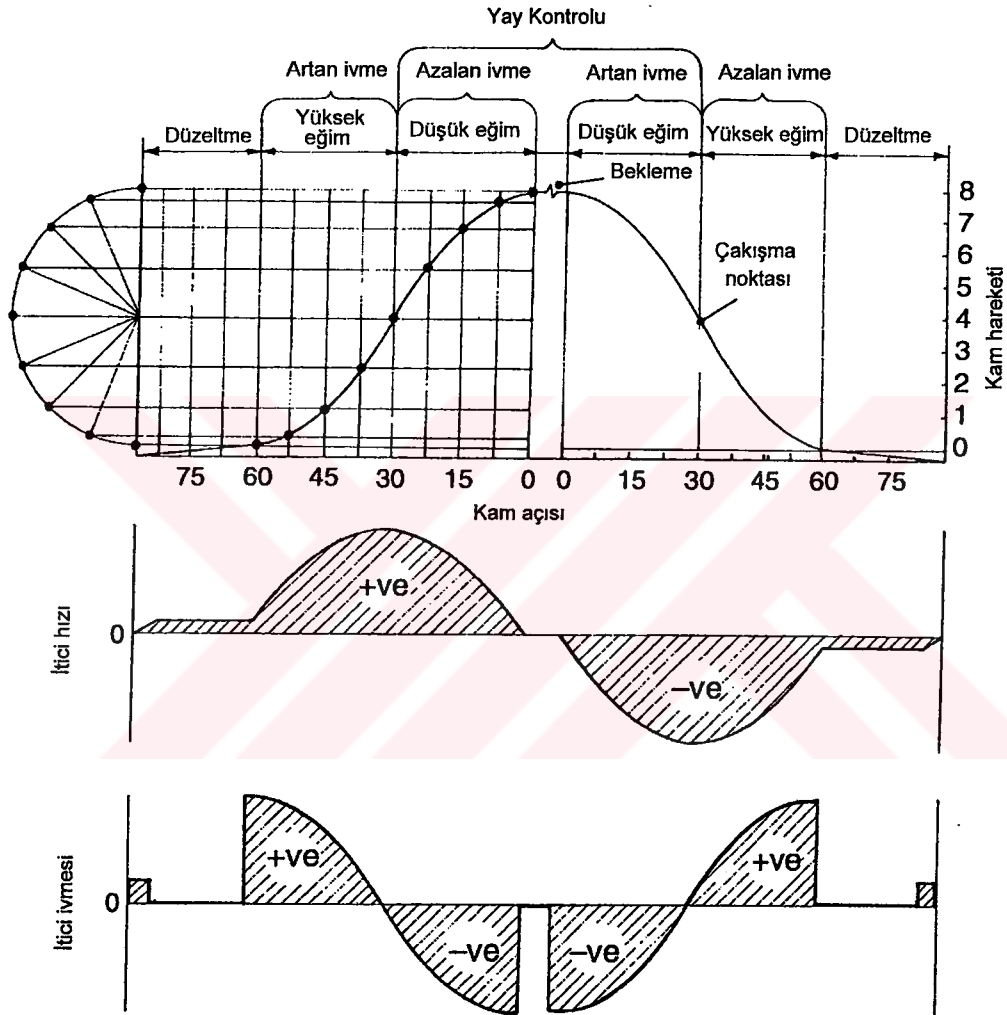
Şekil 3.9 : Sabit ivmeli kam karakteristiği

Bunun tersine, çakışma noktasında pozitif veya negatif ivme yoktur ve bu nokta profilin içbükey ve dışbükey eğrilerin çakıştığı noktadır. Kamın açısal hareketine oranla profilin yukarı ve aşağı stroklarındaki pozitif veya negatif ivmelerinin kosinüs formda olduğu kabul edilir. Yarı strokta hız eğrisinin eğimi sıfır olduğundan bu konumda hız değişimi yoktur, dolayısıyla pozitif ve negatif ivmeler profilin kesişme noktasında sıfırdır.

Basit harmonik hareket hız eğrisi itici yükselme hareketinin başlangıcında düzgün olarak artar fakat daha sonra kesişme noktasına kadar eksene paralel ilerler. Bu nedenle içbükey ve dışbükey eğrilerin çakıştığı noktada yataya ulaşacaktır. Daha sonra hız yavaşça azalır ve sonra iticinin en üst noktasına

yaklaştıkça hızla azalır.

İticiin iniş ve çıkışının başlangıç ve sonunda hızda görülen ani yükselme ve alçalmalar, başlangıçtaki pozitif atalet kuvveti ve sondaki negatif atalet kuvvetinin ani ve yüksek olacağını gösterir. Aksine, çakışma noktasının diğer tarafında, itici hızının kademeli iniş çıkışı pozitif atalet momentinden negatif atalet momentine geçişin ani olmadığını gösterir.



Şekil 3.10 : Basit harmonik hareket kam karakteristiği

Neticede itici ilerlemeye başladığı anda ve geri dönüşünü tamamladığında yüksek sayılabilecek bir darbe sıçraması meydana gelir. Buna ek olarak en üst konum bölgesinde bir bekleme periyodu mevcut ise benzer bir sıçrama burada da ortaya çıkar.

Çakışma noktasında itici atalet kuvvetinin pozitif basma kuvvetinden kademeli olarak negatife değişmesi itici hareketinin açılma ve kapanma yavaşlama bölgelerinde itici kontrolü daha düşük yay kuvvetlerine ihtiyaç duyar.

3.3.5 Sikloidal Kamlar: (Şekil 3.11)

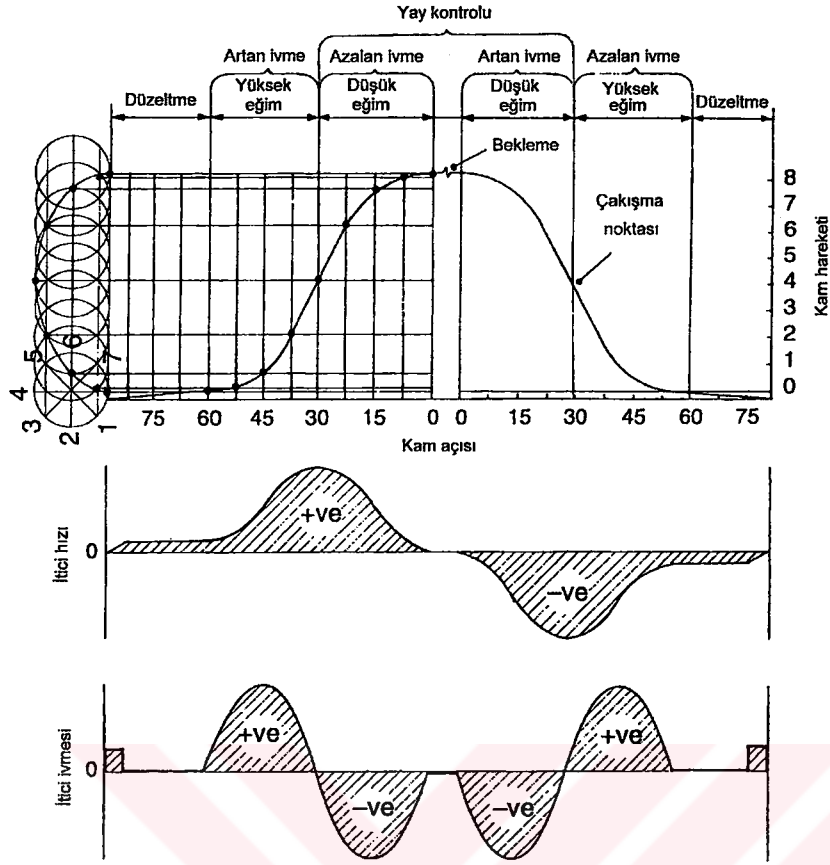
Sikloid eğrisi, bir çember üzerinde belirlenen bir noktanın, çemberin dikey ekseninde bir dairenin dışında ve içinde kaymadan yuvarlanması halinde geometrik eğridir. Bir kam profilinin sikloid eğrisinin çıkartılması için itici yükselme mesafesine eşit çevre uzunluğuna sahip bir daire kam hareketinin başlama noktasına çizilir. İtici ilerleme mesafesi ve daire eşit sayıda parçalara bölünür. Yataydaki çizgi üzerindeki her bölümden bir dik çıkartılır ve çember üzerindeki her bölümden bir dik çizgi çizilir. Sonra dönme merkezlerinden kalan sekiz daire çizilir. Her dairenin, bölünmüş daireden çıkan dikey çizgileri kestiği noktalar belirlenir ve bu daireler yumuşak eğrilerle birleştirilir.

Neticede, sikloidal kam profili, açısal yer değiştirme dikey çizgileri üzerinde işaretlenmiş kesişme noktaları boyunca, her sikloid noktasından yatay çizgiler iz düşürülerek, bu noktaları birleştiren yumuşak bir eğri olarak elde edilir.

İtici yükselmesinin ilk bölümünde, hız yavaşça artar, daha sonra hızla hareket eder ve kam profilinin kesişme noktasında en yüksek değerine ulaştıktan sonra yavaşlamaya başlar. İkinci bölümün başında hız yavaşça düşer ve daha sonra hızla düşer ve en sonda da yavaşça sıfıra ulaşır.

Yükselme boyunca itici ivmesindeki artış ve azalmalar iticinin yukarı stroğundaki hızının değişim oranını verir. İtici ivmesi başlangıçta hızla artar sonra daha yavaş artmaya başlar ve en üst seviyeye ulaşır, bu durum hızın yükseldiği kısımda çakışma noktasına kadar devam eder. İtcinin yukarı hareketinde hız maksimum değerine ulaşınca kadar, ki bu nokta kam profilinin çakışma noktasına tekabül eder, ivme sıfıra doğru artan bir karakterle azalır.

Hız diyagramının azalan tarafındaki çakışma noktasında itici ivmesi başlangıçta hızla azalır, daha sonra da yavaşça en düşük ivme değerine ulaşır. Sonuçta itici yükselmesindeki ivme düşüşü, itici en üst konumuna kadar, ivme düşüşünün sıfır olduğu noktaya erişinceye kadar artar.



Şekil 3.11: Sikloidal kam karakteristiği

Sikloid profil karakteristikleri başlangıçta düşük ve sonda artan bir yapı verir ve bu kam profilinin, çok ufak toleranslarda çalışan teçhizatlar olmadığı sürece kullanılması güçtür.

Ani yükselme sırasında itici atalet momenti pozitif bir darbe kuvveti oluşturur ve bu aralığın ortasına kadar dik yükselerek ikinci yarıda sıfıra kadar düşer. Çakışma noktasından sonra itici ataletinin pozitif darbe kuvveti, hız maksimuma yaklaştıkça, negatif bir kuvvete dönüşür. Bekleme bölgesi ile çakışma noktasının ortasında negatif kuvvet en büyük değerine ulaşır ve en üst noktada sıfır olur.

Buradan, iticinin açılma yüksek eğim bölgesinin başına yaklaştığında, pozitif darbe kuvvetinin hemen ortaya çıktığı fakat hemen artmadığı görülür. Kapanma yüksek eğim bölgesinin sonuna doğru da itici ataletinden kaynaklanan pozitif darbe kuvvetinin hızla, fakat ani değil, sıfıra düştüğü görülür.

Benzer şekilde itici açılma bölgesinin sonuna yaklaştığında ve kapanma bölgesinin başında, negatif karakteristikte olan atalet hızla sıfıra doğru ilerler ve daha sonra geri dönüş stroğunda da aynı oranda azalma oranı artar.

Bunun yanında, itici atalet kuvvetlerinin pozitiften negatife değişimi, çakışma noktasında sıfırdan geçerek yumuşak ve kademeli bir geçiş yapar.

Sikloid kam profili, açılma ve kapanma yüksek eğim bölgelerinde, başlangıç ve sondaki darbe yüklerini en aza indirir ve duraklama bölgelerinde yay kontrolünün kolayca yapılmasını sağlar.

3.3.6 Sinüs Dalgalı Kamlar: (şekil 3.12)

Diğer profillerde olduğu gibi sinüs dalgalı kam eğrisi de itici yükselmesinin başında bir içbükey eğri ile başlar ve hızı maksimuma ulaştıracak şekilde artar. Bu noktadan sonra profil dışbükey bir hal alır ve en st konuma yaklaştıkça sıfıra gidecek şekilde azalır.

İtici yüksek eğim bölgesinde itici $L = -a_1 \sin b_1 \theta + c\theta$ ifadesine göre ve ikincisinde de $L = a_2 \sin b_2 \theta$ ifadesine göre hareket eder.

Burada, L: İtici kalkma miktarı

θ : kam milinin açısal hareketi

a_1, a_2 : birinci ve ikinci yarı sinüs eğrilerinin genliği

b_1, b_2 : birinci ve ikinci aralıkta kam milinin dönmesi başına periyod sayısı

c: birinci bölgeye göre negatif yarım periyodluk sinüs eğrisine eklenecek eğim sabiti

Çakışma noktasına kadar olan ilk bölgede, itici ivmesi en st düzeye kadar yükselir ve daha sonra maksimum hıza erişildiğinde, sıfıra doğru düşer. Çakışma noktası ile en st konum arasındaki ikinci bölgede iticinin ilerleme hızı sabit bir konuma kadar artan bir oranla düşer.

Sinüs eğrili kam profilinin çakışma noktasındaki geçişi  eğrili, sabit ivmeli ve basit harmonik hareketli kamlara nazaran daha düzdür. Bunlarda bu bölge daha yuvarlaktır.

İticinin pozitif hızı önce dik olarak artar, sonra çakışma noktasında en st değere ulaşarak döner. Daha uzun olan bu bölgede itici hızı sıfıra doğru yavaşça düşer ve en st konumda sıfır olur. En yüksek geri dönüş hızına dönüş çakışma noktasına ulaşıncaya kadar itici dönüş stroğunda negatif bir değer alır. En sonunda, itici, kapanma yüksek eğim bölgesinde, itici hızı daha yüksek oranda azalmaya başlar ve sıfıra ulaşır.

İvmenin bir zaman aralığı veya kamın açısal ilerlemesine göre türevi olduğu

gözönüne alınacak olursa, iticinin oluşturduğu atalet kuvvetinin kam profilinin herhangi bir noktasında, yukarı veya aşağı hareket eden itici ivmesinin tatbik zamanına bağlı olduğu görülür.

Görüldüğü gibi, açılma ve kapanma yüksek eğim bölgelerinde, itici pozitif ivmelerindeki artma hızla artan bir kavis yapar ve iticinin pozitif darbe atalet kuvvetini gösterir. Tersine çakışma noktalarının diğer taraflarında itici negatif sıçrama yapar. Bu nedenle açılış ve kapanış duraklama bölgeleri boyunca iticinin ivme düşüşü boyunca oluşan atalet kuvvetleri, en üst noktada maksimum olacak şekilde yavaşça artar ve daha sonra kapanma duraklama bölgesinde benzer şekilde aynı oranla sıfıra iner.

Yine de bu kamlar kabul edilebilir açılış ve kapanış sıçrama yüklerine sahiptirler ve yükselme ve alçalma duraklama bölgeleri arasındaki geçişteki sıçrama atalet kuvvetleri nispeten düşüktür ve yüksek motor hızlarında iyi bir yay kontrolü yapılabilir.

3.3.7 Kam Düzeltme Eğimleri:

Günümüzde bir çok kamda, açılış ve kapanış yüksek eğim bölgelerinin sırasıyla başında ve sonunda, temel daire ile ilerleme bölgesi arasında düzeltme eğimi adı verilen bölgeler bulunur.

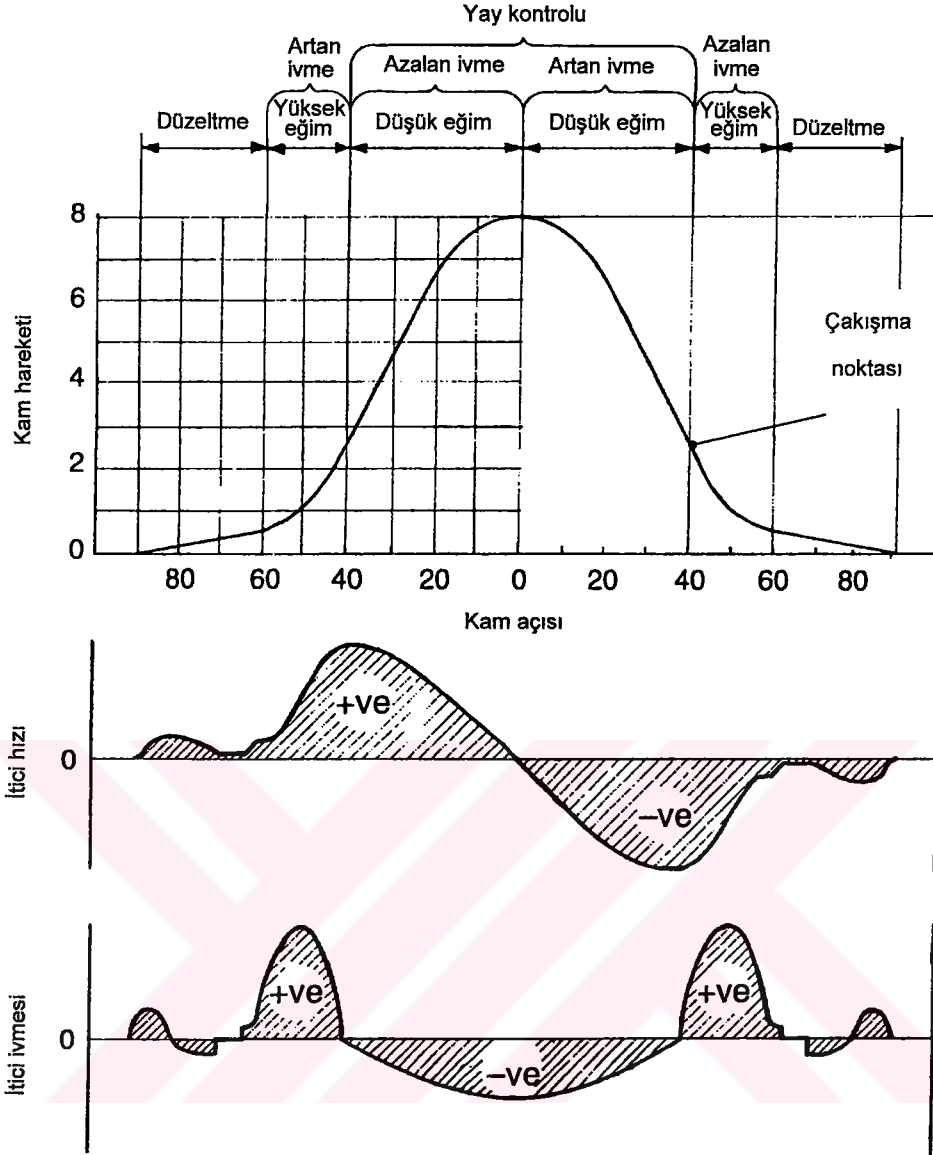
Bu düzeltme eğiminin amacı, itici boşluğunun kamın bu bölgesinde düzeltilmesi ve her zaman ilk hareketin aynı anda başlamasını sağlamaktır.

Neticede, itici boşluğu alınınca ilerleme hareketi en az sıçrama ile başlatılmış olur.

Supap hareket mekanizmasındaki sıcaklığa bağlı uzama ve kısalmalardan (genleşme-büzülme), ayar bozukluklarından kaynaklanan boşluklar nedeni ile ilerleme bu bölgenin ortalarında başlayabilir, daha erken yada daha geç temas sağlanabilir ancak bu yine bölge içerisinde kalır.

3.3.7.1 Sabit Hızlı Düzeltme Eğrileri:

Bu basit düzeltme eğrileri düzgün yükselme ve düşüş gösteren eğrilerdir, dolayısı ile de itici yükselmesindeki açısal yerdeğişimi aralığında sabit bir hıza sahiptirler, fakat bunlar iticinin boşluk dairesinden eğime geçişinde ani yüksek ivmeler oluştururlar.



Şekil 3.12: Sinüs dalgalı kam karakteristiği

Bu eğrilerin açıları kam mili açısına oranla 0,0125 ile 0,035 mm.'lik bir aralıktadırlar ve toplam meğil 0,5 ile 0,65 mm. arasındadır. Bu maksimum eğim kam milinin 20° ile 50° yer değiştirmesine tekabül eder.

Kendiliğinden çok küçük fakat sabit boşlukları düzelten bir hidrolik itici mekanizması kullanılmışsa daha düşük eğim yükseklikleri kullanılabilir, bu değer açılma bölgesinde 0,08 mm. ve kapanma bölgesinde 0,25 mm. olabilir.

3.3.7.2 Değişken Hızlı Düzeltme Eğrileri: (Şekil 3.13-3.14)

Düzeltme eğrisi ile harekete geçirilen bir iticide boşluk değişken hızla alınır. İtici ilerleme hızı daha sonra, bütün boşluklar alınıp supap belirli bir hızla harekete başlayınca, bu düzeltme eğrisinin yaklaşık üçte birine tekabül eder, aniden düşer.

Boşluğun alınması ve başlangıç düşük hızından yüksek eğim profiline geçiş iki kademededir. Birincisi, eğimin yükselmeye başladığı sabit hız bölgesidir. İkincisi ise yükselmenin düşük olduğu sabit hız eğim kısmının, dik yükselmenin başladığı yüksek eğim bölgesine birleştiği sabit ivme bölümüdür.

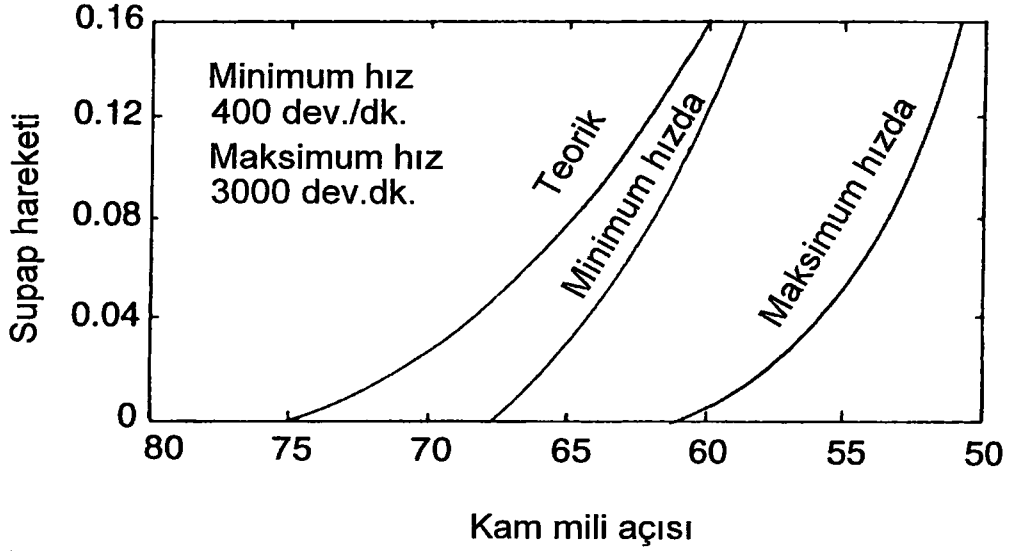
Düşük motor hızlarında boşluk, sabit hız aralığının başında, sabit hız aralığını kapsayan çok ufak bir yükselmenin başlamasıyla, karşılanır ve bundan sonra sabit ivme aralığına geçilir. Boşluğun giderildiği kısmın daha düşük hız ve ivmeye sahip bölgeden geçen itici yüksek eğim bölgesinde, çok daha büyük yükselme değerlerine maruz kalır.

Motor hızı arttığında, supap mekanizması supap sistemindeki ataletlerden dolayı aşırı şekilde basılır ve gerilir. Dolayısı ile, itici ilerlemesinin başlangıcında, sabit hız eğim eğrisi aralığında artan bir etkiyle geri çekilir. Neticede, eğimin sabit hız kısmındaki efektif kaldırma aralığı daha da kısalır ve hatta itici supap mekanizmasının basma çökmesi karşılanana kadar, ilerlemeye başlamaz ancak hala düşük sabit hız bölgesi içindedir.

Bununla birlikte itici yükselmesinin başı ve sonu ve açılma, kapanma düzeltme eğrilerindeki düşüş geçişi her zaman motor hızına bağlı olarak benzer şekilde düşük hızlarda gerçekleşecektir.

3.3.8 Supap Zamanlaması:

Supap açılma ve kapanmasının, açılma, kapanma düzeltme eğrilerinin, yüksek eğim bölgeleri ile çakıştığı bölgede gerçekleştiği kabul edilir. Supap zamanlaması, itici boşluğunun yaklaşık olarak düzeltme eğrisinin orta kısmında tamamlanacağı şekilde ayarlanır. Bu da kamın 10° ile 20°'lik bir açısal ilerlemesine veya iticinin yüksek eğim bölgesine girmesinden hemen önceye tekabül eder. Fakat gerçekte düzeltme eğimi aralığının çok ufak alınması nedeni ile bu gerçekleşmez.



Şekil 3.13: Kam açısı

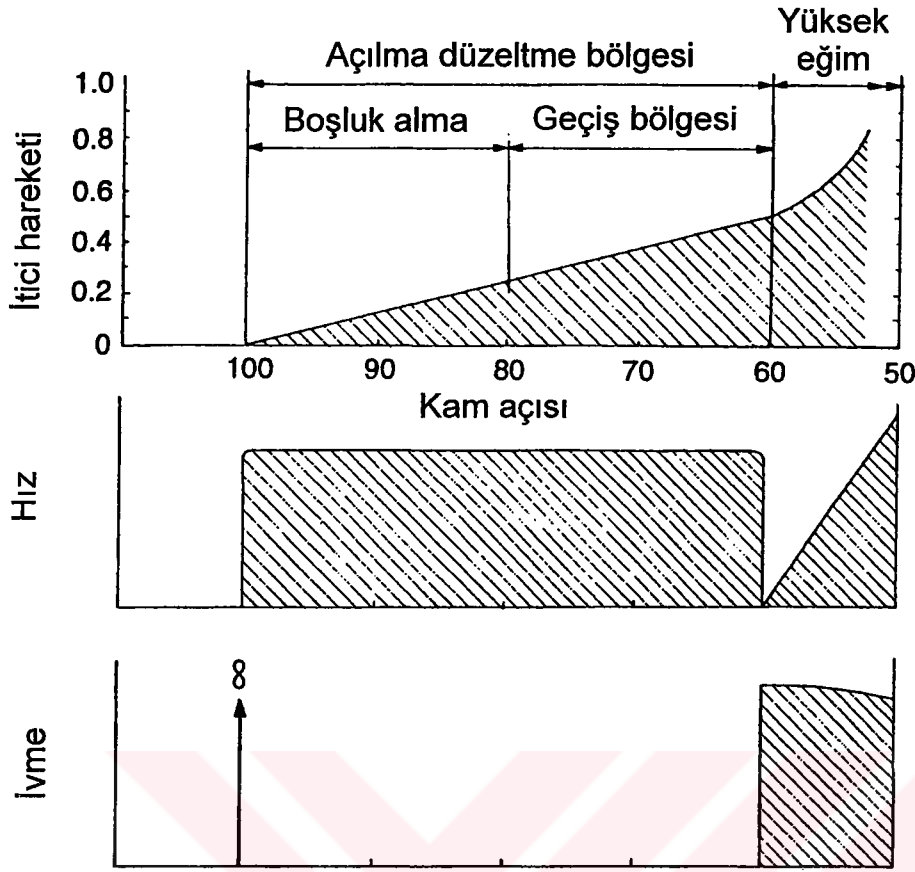
Dolayısı ile supap açılması ve kapanması sırası ile yüksek eğim açılma bölgelerinde meydana gelir. Bunun nedeni yüksek eğim bölgesi ve düzeltme eğrisinin ortasında, supabın açısal hareketle açılıp kapanması 0,15-0,25 mm.'den büyük bir aralıkta olmaz ve bu erken hareket veya ateşleme ve egzost periyodlarının gecikmesi nedeni ile hava girişini ve gaz oluşumunun etkinliğini fazlasıyla etkiler.

Neticede, supaplar kam açısıyla orantılı hareket ediyorsa, düzeltme bölgesinde itici boşluğu alınarak gerçek açılma noktasının tesbitindeki hatalar, zamanlamayı gerçekleştirebilmek için motor imalatçıların daha geniş itici boşlukları bırakmalarına neden olur. Bu nedenle itici zamanlama boşluğu, supabı açacak, kamdaki en düşük ileri açısal hareketin olduğu yüksek eğim bölgesinin başında, boşluğun alınacağı şekilde seçilir. Gerçekte supabın açılmaya başladığı nokta iticinin sertleştiği noktaya kadar itilmesi ile tesbit edilebilir.

Supap zamanlaması kontrol edilip ayarlandıktan sonra, ayarlanan supap itici boşluğu yeniden normal çalışma boşluğuna getirilir.

3.3.9 Supap Mekanizması Atalet Kuvvetleri; Kam Profili ve Yay Kontrolü İlişkisi:

Supap mekanizmasının her bir parçası pozitif veya negatif atalet kuvvetlerinin oluşmasına neden olur. Pozitif kuvvetler genellikle kam iticisini kama doğru basan kuvvetler olarak alınırlar, negatif kuvvetler ise bunları ayırmaya çalışan kuvvetler olarak kabul edilirler.

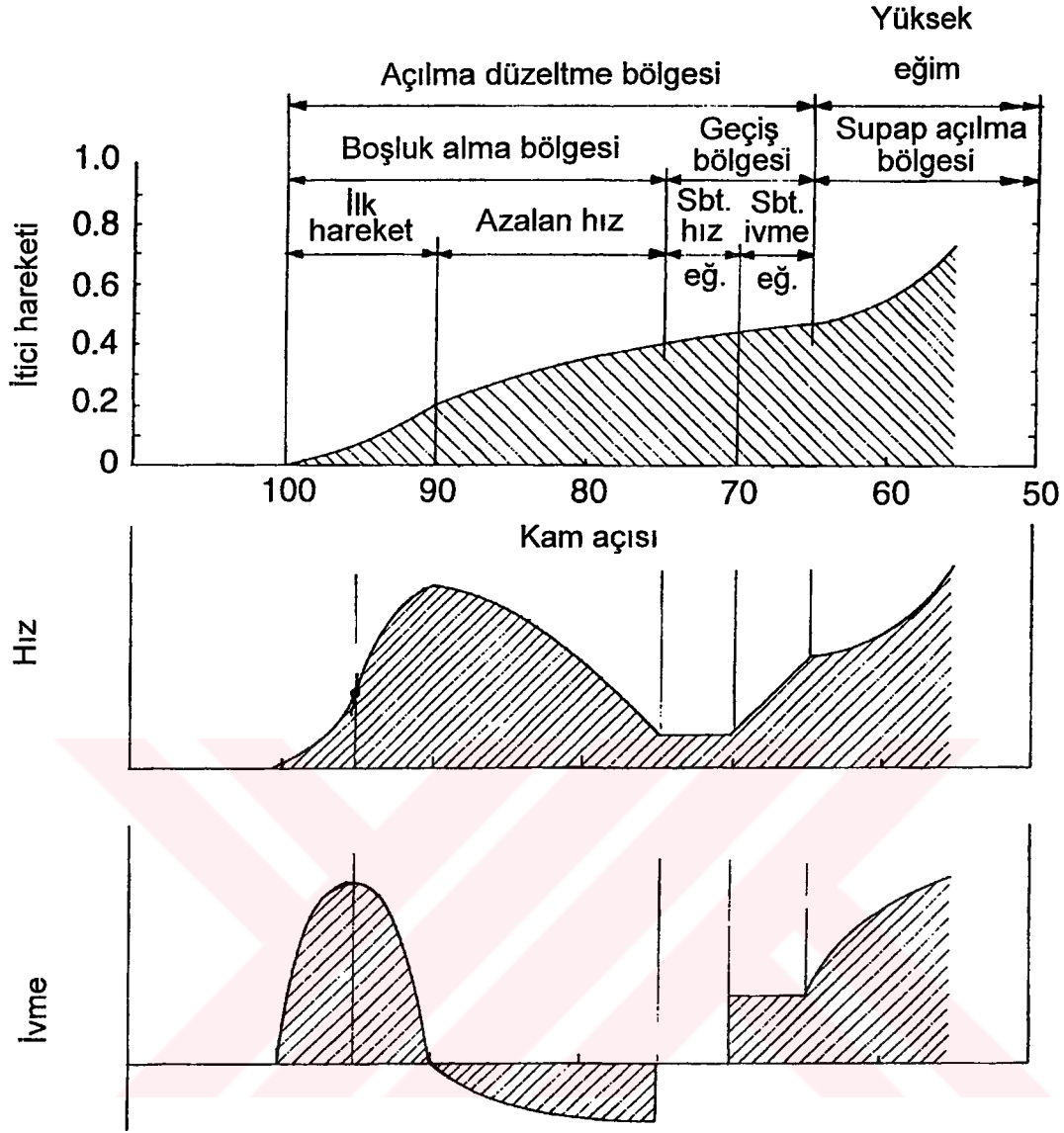


Şekil 3.14: Sabit hız eğrisi

Bu nedenle, supap geri dönüş yayıyla karşılanmaları gerektiğinden negatif kuvvetler daha fazla önem kazanırlar. Negatif atalet kuvvetleri büyük değerlere ulaşırlar ise, istenmeyen sıçrama durumunu karşılayabilmek için daha sert yaylar kullanılması gerekecektir. Ancak bu yay kuvveti, pozitif ivme artışı ve azalması sırasında da kam ve iticideki gerilmeleri artıracak şekilde atalet kuvvetlerine eklenir ve aşırı şekilde yüklenen kam ve itici temas yüzeylerinde aşınma ve tahribata neden olurlar.

İtici hareketi, yukarı hareket bölgesinin ilk yarısında ve aşağı hareket bölgesinin ikinci bölgesinde, sadece atalet kuvvetleri ile kontrol altında tutulurlar ve açılma ve kapanma sırasında itici teması supap yayının sertliği ile sağlanır.

Yüksek eğim bölgesinde, itici ilk hareket ivmesi için gerekli enerjinin, ivmenin azaldığı gecikme bölgesinde açığa çıkan enerji ile aynı olması gereklidir. İtici alçalma ve yükselmesinde absorbe edilen enerjiyi temsil ettiğinden, ivmenin artma ve azalması nedeni ile diyagramda sıfırın altında ve üstündeki bölgelerin eşit olması gerekir.



Şekil 3.15: Değişken hız eğimi

Supapların düzgün çalışmasını sağlamak için iki temel şartın sağlanması gerekir.

- 1) Silindirlerin besleme ve egzostunu en üst düzeyde gerçekleştirebilmek için supap açılma ve kapanmasının en hızlı şekilde gerçekleştirilmesi,
- 2) Supap yay kuvvetinin en aza indirilmesi için yukarı harekette, itici en üst konuma yaklaştıkça daha düşük ivme düşüşü ve aşağı hareketin başında düşük bir ivmenin sağlanması.

Supap açılma ve kapanma periyotlarında, yüksek eğim bölgesinin kısaltılması ve gecikme bölgesinin arttırılmasıyla bu kısmen sağlanabilir.

Dolayısı ile açısal gecikme aralığını, yaklaşık yüksek eğim bölgesinin iki misli

yapacak şekilde, çakışma noktası kaydırılır. Bu şekilde itici, daha büyük başlangıç yüksek eğim ivmesi ve bitiş yüksek eğim düşüşüne maruz kalarak supabın daha hızlı açılıp kapanmasını sağlar. Aynı zamanda kam gecikme bölgelerindeki daha düşük ivme artış ve azalması sayesinde, iticinin kam eğrisi ile olan teması nispeten daha ufak supap yayı kuvveti ile sağlanacaktır.



4.MODELİN OLUŞTURULMASI

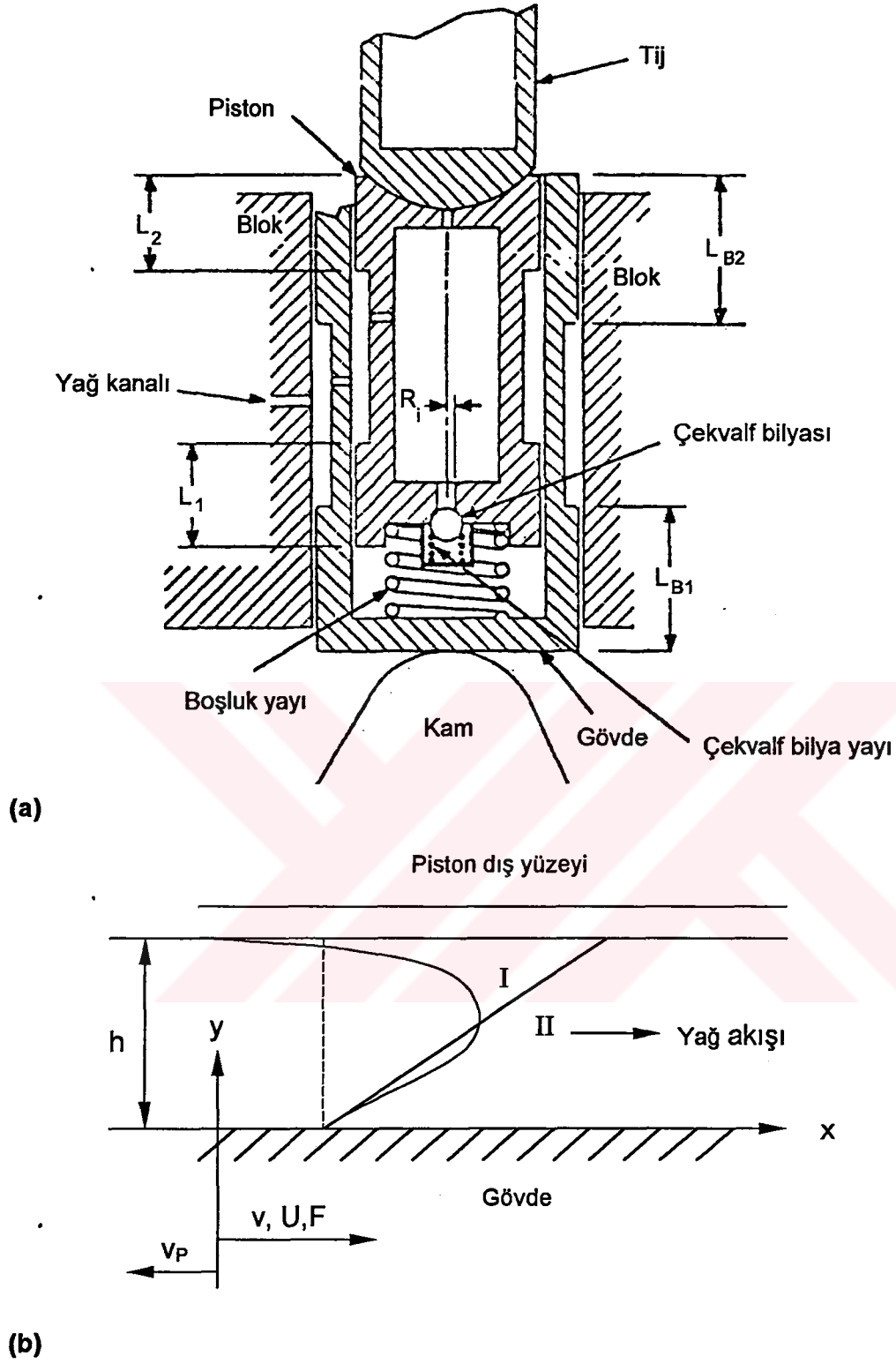
4.1 Hidrolik İtici Sisteminin Tanıtımı:

Hidrolik supap iticisi (boşluk ayar sistemi) bir motorun supap mekanizmasındaki boşlukların alınması amacıyla geliştirilmiş bir sistemdir. Bu sistem sayesinde supap gürültüsü azaltılırken supap zamanlaması iyileştirilir ve bakım ihtiyacı azalır. Hidrolik itici sistemler birçok değişik tipte dizayn edilirler, bazılarında hem gövde hem de piston hareketli yapılırken (iki serbestlik dereceli sistemler), bir kısmında gövde sabit piston hareketli olabilmektedir (bir serbestlik dereceli sistemler)[17-21].

İncelemede standart bir hidrolik itici sistemi ele alınmıştır. Bu sistem gövde ve piston olmak üzere iki ana parçadan meydana gelir; kamla temasta olan gövde, yağlanmış motor bloğu içerisinde hassas tolerans ile hareket edebilmektedir. Silindirik piston kısmı ise yağ doldurulmuş gövde içerisine yine hassas toleranslarla yerleştirilmiştir ve ilerleme yapabilmektedir. Yağ, gövde ve pistonun yanlarındaki deliklerden, motor bloğu üzerindeki kanallar vasıtasıyla sağlanır (Şekil 4.1).

İtici, kam ve tiji arasında tek yönlü mekanik bağ kuracak ve sadece basma sırasında sertleşecek şekilde dizayn edilmiştir. Kam yüzeyinin yukarıya doğru hareketi itici gövdesi tarafından gövde içinde bulunan yağa iletilir, yağın sıkışmasıyla piston ilerlemeye başlar ve tiji dolayısıyla tüm supap mekanizmasını tahrik eder. Kam profili temel daireye geri döndüğünde, basma yükünün kalkması ile kaçakları karşılamak için itici, kendisi ve piston arasında bulunan ön gerilmeli boşluk yayının kuvveti ile pistonu göre aşağı yönlü izafi harekete başlar ve hazne içerisinde meydana gelen negatif basınç etkisi ile pistonun alt kısmına yerleştirilmiş bir bilyalı çekvalf vasıtası ile yağ hazneyi doldurmaya başlar.

Genellikle hidrolik iticinin, supap sisteminin maksimum basma yükü altında, boşluk oluşturmadığı düşünülür. Ancak pratikte yük altında iki şekilde yağ kaçağı meydana gelir.



Şekil 4.1: İtici sistemi (a) ve piston-gövde arasındaki akış (b)

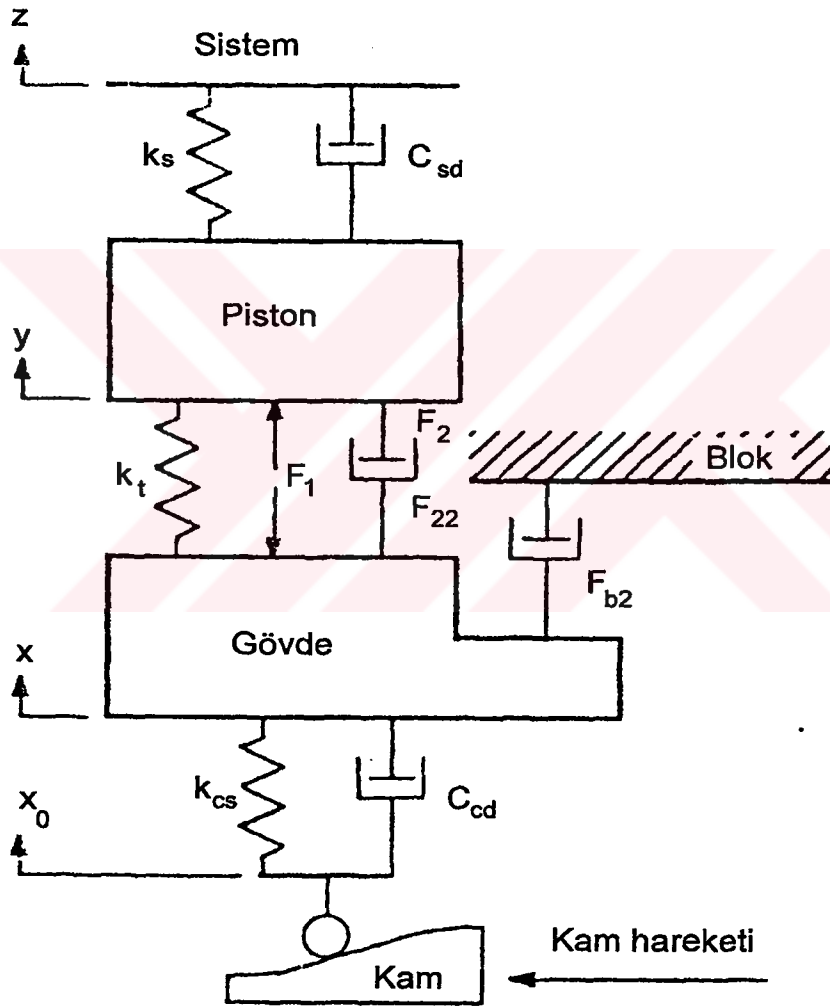
Piston ile gövdenin cidarları arasındaki ufak deliklerden itici haznesinin dışına doğru, basma sırasında akış başlar ve pistonda kaçak (leakdown) meydana gelir. İkincisi ise, haznedeki yağın sıkışması ve itici gövdesinin basma elastikiyeti nedeniyle ek bir sıkışma ortaya çıkar. Fakat itici gövdesinin elastikiyetinden

kaynaklanan etkinin düşük olması nedeniyle bu ihmal edilebilir. Bu tip çalışmalarda genellikle yüksek hızlı otomobil supap mekanizmalarının dinamik inclemesinde, hidrolik supap iticilerindeki yağın sıkıştırılabilme etkisi hesapta ortaya çıkardığı zorluklardan dolayı ihmal edilmektedir. Bu durumda modellerde itici haznesindeki yağın sıkıştırılabilirliği ihmal edildiğinden itici pistonda oluşması gereken sıkışma direnci büyük bir viskoz sönüm katsayısı ile karşılanır. Sonuçta supap mekanizması için belirli diferansiyel denklemler elde edilebilir ise de hassas nümerik değerlere ulaşılması zorlaşır[22-23]. Daha önemlisi yüksek hızlarda çalışan motorlarda, yağın hava alması nedeniyle bulk modülünde düşme meydana gelir. Yüksek hızlı motorların konstrüksiyonunda, otomotiv dizaynında genel olarak yüzde birlik hacimsel hava miktarı kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalır.

Bu çalışmada bir supap itici, takipçi sisteminin iki serbestlik dereceli modeli ele alınarak sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkan kabulleri ile sistemin simülasyonu, piston ve gövde hareketlerinin istenilen supap hareketlerini sağlayacak şekilde ayarlanmasına çalışılmıştır. Elde edilen üçüncü derece non-lineer diferansiyel denklem Matlab programı ile yardımcı programlar kullanılarak farklı metodlarla çözülmüş ve aynı sonuçlar elde edilmiştir. Sıkıştırılamaz akışkan kabulü yapılarak Newtonyen akışkan için yapılan çözümde ise denklem ikinci dereceden lineer bir forma girmiş ve çözüm bu şekilde elde edilmiştir. Çalışmada gerçeğe uygun değişik bulk modülü ve yağ viskozite değerlerinde sonuçlar elde edilerek sistemde meydana gelen değişiklikler incelenmiştir. Sıkıştırılabilir akışkan kabulü sadece yağ haznesi için yapılmıştır. Gövdeler arasında hareket eden yağın sıkıştırılabilirliği, basınç haznesine göre itici gövdesinin sıkışması ihmal edilmiştir. Ayrıca radyal boşluğa oranla gövde ve piston boyutlarının çok büyük olması nedeniyle akışın iki paralel plak arasında laminar akış olarak kabul edilmesi mümkündür. Bu sayede hesaplarda dar yataklar için geçerli Reynolds ifadesi kullanılmıştır. Motor yağ kanallarındaki yağın basıncı modelde hesaba katılmamıştır, bunun nedeni yağ kanallarından geçerek gövde ve piston üzerindeki ufak deliklerden geçen yağın basıncının ihmal edilebilir boyutlara düşmesidir.

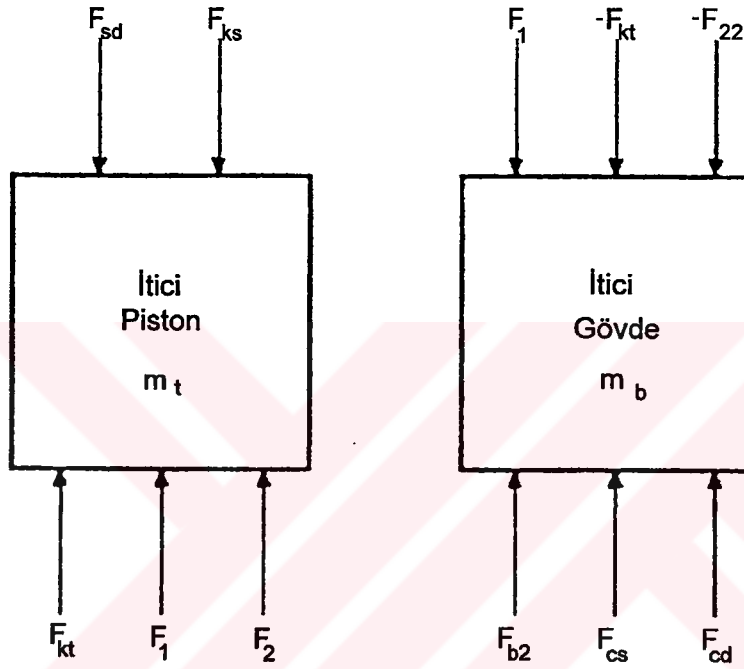
Şekil 4.2'de de görülebileceği gibi gövde ve piston kütleleri dengelenmiş ve merkezlenmiş kabul edilmektedir ve tüm kuvvetler, moment oluşturmayacak şekilde eksene indirgenmişlerdir. Gövde ve piston arasındaki sürtünme bir sönüm elemanı ile temsil edilmiştir. İtici haznesindeki basınç nedeni ile F_2 ve F_{22} sürtünme kuvvetlerinin büyüklükleri farklıdır. Gövde ve blok arasındaki sürtünme ek bir sönüm elemanı ile temsil edilmiştir. Gövde-kam ve piston-sistem arasındaki temas kuvvetleri lineer yay ve sönüm elemanlarına indirgenmiştir. İtici haznesindeki yağ basıncı da bir kuvvet olarak etkilemektedir.

Şekil 4.3'de piston ve gövdenin serbest cisim diyagramları verilmiştir. Gövde ve pistonun ilerlemeleri sırasıyla x ve y olarak gösterilmiştir. Sistemin z ile ifade edilen kütesiz bir ilerleme yaptığı kabul edilmiştir ve supap sistemini tahrik etmektedir. Aynı şekilde gövdeyi tahrik eden kam profilinin ilerlemesi x_0 olarak verilmiştir. Bu çalışmada temas esnek olmayan eşdeğer düz yüzeyli itici ilerlemesi kabulü yapılmıştır. Oluşturulan modelde hidrolik itici sistemi iki çeşit hareket yapmaktadır. İtici yeterince sıkıştığında pistonun altında bulunan çekvalf, çekvalf bilyasını iten ufak bir yayın ve basınç haznesinin iç basıncıyla kapanmaya zorlanır.



Şekil 4.2: Model

Bu durumda haznedeki yağın sıkıştırılabilir olduğu kabul edilir. Dış yük arttığında, piston ve gövde birbirlerine doğru hareket ederler ve yağ sıkıştırılır. Bu sırada, bir miktar yağ piston ve gövde arasındaki ufak delikten sızar. Bu nedenle piston, basınç altında sıkışma ve kaçak nedeniyle gövdeye göre izafi hareket yapar ve daha sonra ancak sıkışma etkisi geri kazanılabilir. Bu durumda yağ yay etkisi



Şekil 4.3: Sisteme etki eden kuvvetler

gösterir ve aralıktaki akışkan sürtünmesi nedeniyle de bir sönüm oluşur.

Dış yük azalmaya başlayınca yayın etkisi ile kaçan yağdan kaynaklanan ilerlemeyi geri kazanmaya çalışır. Yük azaldıkça, hazne içinde bulunan yay piston ve gövdeyi, basınç haznesi basıncı belirli bir değere ulaşıncaya kadar ayrılmaya zorlar. Bir noktada, çek valfe etki eden basıncın oluşturduğu kuvvet pistonun ivmelenmesinden kaynaklanan çekvalf bilyasının atalet kuvvetiyle birleşerek, yaydaki kuvvetin üzerine çıkar ve çekvalf açılır. Bu noktadan sonra ikinci aşama başlar ve gövde ve piston aralarındaki yayın etkisiyle birbirlerinden uzaklaşmaya

başlarlar ve ilk aşamada kaçan yağı geri kazanacak şekilde içeriye yağ akışı başlar. Ayrıca bu sırada yağ sürtünmesi artmaya devam eder.

Bu halde, piston ve gövdenin birbirlerine göre hareketlerinden kaynaklanacak basınç farklarının haznenin içine doğru yağın akışı nedeniyle engellendiği ve haznedeki yağın sıkıştırılamaz hal aldığı kabulü yapılmıştır. Çekvalf açıldığında, yağ akışından dolayı bilyada oluşan kuvvetler dikkate alınmamıştır.

Tüm bu farklılıklardan dolayı bu iki hal için ayrı diferansiyel denklem takımları oluşturulmuştur. Bulunan sonuçlar birbiri ardına gelen bu haller için başlangıç şartı diğer fazın bitiş şartı olarak alınarak çözüme gidilmiştir.

4.2 Modelin Oluşturulması

4.2.1 Bulk Modülü Etkisi:

Bir akışkanın yoğunluğu basınç ve sıcaklığın fonksiyonudur ve bu fonksiyon durum denklemi olarak adlandırılır. Sıvılar için durum denklemi matematiksel olarak fizik prensiplerinden türetilemez. Ancak gazlar için kinetik teori bir durum denklemi verir. Sıvılarda yoğunlukta, basınç ve sıcaklıkla oluşan, değişim düşük olduğundan, yaklaşık bir yöntemle iki değişkenli Taylor serisinin ilk üç terimi kullanılabilir. [24]

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T (P - P_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P (T - T_0) \quad (4.1)$$

Burada ρ : yoğunluk, P : basınç, T : sıcaklıktır. ρ_0 , P_0 , T_0 ise sıvı için başlangıç değerleridir.

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{1}{K} (P - P_0) - \alpha (T - T_0) \right] \quad (4.2)$$

Şeklinde yazılabilir.

$$K = \rho_0 \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_T \quad \text{ve} \quad \alpha = - \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (4.3)$$

Bu ifade sıvılar için lineerleştirilmiş durum denklemi olarak isimlendirilir. Yoğunluk, basıncın artışı ile artar ve sıcaklığın artışıyla düşer. Yoğunluk ağırlığın hacime bölümü olduğundan yukarıdaki ifadeler şu şekilde yazılabilir.

$$K = -V_0 \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T \quad (4.4)$$

$$\alpha = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \quad (4-5)$$

Burada V sıvının toplam hacmi, V_0 ise toplam başlangıç hacmidir.

K değeri sabit sıcaklıkta basınç değişiminin hacim değişimine oranıdır ve bulk modülü (izotermal bulk modülü) olarak adlandırılır.

Bulk modülü sıvının içine havanın girmesiyle hızla azalır ve bu değer hidrolik sistemin dinamik performansına etki eden en önemli özelliktir ve sıvının sıkıştırılabilirliğini belirler.

α değeri sıcaklıktaki değişim ile hacim değişimini ifade eder ve kübik genleşme katsayısı olarak adlandırılır.

Adyabatik bulk modülü de (K_a) tarif edilebilir ve adyabatik ve izotermal bulk modülleri aşağıdaki şekilde orantılıdır.

$$K_a = \frac{C_p}{C_v} K \quad (4.6)$$

Burada C_p/C_v spesifik sıcaklık oranıdır. Sıvılarda bu değer etkisi çok düşük olduğundan adyabatik ve izotermal bulk modülleri arasındaki fark azdır ve özellikle sıvının hava alması ve mekanik sıkıştırılma durumlarında daha da belirginleşir.

Viskozite de sıvılar için önemli bir özelliktir. Hidrodinamik yağlamada ve diğer birçok tatbikatta viskozite değeri büyük önem taşır. Birçok hidrolik cihazda hassas toleranslar kullanılır. Akışkanın viskozitesi çok düşük olduğunda kaçaklar artar, viskozite yüksek olduğunda da sıvı sürtünmesinden kaynaklanan kayıplar nedeni ile verim düşer. Viskozite sıcaklıkla değiştiği için, viskozite değeri sıcaklık ile birlikte verilir.

Bir piston silindir sisteminde viskozite Newton tarafından radyal boşluk (h) için belirlenmiştir. Newton izafi hareket için gerekli kuvveti sıvının iç sürtünmesi veya sürtünme direnci, hız ve temas alanıyla doğru orantılı ve film kalınlığıyla ters orantılı olarak ifade etmiştir.

$$F = \mu A \frac{\dot{x}}{h} \quad (4.7)$$

Burada μ mutlak viskozite olarak ifade edilir. Bu durumda $A=\pi DL$ olduğunda,

$$F = \frac{\pi DL \mu}{h} \frac{dx}{dt} \quad (4.8)$$

elde edilir.

Verilen bir sıcaklıkta viskozite sabit ise bu akışkana Newtonyen, sürtünme ile değişiyorsa Newtonyen olmayan akışkan adı verilir. Birçok akışkan Newtonyen tanımına uyar.

Kinematik viskozite, mutlak viskozitenin yoğunluğa oranı olarak verilir ve kolaylıkla ölçülebilir.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.9)$$

Viskozite sıcaklıkla yüksek oranda değişim gösterir. Ancak basıncın etkisi daha düşüktür. Bu değişim için:

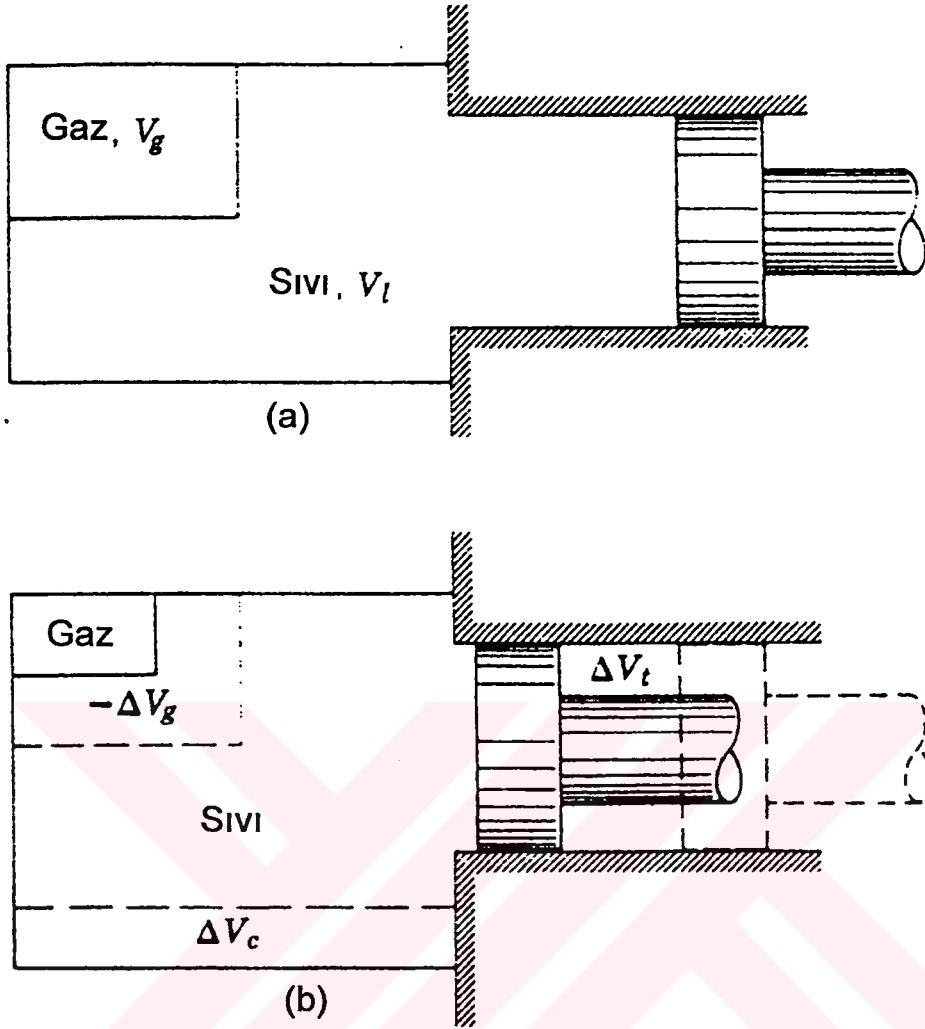
$$\mu = \mu_0 e^{-\lambda(T-T_0)} \quad (4.10)$$

ifadesi kullanılabilir.

Burada μ : T sıcaklığındaki viskozite değeri,
 μ_0 : T_0 sıcaklığındaki viskozite referans değeri,
 λ : Sıvı sabiti,
T: Sıcaklık

dır.

Sıvının yay etkisi ve mekanik parçaların kütlelerinin etkisi ile hidrolik sistemlerde bir rezonans meydana gelir ve dinamik performansı etkiler. Sıvının yay katsayısı bulk modülü değeri ile ifade edilir. İçine aldığı hava ve mekanik şartlarla sıvının bulk modülü düşer. Esnek bir kabın gaz ve sıvı karışımı bir akışkanla doldurulduğu kabul edilirse, durum Şekil 4.4'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 4.4: Bulk modülü; esnek haznede gaz-sıvı karışımının basınç altındaki davranışı

Sıvı içerisinde erimiş havanın bulk modülüne etkisi düşüktür.[24] Başlangıçta toplam hacim V_t yazılırsa:

$$V_t = V_l + V_g \quad (4.11)$$

Burada V_l ve V_g başlangıçta sırasıyla sıvı ve gazın hacimleridir. Piston sola doğru hareket ettiğinde sıvıda ΔP oranında bir basınç artışı meydana gelir. Şekilde de görüldüğü gibi başlangıç hacminde bir azalma meydana gelir.

$$\Delta V_t = -\Delta V_g - \Delta V_l + \Delta V_c \quad (4.12)$$

Burada g, l, ve c indisleri sırasıyla gaz, sıvı ve kabı temsil ederler. Efektif (toplam) bulk modülü ifadesi yazılırsa:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{\Delta V_t}{V_t \Delta P} \quad (4.13)$$

ve ifadeler yerlerine yazıldığında:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{V_g}{V_t} \left(-\frac{\Delta V_g}{V_g \Delta P} \right) + \frac{V_l}{V_t} \left(-\frac{\Delta V_l}{V_l \Delta P} \right) + \left(\frac{\Delta V_c}{V_t \Delta P} \right) \quad (4.14)$$

elde edilir ve sıvının bulk modülü:

$$K_l = -\frac{V_l \Delta P}{\Delta V_l} \quad (4.15)$$

gazın bulk modülü:

$$K_g = -\frac{V_g \Delta P}{\Delta V_g} \quad (4.16)$$

Bu ifadelerdeki negatif işaret basınç artışıyla hacimdeki azalmayı ifade eder. Toplam hacime oranla kaptaki bulk modülü ifadesi yazılırsa:

$$K_e = \frac{V_t \Delta P}{\Delta V_c} \quad (4.17)$$

İfadeler yerlerine koyularak

$$\frac{1}{K_e} = \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{K_g} \right) + \frac{V_l}{V_t} \left(\frac{1}{K_l} \right) + \frac{1}{K_c} \quad (4.18)$$

Bu ifade esnek bir kap içindeki sıvı gaz karışımının eşdeğer bulk modülünü verir.

İfade V_t 'ye göre çözülerek yaklaşık çözüm:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_l} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{K_g} - \frac{1}{K_l} \right) \quad (4.19)$$

şeklinde elde edilir.

$K_e \gg K_g$ olduğundan,

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_l} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{K_g} \right) \quad (4.20)$$

İfadenin karakteristiği nedeniyle efektif bulk modülü K_e , K_l ve $(V_t/V_g)K_g$ değerlerinden daha düşük olacaktır. Bu paralel dirençler gibi değerlendirilebilir. Buhar veya erimiş hava mevcut değil ise ifade:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_l} \quad (4.21)$$

şeklini alacaktır.

Buradan da görülebileceği gibi Merritt yağa karışan az miktardaki havanın Bulk modülünü yüzde yetmişe varan oranda düşürebileceğini göstermektedir. Bu şartlarda, Bulk modülündeki bu miktardaki önemli bir değişikliğin, basma yükü altındaki iticinin hareketinde etkili olacağı açıktır.

4.2.2 Valfin Kapalı Konumunda Hareket Denklemleri:

Sıkıştırılmaz akış kabulü ile piston ve gövde arasındaki akışkan hız dağılım ifadesi yazılırsa: (Şekil 4.1 (b))

$$v = U \frac{y}{h} + \frac{1}{2\mu} \left(-\frac{dP}{dx} \right) (hy - y^2) \text{ ve } U = -v_p \text{ için,}$$

$$v_m = v_p / 2 + h^2 / 12\mu \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (4.22)$$

Burada U hareketli parçanın hızı, v_m akışın ortalama hızı, v_p pistonun gövdeye göre hızı, h radyal yükseklik μ yağın vizkozitesi ve dP/dx yağ haznesiyle pistonun orta kısmı arasındaki pistonun basınç gradyanıdır.[4] Radyal boşluktaki akış iki paralel yüzey arasındaki akış kabulü ile:

$$Q = 2\pi R_p h v_m \quad (4.23)$$

R_p piston yarıçapı olarak alınmıştır.

$$Q = -A_p (v_p - v_c) \quad (4.24)$$

Burada A_p pistonun kesit alanı, v_c pistonun, yağın sıkıştırılması neticesinde oluşan basıncından kaynaklanan izafi hızıdır. Bu ifadeler yerlerine koyulup eşitlendiğinde ve $-dP/dx$ için L_1 pistonun alt kısmındaki yataklama yüzeyi olarak alınarak

$$-dp/dx = 12\mu/h^2 \left[\frac{-A_p(v_p - v_c)}{2\pi R_p h} - \frac{v_p}{2} \right] \quad (4.25)$$

Bu ifade hazne içindeki yağın oluşturduğu F_1 piston kuvvetini verir.

$$F_1 = A_p \Delta P = A_p \left[L_1 \left(-\frac{dp}{dx} \right) \right] \quad (4.26)$$

$A_p = \pi R_p^2$ yerine koyularak F_1 için $-dP/dx$ çözümü yapılırsa:

$$F_1 = -\frac{6\mu\pi R_p^2 L_1}{h^3} (R_p + h) v_p + \frac{6\mu\pi R_p^3 L_1}{h^3} v_c \quad (4.27)$$

$$F_1 = -C_{D1} v_p + C_{Dc} v_c \quad (4.28)$$

Burada

$$C_{D1} = \frac{6\mu\pi R_p^2 L_1}{h^3} (R_p + h) \quad (4.29)$$

ve

$$C_{Dc} = \frac{6\mu\pi R_p^3 L_1}{h^3} \quad (4.30)$$

Bulk modülü K ifadesi :

$$dP = -K \frac{dV}{V} \quad (4.31)$$

şeklinde verildiğinde, P haznedeki basınç ve v hacim olmak üzere,

$$dF_1 = -\frac{KA_p}{V} dV \quad (4.32)$$

A_e eşdeğer hazne alanı olarak alınarak, L_c hazne yüksekliği olmak üzere, $V=A_e L_c$ şekline sokulduğunda,

$$dV = L_c dA_e + A_e dL_c \quad (4.33)$$

$da_e=0$ olduğu kabuluyla $dV=A_e dL_c$ 'den

$$dF_1 = -\frac{KA_p}{A_e L_c} A_e dL_c = -\frac{KA_p}{L_c} dL_c \quad (4.34)$$

Burada dL sadece yağın sıkıştırılmasıyla ortaya çıkan değişimi ifade eder, kaçaktan kaynaklanan değişimi kapsamaz. İki tarafı da dt ile bölersek:

$$\frac{dF_1}{dt} = -\frac{KA_p}{L_c} \frac{dL_c}{dt} = -\frac{KA_p}{L_c} v_c \quad (4.35)$$

Buradan da

$$v_c = -\frac{L_c}{KA_p} \frac{dF_1}{dt} \quad (4.36)$$

$$v_c = -\frac{L_c}{KA_p} \frac{dF_1}{dt} \quad (4.36)$$

Çekvalfin kapalı olması halinde F_1 kuvveti için

$$F_1 + \frac{L_c}{KA_p} C_{Dc} \frac{dF_1}{dt} = -C_{D1} v_p \quad (4.37)$$

yazılabilir.

Serbest cisim diyagramındaki kuvvetler yazılarak:

$$F_1 = m_t \ddot{y} + F_{sd} + F_{ks} - F_{kt} - F_2 \quad (4.38)$$

m_t piston kütlelerinin, F_{sd} sistem-piston teması sönüm kuvvetini, F_{ks} sistem-piston teması yay kuvvetini ve F_{kt} hazne yayı önyükünü ifade etmektedir. Pistonun her iki bölgesindeki (alt ve üst) akışkandan kaynaklanan sürtünme kuvveti:

$$F_2 = 2\pi R_p (\tau_1 L_1 + \tau_2 L_2) \quad (4.39)$$

τ_1 ve τ_2 , L_1 ve L_2 ile gösterilen piston alt ve üst yüzeylerinde oluşan gerilmeleri ifade etmektedir.

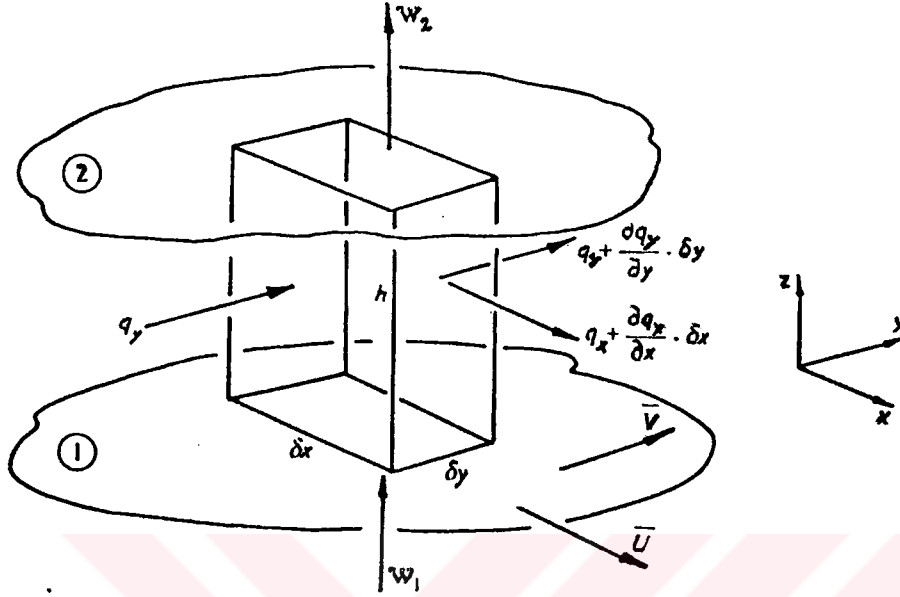
Burada dar yataklardaki Reynolds ifadesi çıkartılacak olursa:

Kısa veya daralan akışlı ve döner yatakların daha rahat incelenmesi için Reynolds denklemi düzenlenebilir. Şekil 4.5'deki şartlar gözönüne alındığında, 1 ve 2 yüzeyleri arasında $\delta x \cdot \delta y$ boyutlarında ve küçük h kalınlığında bir kesit alanı tespit edilmiştir. 2 numaralı yüzeyin yatay bir hızı olmamasına rağmen, dikey bir W_2 hızı olabilir, 1 numaralı yüzey ise sırasıyla Ox ve Oy koordinatlarında $\vec{U}$ ve $\vec{V}$ hızları ve buna ek olarak dikey W_1 hızı olduğu kabul edilir. [25]

Ox eksenindeki birim genişlikteki hacim akış oranı q_x ve Oy ekseninde de q_y olarak gösterildiği takdirde:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \delta x \cdot \delta y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \cdot \delta y \cdot \delta x \quad (4.40)$$

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \delta x \cdot \delta y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \cdot \delta y \cdot \delta x = (W_1 - W_2) \delta x \cdot \delta y \quad (4.41)$$



Şekil 4.5: Dar yatakta hız dağılımı

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (W_2 - W_1) = 0 \quad (4.42)$$

elde edilir.

Burada q_x ve q_y değerleri yerlerine koyulursa:

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \bar{U}h \text{ ve } q_y = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \bar{V}h \quad (4.43)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 12 \left\{ \bar{U} \frac{\partial h}{\partial x} + \bar{V} \frac{\partial h}{\partial y} + (W_2 - W_1) \right\} \quad (4.44)$$

Viskozitenin (η) her noktada sabit olduğu kabulü ile,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 12\eta \left\{ \bar{U} \frac{\partial h}{\partial x} + \bar{V} \frac{\partial h}{\partial y} + (W_2 - W_1) \right\} \quad (4.45)$$

W_2-W_1 yükseklikteki değişimi ifade ettiğinden yerine dh/dt koyulabilir. Ayrıca koordinat sistemi $\bar{V}$ 'yi sıfır yapacak şekilde düzenlenirse:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = 12\eta \bar{U} \frac{dh}{dx} \quad (4.46)$$

elde edilir. Bu ifade iki boyutlu Reynolds ifadesi olarak kabul edilir. Yatağın Oy istikametinde çok uzun kabul edilmesi durumunda, limit sonsuza gider ve q_y veya $\delta p/\delta y$ 'nin ortadan kalktığı düşünülerek ifade:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right\} = 12\eta \bar{U} \frac{dh}{dx} \quad (4.47)$$

şeklini alır. Entegre edildiğinde:

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta \bar{U} \frac{h - \bar{h}}{h^3} \quad (4.48)$$

elde edilir. Burada h , basınç dağılımının sıfır olduğu film kalınlığıdır.

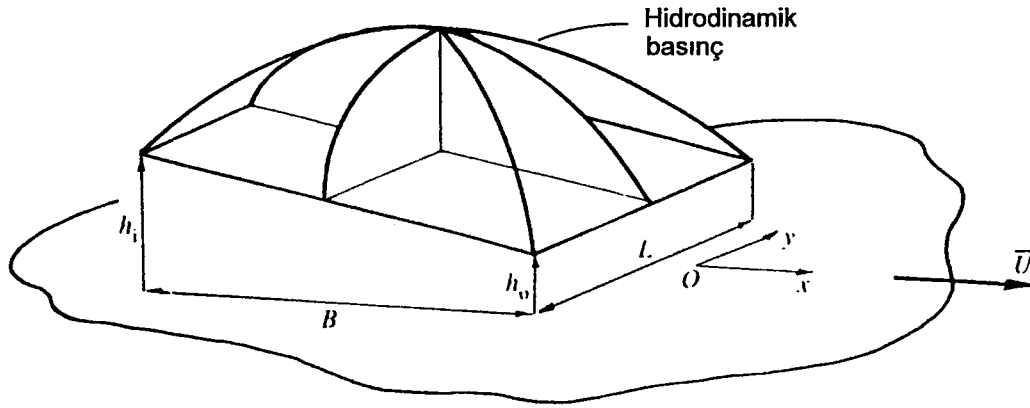
Sonsuz dar veya kısa yatakların incelenmesinde genel Reynolds ifadesinin ilk terimi ikinci terime oranla ihmal edilebilir. Bunun anlamı, Oy eksenindeki L uzunluğunun B 'ye oranla çok küçük yani basınç dağılımının çok daha büyük olduğudur: $\delta p/\delta y \gg \delta p/\delta x$, dolayısı ile:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right\} \approx 12\eta \bar{U} \frac{dh}{dx} \quad (4.49)$$

Ayrıca akışkan film kalınlığı h , y koordinatı boyunca değişmiyorsa, ifade:

$$\frac{d^2 p}{dy^2} = \frac{12\eta \bar{U}}{h^3} \frac{dh}{dx} \quad (4.50)$$

şeklini alır. Bu ifade Ocavir ifadesi olarak da adlandırılır ve entegrasyonu sonucu:



Şekil 4.6: Hidrodinamik basınç

$$p = \frac{12\eta\bar{U}}{h^3} \frac{dh}{dx} \frac{y^2}{2} + Ay + B \quad (4.51)$$

şeklını alır. Burada A ve B entegrasyon sabitleridir. Kartezyen koordinat merkezi yatağın ortasında alındığı takdirde $y = \pm L/2$ (Şekil 4.6) noktalarında basınç sıfır olacağından ifade:

$$p = \frac{12\eta\bar{U}}{h^3} \frac{dh}{dx} \left\{ y^2 - \frac{L^2}{4} \right\} \quad (4.52)$$

şeklını alır. Bu durumda, akışkan basıncının eksenel yönde veya Oy doğrultusunda parabolik dağıldığı kabul edilmiştir.

4.39 ifadesinde akışkan hızları yerine koyularak:

$$F_2 = -2\pi\mu \frac{R_p}{h} (L_1 + L_2) v_p + \pi R_p h \left[L_1 \left(-\frac{dp}{dx} \right) \right] \quad (4.53)$$

dP/dx , L_1 bölgesindeki basınç gradyanıdır. İfade F_1 'e göre yazılacak olursa:

$$F_2 = -C_{D2} v_p + \frac{1}{R} F_1 \quad (4.54)$$

Burada $C_{D2} = \alpha R(1+L)$, $\alpha = 2\pi\mu L_1$, $R = R_p/h$ ve $L = L_2/L_1$ 'dir.

y ve x piston ve gövde ilerlemeleri ve $\dot{y}$ ve $\dot{x}$ piston ve gövde hızları olmak üzere $v_p = \dot{y} - \dot{x}$ ve $L_c = y - x$ yazılacak olursa :

$$F_1 = \frac{R}{R+1} \left[m_t + k_s(y-z) + C_{sd}(\dot{y} - \dot{z}) + F_{ks0} + k_t(y-x-L_{c0}) - F_{kt0} + C_{D2}(\dot{y} - \dot{x}) \right] \quad (4.55)$$

Burada k_s sistemin yay katsayısı, C_{sd} sistem-piston teması sönüm katsayısı F_{ks0} sistem yay önyükü, k_t itici haznesi yay katsayısı, L_{c0} ise F_{kt0} hazne yayı önyükünün etkisi altında hazne yüksekliğidir. İfade çözülerek :

$$C_0(y-x) \left[m_t \ddot{y} + C_{D4} \ddot{y} + C_k \dot{y} - C_{D2} \ddot{x} - k_t \dot{x} - C_{sd} \ddot{z} - k_s \dot{z} \right] + m_t \ddot{y} + C_{D5} \dot{y} + C_k y - C_D \dot{x} - k_t x - C_{sd} \dot{z} - k_s z + C_1 = 0 \quad (4.56)$$

elde edilir. $\ddot{y}$ ve $\ddot{y}$ sırasıyla pistonun sıçrama ve ivmesini ifade eder. Sabitler ise :

$$C_0 = \frac{C_{Dc}}{KA_p} \quad (4.57)$$

$$C_k = k_s + k_t \quad (4.58)$$

$$C_D = C_{D2} + \frac{R+1}{R} C_{D1} \quad (4.59)$$

$$C_{D4} = C_{D2} + C_{sd} \quad (4.60)$$

$$C_{D5} = C_D + C_{sd} \quad (4.61)$$

$$C_1 = F_{ks0} - F_{kt0} - k_t L_{c0} \quad (4.62)$$

Serbest cisim diyagramı kullanılarak gövdenin kuvvet dengesi yazılacak olursa :

$$-F_{kt} + F_{b2} + F_{cs} + F_{cd} - F_1 + F_{22} = m_b \ddot{x} \quad (4.63)$$

Burada F_{b2} gövde ile blok arasındaki viskoz sürtünme kuvveti, F_{cs} kam-gövde teması yay kuvveti, F_{cd} kam-gövde teması sönüm kuvveti, F_{22} piston ve gövde arasındaki boşlukta hareket eden akışkana bağlı gövde içerisindeki sürtünme kuvveti ve m_b gövdenin ağırlığıdır. Sürtünme kuvvetleri yazılırsa :

$$F_{b2} = -C_{D3} \dot{x} \quad (4.64)$$

$$F_{22} = C_{D2} (\dot{y} - \dot{x}) + \frac{1}{R} F_1 \quad (4.65)$$

$$C_{D3} = \alpha_b R_b (1 + L_b) \quad (4.66)$$

$$\alpha_b = 2\pi\mu L_{B1}; R_b = R_B / h_B; L_b = L_{B2} / L_{B1} \quad (4.67)$$

L_{B1} ve L_{B2} gövdenin alt ve üst dış yüzey uzunluklarının, R_B gövde dış yarıçapını h_B ise gövde ve blok arasındaki radyal boşluk yüksekliğini ifade etmektedir. Piston denkleminde kullanılan metod tatbik edilerek, gövde için üçüncü dereceden non-lineer hareket denklemi elde edilir.

$$C_0 (y - x) \left[m_b \ddot{\ddot{x}} + C_3 \ddot{\ddot{x}} + C_{k2} \dot{\ddot{x}} - C_{cd} \ddot{\ddot{x}}_0 - k_{cs} \dot{\ddot{x}}_0 - C_{D2} \ddot{\ddot{y}} - k_t \dot{\ddot{y}} \right] \\ + m_b \ddot{\ddot{x}} + C_4 \dot{\ddot{x}} + C_{k2} x - C_{cd} \dot{\ddot{x}}_0 - k_{cs} x_0 - C_5 \dot{\ddot{y}} - k_t y + C_6 = 0 \quad (4.68)$$

Burada sırasıyla $x_0, \dot{x}_0$ ve $\ddot{x}_0$ kamın ilerleme, hız ve ivmesini verirler ve sabitler de:

$$C_3 = C_{D2} + C_{D3} + C_{cd} \quad (4.69)$$

$$C_{k2} = k_t + k_{cs} \quad (4.70)$$

$$C_4 = \dot{C}_{D2} + C_{D3} + \frac{R-1}{R} C_{D1} + C_{cd} \quad (4.71)$$

$$C_5 = C_{D2} + \frac{R-1}{R} C_{D1} \quad (4.72)$$

$$C_6 = F_{kl0} + k_i L_{c0} \quad (4.73)$$

dir.

Yağ film kalınlığı ve bulk modülü üçüncü derece denklemin çözümünde önemli parametrelerdir ve $C_0 (y-x)$ ifadesi

$$C_0 (y-x) = \frac{C_{Dc}}{KA_p} (y-x) = C_{Dc} \frac{(y-x)}{KA_p} = C_{Dc} \left(\frac{1}{k_{yağ}} \right) \quad (4.74)$$

şeklinde de yazılabilir. Burada $k_{yağ}$ 'in (yağın yay sabiti) azalması ve artması ile üçüncü derece ifadenin arttığını ve azaldığını tespit edebiliriz.

4.2.3 Valfin Açık Konumunda Hareket Denklemi

Çekvalf açık olduğu zaman piston hareket denklemi ikinci dereceden lineer bir ifade olarak benzer şekilde elde edilir.

$$C_m \ddot{y} + C_{D4} \dot{y} + C_k y - C_{D2} \dot{x} - k_i x - C_{sd} \dot{z} - k_s z + C_2 = 0 \quad (4.75)$$

Sabitler :

$$C_m = \left[m_t - \frac{R+1}{R} \left(\frac{R_p}{R_l} \right)^2 m_{biya} \right] \quad (4.76)$$

$$C_2 = C_1 + \frac{R+1}{R} \left(\frac{R_p}{R_l} \right)^2 F_{bs} \quad (4.77)$$

R_i çekvalfin altında bulunan piston deliğinin iç yarıçapıdır.

Aynı şekilde çekvalfin açık konumunda hareket denklemi elde edilebilir:

$$m_b \ddot{x} + C_3 \dot{x} + C_{k2}x - C_{cd} \dot{x}_0 - k_{cs}x_0 - C_7 \ddot{y} - C_{D2} \dot{y} - k_t y + C_8 = 0 \quad (4.78)$$

Burada:

$$C_7 = \frac{1-R}{R} \left(\frac{R_p}{R_i} \right)^2 m_{bilya} \quad (4.79)$$

$$C_8 = \frac{1-R}{R} \left(\frac{R_p}{R_i} \right)^2 F_{bs} + k_t L_{c0} + F_{kt0} \quad (4.80)$$

dır.

4.2.4 Çekvalfin Açılma Kriteri

Çekvalf, bilyanın pistonla aynı ilerleme, hız ve ivmeye sahip olduğu kabulü ile modellenmiştir. Çekvalf bilyasını iten yayın kuvveti F_{bs} 'nin sabit bir değere sahip olduğu ve piston içerisindeki yağın atmosferik basınçta olduğu kabul edilmiştir. Çekvalf bilyasına gelen kuvvetler:

$$m_{ball} \ddot{y} = F_{bs} + F_{pc} - F_{br} \quad (4.81)$$

Burada m_{bilya} bilya kütlesi, F_{pc} hazne basıncından dolayı bilyaya etkiyen kuvvet, F_{br} ise bilya oturma yüzeyinin tepki kuvvetidir. Burada F_{br} çözülerek

$$F_{br} = F_{bs} + \frac{A_B}{A_p} F_1 - m_{bilya} \ddot{y} \quad (4.82)$$

elde edilir.

A_B piston yağ geçişinin kesit alanını temsil etmektedir. Hazne basıncından kaynaklanan kuvvet F_1 , çekvalfin kapalı olduğu kabulü ile kuvvet dengesi yazılarak bulunabilir.

$$F_1 = \frac{R}{R+1} \left[m_t \ddot{y} + k_s (y - z) + C_{sd} (\dot{y} - \dot{z}) + F_{ks0} + k_t (y - x - L_{c0}) - F_{k10} + C_{D2} (\dot{y} - \dot{x}) \right] \quad (4.83)$$

Bu şartlar dahilinde, $F_{br} \leq 0$ olduğunda çekvalf açık konuma geçmiş olmaktadır, dolayısıyla bu şart sağlandığı sürece açık kaldığı kabul edilebilir. Bu durumda hidrolik sistem için farklı bir dinamik model tatbik edilmesi gerekir. Valf açıldığında pistonu etki eden hazne içindeki basınçtan kaynaklanan kuvvet $F_{br}=0$ şartıyla bulunabilir.

$$F_1 = \frac{A_p}{A_B} \left[m_{bilya} \ddot{y} - F_{bs} \right] \quad (4.84)$$

4.2.5 Sıkıştırılamaz Akışkan Kabulü

Sıkıştırılabilir akışkan şartına göre oluşturulan ifadelerin sıkıştırılamaz akışkan şartına dönüşümü bulk modülü K sonsuz alınarak kolayca yapılabilir:

$$C_0 = \frac{C_{Dc}}{KA_p} \rightarrow 0 \quad (4.85)$$

Temel denklemler bu şekilde ikinci dereceden lineer forma girerler:

$$m_t \ddot{y} + C_{Ds} \dot{y} + C_k y - C_D \dot{x} - k_t x - C_{sd} \dot{z} - k_s z + C_1 = 0 \quad (4.86)$$

$$m_b \ddot{x} + C_4 \dot{x} + C_{k2} x - C_{cd} \dot{x}_0 - k_{cs} x_0 - C_5 \dot{y} - k_t y + C_6 = 0 \quad (4.87)$$

4.2.6 İki Serbestlik Derecesinden Tek Serbestlik Derecesine Dönüşüm

Bir çok gerçek sistemde olduğu gibi gövdenin rijit bir şekilde sabitlenmesi durumunda hareket denklemi tek serbestlik derecesine indirgenebilir. Bu durumda :

$$\ddot{x}_0 = \dot{x}_0 = x_0 = \ddot{\bar{x}} = \ddot{\bar{x}} = \dot{\bar{x}} = \bar{x} = 0 \quad (4.88)$$

kabul edilir.

Böylece hareket denklemi sıkıştırılabilir halde çekvalf kapalı iken

$$C_0 y \left[m_t \ddot{y} + C_{D4} \dot{y} + C_k y - C_{sd} \ddot{z} - k_s \dot{z} \right] + m_t \ddot{y} + C_{D5} \dot{y} + C_k y - C_{sd} \dot{z} - k_s z + C_1 = 0 \quad (4.89)$$

halini alır.

Çekvalf açık olduğunda ise :

$$C_m \ddot{y} + C_{D4} \dot{y} + C_k y - C_{sd} \dot{z} - k_s z + C_2 = 0 \quad (4.90)$$

şeklindedir.

Çekvalf açık ve sıkıştırılamaz akışkan kabulü yapıldığında:

$$m_t \ddot{y} + C_{D5} \dot{y} + C_k y - C_{sd} \dot{z} - k_s z + C_1 = 0 \quad (4.91)$$

formundadır.

5.SİMÜLASYON

Modele ait diferansiyel denklemler Mathworks Inc.'e ait Matlab programları[26-27] aracılığı ile değişik yaklaşımlarla çözülmüş ve elde edilen değerler, Microsoft Corporation tarafından geliştirilen Excel97 programı ile grafikler haline getirilmiştir.

Her diferansiyel denklemin çözümü hassasiyetin artırılması ve kontrol gayesi ile üç değişik aşağıda verilen yaklaşım ile çözülerek sonuçlar karşılaştırılarak, elde edilen en iyi çözümlere ait grafikler çalışmanın sonuç bölümünde verilmiştir. Bu prosedür, çalışmanın güvenilirliğinin artırılması ve daha önce bu konuda yapılan çalışmalarla mukayesenin daha iyi yapılabilmesini sağlamak için tatbik edilmiştir[28-31].

Bu yaklaşım metodları Matlab programı altında mevcut olan; ODE23, LSIM ve SIMULINK alt programlarının tatbiki vasıtası ile oluşturulmuştur.

5.1 Yaklaşım Metodları:

ODE23:

Yüksek dereceli diferansiyel denklemler indirgenerek ODE23 programına uygun forma sokularak gerekli program yazılmak sureti ile başlangıç şartları verilerek Runge-Kutta (EK A) yaklaşım kriteri ile sonuçlar elde edilmiştir.

LSIM:

Diferansiyel denklemler Laplace transformasyon metodu (EK B) yardımı ile yeni formda düzenlenmiş ve durum uzay formunda (EK C) başlangıç şartları tatbik edilmek sureti ile çözülmüşlerdir.

SIMULINK:

Diferansiyel denklemler Laplace formunda oluşturulan Blok diyagramında, giriş ve çıkışlar düzenlenerek sonuçlar elde edilmiştir.

5.2 Başlangıç Şartları ve Kriterler:

Modellemede belirtilen valf açılma kriteri kullanılarak, simülasyonun değişik aşamaları için elde edilen diferansiyel denklemlere geçiş sağlanabilmekte ve bu sayede simülasyon bölgelerindeki diferansiyel denklemler değiştirilerek sürelerine göre farklı denklemlerin çözümleri elde edilmektedir. Sonuçta valfin açık ve kapalı durumunları için elde edilen eğriler birleştirilmektedir.

Bütün simülasyonlarda kam ilerlemesi sabit tutulmuş ve $x_0=0$ olarak alınmıştır. Ayrıca sistem sönümü olmadığı kabul edilerek sistemin başlangıçta hareketsiz olduğu kabulü yapılmıştır.

Kaçak için yapılan simülasyonda başlangıç noktasında sabit düşey bir kuvvetin mevcut olduğu kabul edilerek, gövdenin iyi bir şekilde sabitlendiği kabulü ile tek serbestlik dereceli sistemin çözümü 100ms. için yapılmıştır. Yağın viskozitesinin etkileri değişik yağ viskozite değerleri kullanılarak bu denklemde özellikle incelenmiştir[32-34].

Geçiş simülasyonu ise kam teması yay ve sönüm etkileri dikkate alınarak iki serbestlik dereceli olarak incelenmiş ve yapının daha iyi tesbiti amacı ile 2ms. içinde sonuçlandırılmıştır. Başlangıç kütlesi kam teması nedeni ile sıfırlanmıştır.

Tablo 5.1: Simülasyon değerleri

Tanım	Kısaltma	Kaçak	Geçiş	Genel
İtici-sistem teması yay sabiti	k_s	0	0	1e6N/m
Piston-sistem teması yay önyükü	F_{ks0}	222N	222N	34.7N
Bulk Modülü	K	1.38e9-Pa	1.38e9Pa	1.38e9/3.72e8Pa
Piston Kütlesi	m_t	0.5N	0.5N	0.5N
Gövde Kütlesi	m_b	0.583N	0	0.583N
Piston dış yarıçapı	R_p	7.25mm	7.25mm	7.25mm
Piston çekvalf delik yarıçapı	R_i	1.79mm	1.79mm	1.79mm
Çekvalf biya kütlesi	m_{biya}	580e-5N	580e-5N	580e-5N
Piston-gövde radyal boşluğu	h	25e-3mm	25e-3mm	25e-3mm
Piston-gövde alt yüzey uzunluğu	L_1	10.2mm	10.2mm	10.2mm
Piston-gövde üst yüzey uzunluğu	L_2	4.2mm	4.2mm	4.2mm
Viskozite	ν	0.297Pa.s	0.297Pa.s	0.297Pa.s
İtici haznesi yay sabiti	k_t	5.6e3N/m	5.6e3N/m	5.6e3N/m
Gövde-kam teması yay sabiti	k_{cs}	45e6N/m	45e6N/m	45e6N/m
İtici haznesi yüksekliği	L_{c0}	13.75mm	13.75mm	13.75mm
İtici-sistem teması sönüm katsayısı	C_{sd}	0	0	0
Piston çekvalf biyası yay kuvveti	F_{bs}	0.21N	0.21N	0.21N
Taban-kam teması sönüm katsayısı	C_{cd}	749N.s/m	749N.s/m	749N.s/m
Gövde-blok boyutsuz temas uzunluğu	L_b	0.63	0.63	0.63
Blok-gövde alt temas uzunluğu	L_{b1}	16,5mm	16,5mm	16,5mm
Blok-gövde üst temas uzunluğu	L_{b2}	10.5mm	10.5mm	10.5mm
Taban-blok radyal boşluğu	h_b	25e-3mm	25e-3mm	25e-3mm
Gövde dış yarıçapı	R_b	10.7mm	10.7mm	10.7mm

Sistemin genel karakteristiğini veren hareketin simülasyonunda sistem, valfin açık ve kapalı olduğu haller için, iki aşamada, tek serbestlik dereceli olarak ele alınmıştır ve her iki diferansiyel denklemin sonuçları birleştirilerek, bir bütün halinde verilmiştir. Bu sayede hareket daha rahat incelenebilmektedir. Burada, akışkanın sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz olması kabulleri ile, ayrı ayrı çözümler elde edilmiştir. Simülasyon süresi 50ms. olarak alınmıştır. Sistem hareketi 2500d/dk.'lık kam hızını veren $-600e-3\sin\omega t$ fonksiyonu olarak verilmiştir ve ω açısal hızı 261.8rad/s. olarak alınmıştır.

Simülasyonda kullanılan değerler Tablo 5.1'de verilmiştir. [13]

Tablo 5.2: Yağ viskozite-yoğunluk değerleri

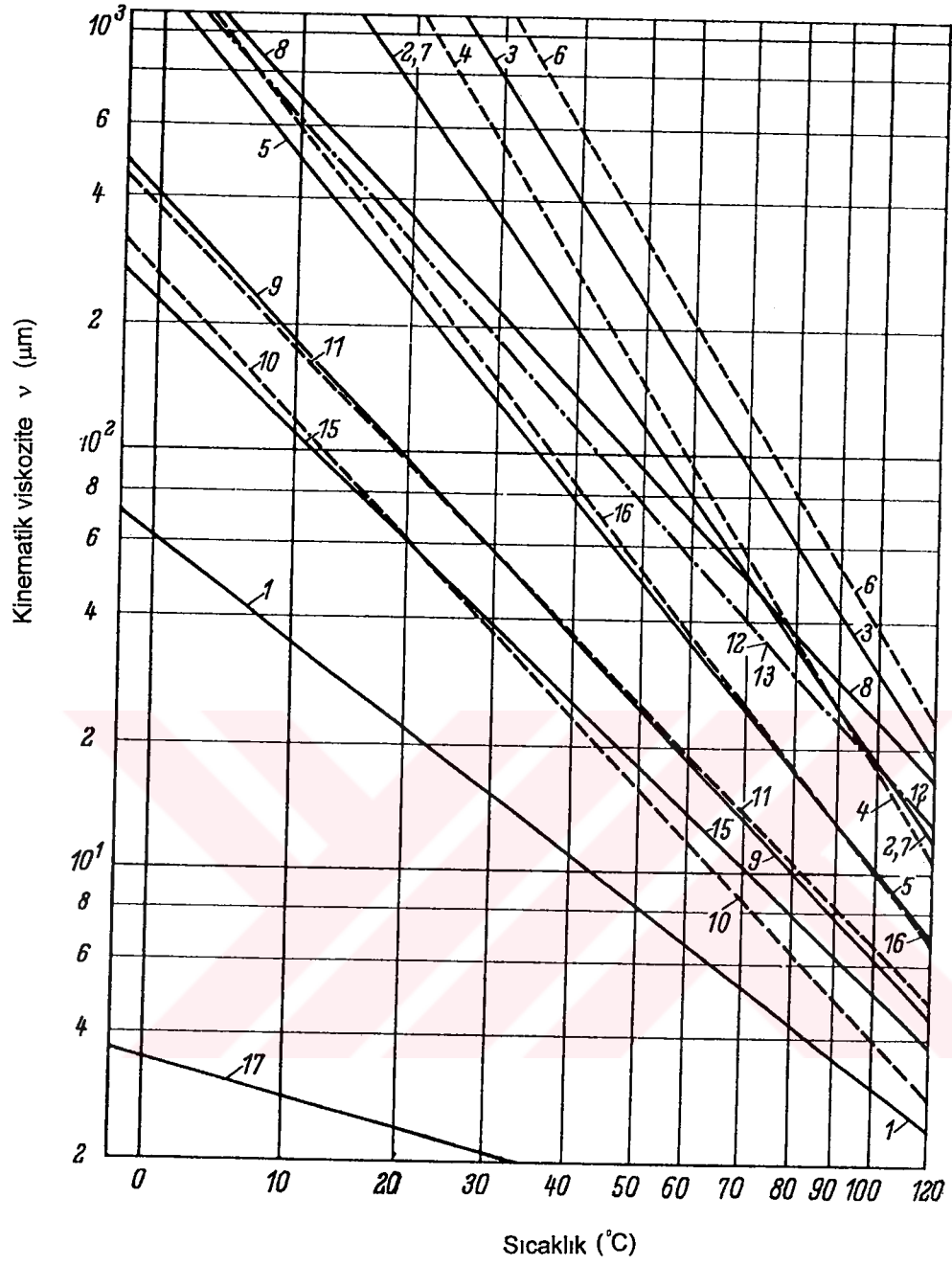
Motor Yağı	Yoğunluk	50°C	100°C
BP Super Visco-Static 20W-50	0,889kg/dm ³	75,7cSt	17,8cSt
Esso Uniflo 10W-50	0,878kg/dm ³	75,5cSt	17,2cSt

Programlar Tablo 5.2'de verilen BP Super Visco-Static 20W-50 ve Esso Uniflo 10W-50 yağlarının 50 ve 100°C sıcaklıklardaki kinematik viskozite değerleri için yeniden çalıştırılarak sıcaklık ve yoğunluğun etkisi ile sistemin davranışında meydana gelen değişiklikler incelenmiştir.

Şekil 5.1'de BP Super Visco-Static 20W-50 (10) ve Esso Uniflo 10W-50 (11) numara ile gösterilmiştir. Sıcaklık değişim diyagramında viskozite değişimi görülmektedir.

5.3 Eğrilerin Oluşturulması:

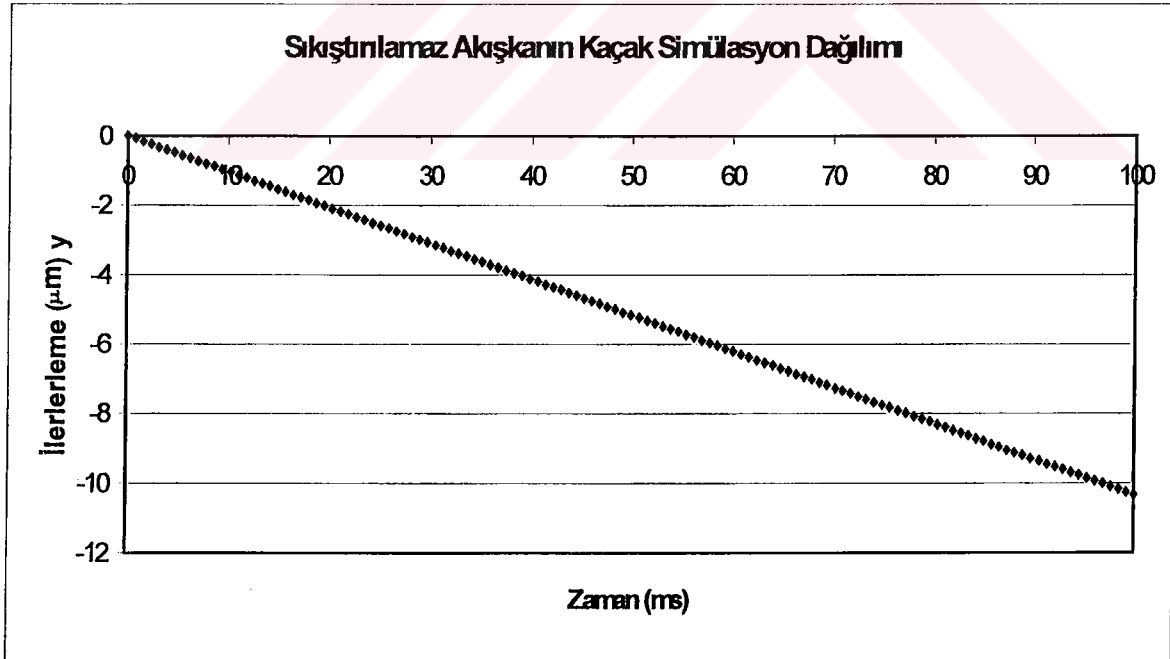
Elde edilen sonuçlar ascii kodları formunda dosyalara kaydedilerek Excel programına aktarılmış ve burada grafiklere dönüştürülmüştür.



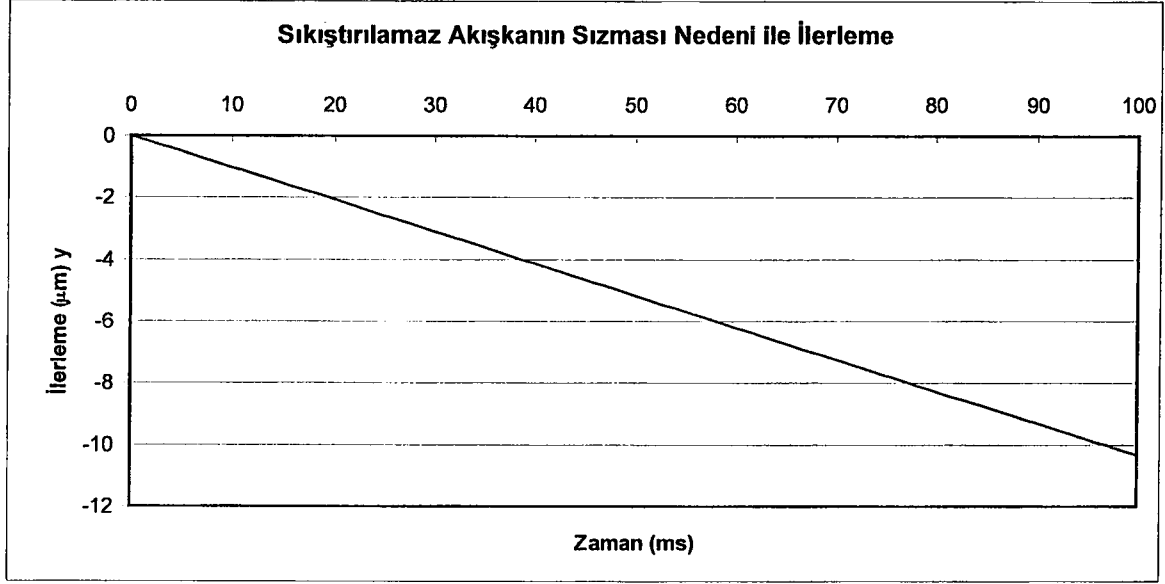
Şekil 5.1: Yağ sıcaklık-viskozite diyagramı

6.SONUÇ

Şekil 6.1 ve 6.2'de kaçak simülasyonunda sıkıştırılmaz akışkan kabulü ile elde edilen zamana bağlı eğri ve değerlerin genel dağılımı görülmektedir. Sistemin bir ilerleme periyodu 24 ms.'de tamamlanmaktadır. Bunun anlamı iticinin en alt konumdan başlayarak en üst konuma dönmesi sırasında geçen sürenin 24 ms. almasıdır. Bu süre zarfında çekvalf birkez açık, bir kez de kapalı konumda hareket etmektedir. Başlangıç konumu sıfır alınarak 100 ms. boyunca kaçağın oluşturduğu ilerleme tespit edilmiştir. Bu sürede sistem dört periyoddan fazla hareket etmektedir. Sıkıştırılmaz akışkan kabulü ile bu süre boyunca kaçağın sabit bir hızla devam ettiği görülmektedir. Bu şekilde gövde ve piston arasında mevcut deliklerden yağın çıkışı neticesinde hasıl olan ilerlemenin sabit bir hıza sahip olduğu ve lineer bir ilerleme elde edildiği görülmektedir.



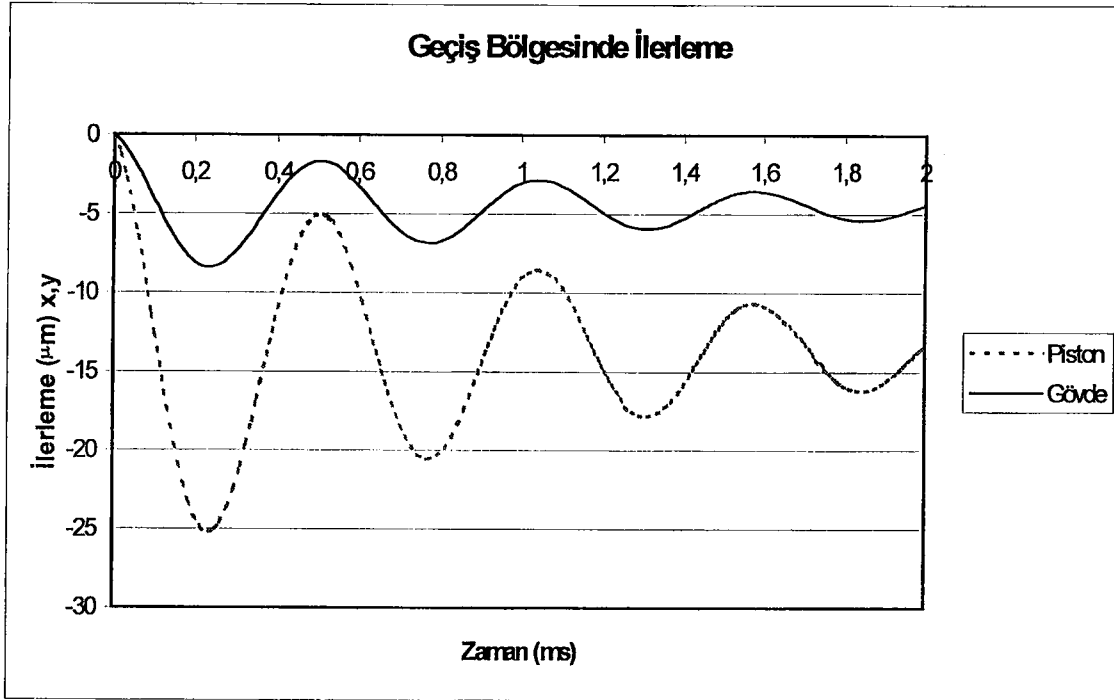
Şekil 6.1: Tek serbestlik dereceli kaçak simülasyonu dağılımı



Şekil 6.2: Tek serbestlik dereceli kaçak simülasyon eğrisi

Şekil 6.3'de geçiş bölgesinde, sistemde hasıl olan titreşimlerin genliklerinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Aynı viskozite değerleri için T. Hatch ve A.P. Pisano tarafından elde edilen eğri ile değerler çakışmaktadır. Gövde ve piston hareketleri ayrı ayrı simüle edilmiş ve aynı diyagram üzerinde verilmişlerdir. Bu sistemin simülasyonunda yağın hava almadığı kabulü ile piston ve gövdenin hareketinin sönümlü bir eğri oluşturduğu görülmektedir. Geçiş simülasyonu iki serbestlik dereceli sıkıştırılabilir akışkan kabulü ile yapılmış ve kam temasından kaynaklanan yay ve sönüm etkileri modele dahil edilmiştir. Sistemin geçiş periyodundaki hareketinin daha yakından incelenmesi amacı ile simülasyon süresi 2 ms. olarak alınmıştır. Bu periyotta gövdenin kütlesi, kama temas etmesi nedeniyle sıfır alınmıştır. Eğrinin incelenmesinden geçiş bölgesinde kam temasına rağmen kısa zaman aralığında sistemde önemli titreşim değerleri tespit edilmiştir. Bunun nedeninin sistemde, sıkıştırılabilir akışkan kabulü ile, bu bölgede sıkışan yağın basıncında meydana gelen değişiklik ve buna bağlı olarak çekvalfin konum değişimidir.

Ayrıca piston ve gövdenin hareketlerinin genliklerinin farklı olmasına rağmen, başlangıç konumlarına rağmen, birbirlerine göre orantılı devam ettiği ve herhangi bir faz farkı bulunmadığı görülmektedir. Bu netice sistemin beklenen yapıda bir tepki verdiğini göstermektedir.



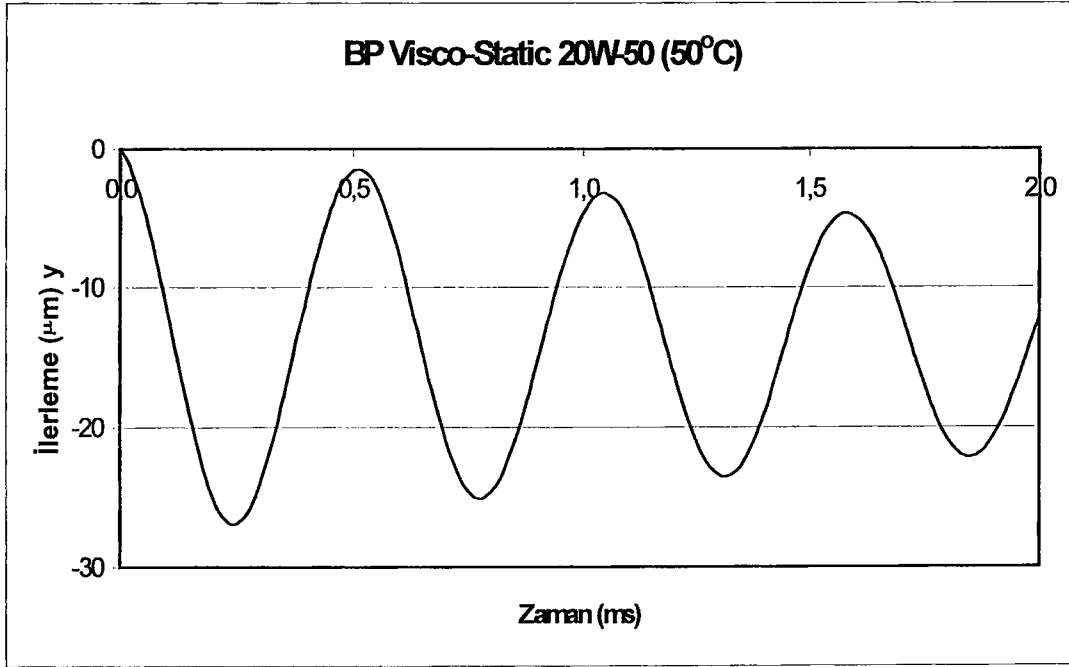
Şekil 6.3: Gövde ve pistonun iki serbestlik dereceli geçiş bölgesi simülasyon eğrisi

Bugüne kadar yapılan çalışmalarda yağ sıcaklığının değişimi ile viskozitede meydana gelen değişikliğin etkisi genellikle gözardı edilmiştir. Ancak sistemin titreşiminin sönümünde önemli bir rolü olan viskozite değeri, yüksek sıcaklıklara ulaşan içten yanmalı motorlarda önemli değişimler göstermektedir. Bu nedenle çalışmada genel eğrilerin elde edilmesinde kullanılan 20°C'daki SAE 30 yağın yanı sıra iki farklı motor yağının 50 ve 100°C'daki viskozite değerleri ele alınarak bu değişim tespit edilmiştir.

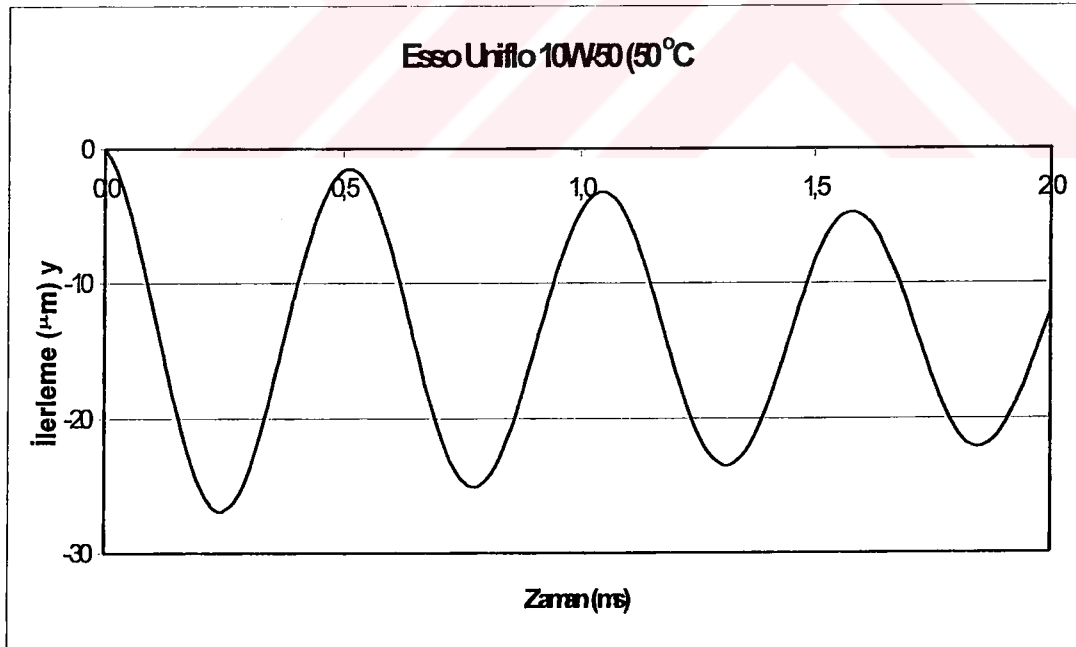
BP Super Visco-Static 20W-50 ve Esso Uniflo 10W-50 yağlarının 50 ve 100°C sıcaklıklardaki viskozite değerleri kullanılarak, itici sistemi için önemli olan geçiş bölgesindeki genlik değerlerinin incelenmesine ihtiyaç duyulmuştur.

50°C sıcaklıktaki BP Super Visco-Static 20W-50 ve Esso Uniflo 10W-50 yağlarının geçiş bölgesindeki davranışları Şekil 6.4 ve 6.5'da verilmiştir.

Aynı yağların 100°C'daki dinamik cevapları ise Şekil 6.6 ve 6.7'de görülebilmektedir.

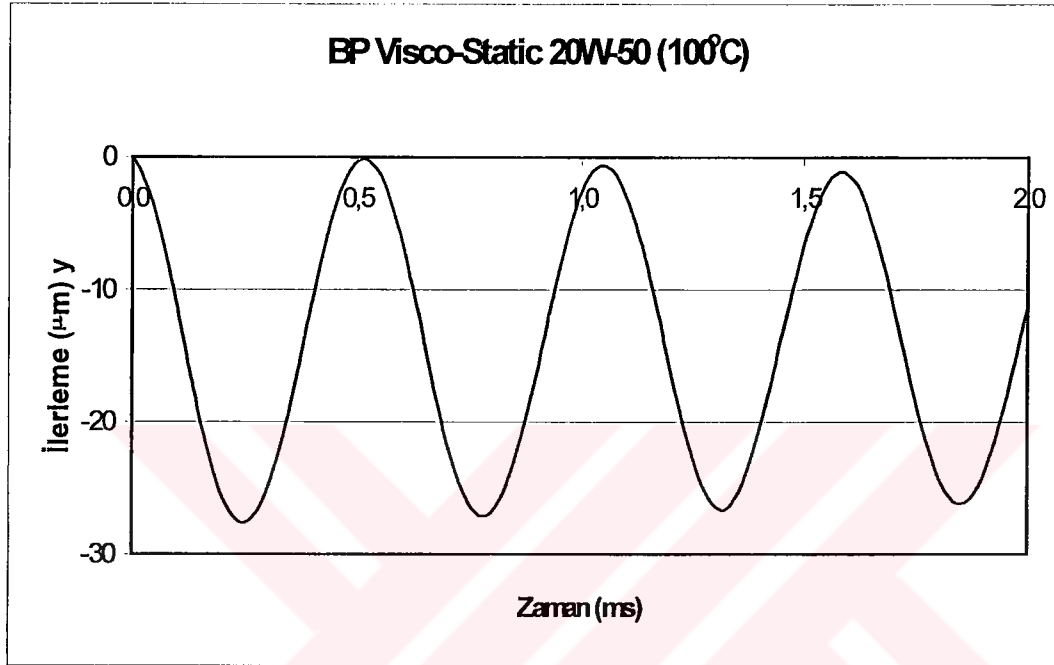


Şekil 6.4: Geçiş bölgesinde sistemin BP Visco 20W-50 yağının 50°C sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi



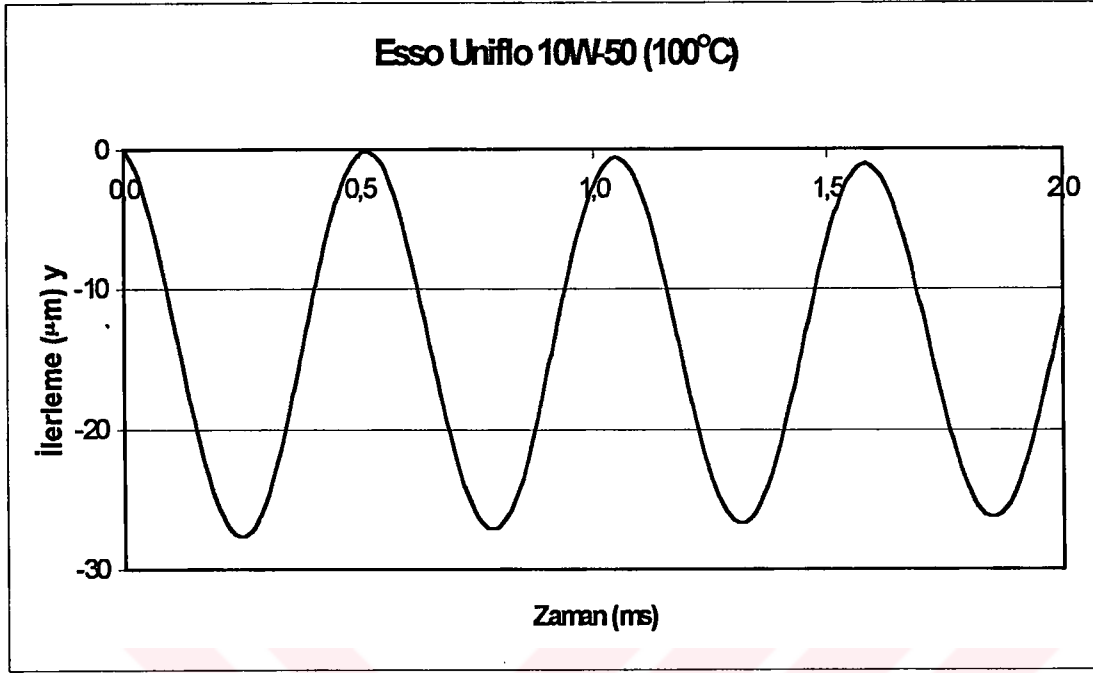
Şekil 6.5: Geçiş bölgesinde sistemin Esso Uniflo 10W-50 yağının 50°C sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi

Sıcaklığın ve dolayısı ile viskozite değerin itici sistemindeki titreşimin sönümünde ne kadar etkili oldukları görülebilmektedir. Genel supap mekanizması davranışında büyük dengelenmiş yükler nedeni ile viskozite ve sıcaklığın etkisi belirgin bir şekilde görülemese de itici pistonunun yerdeğişimi cevabı ve dolayısı ile performans ve ömrü açısından etkisi açıkça tespit edilebilmektedir.



Şekil 6.6: Geçiş bölgesinde sistemin BP Visco-Static 20W-50 yağının 100°C sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi

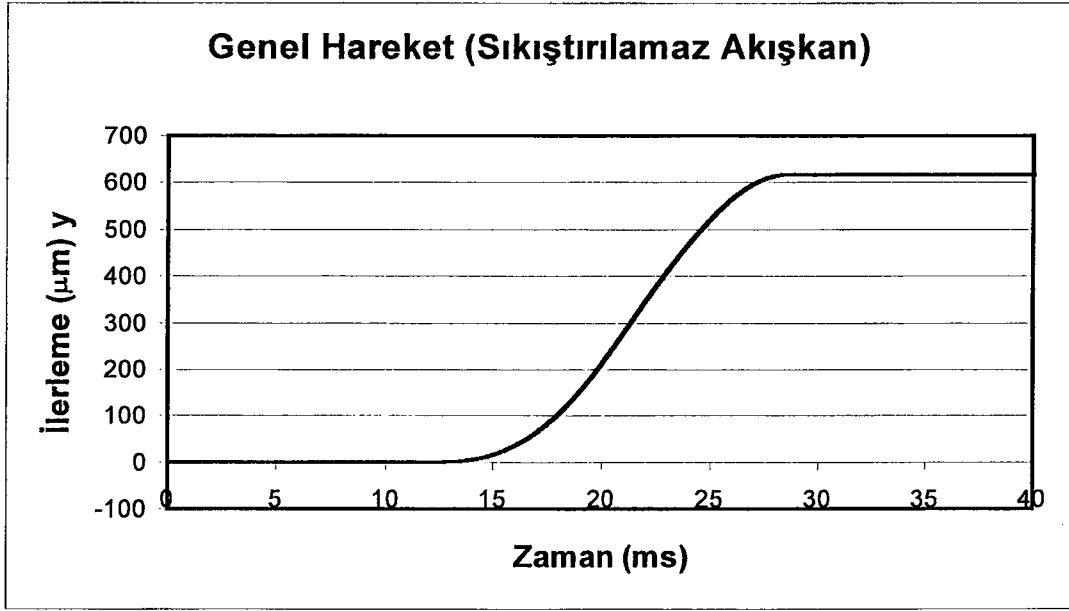
Aynı sıcaklıklarda birbirlerine yakın viskozite değerlerine sahip olan BP Visco-Static 20W-50 ve Esso Uniflo 10W-50 yağlarının 50°C'da yapılan simülasyonlarında sönümde ortaya çıkan değişimin ihmal edilebilir mertebede oldukları şekillerde de görülmektedir. Aynı şekilde 100°C sıcaklıkta yapılan çalışmalarda da her iki yağın pistonun davranışı üzerinde fazla bir etkisi olmadığı tesbit edilmiştir.



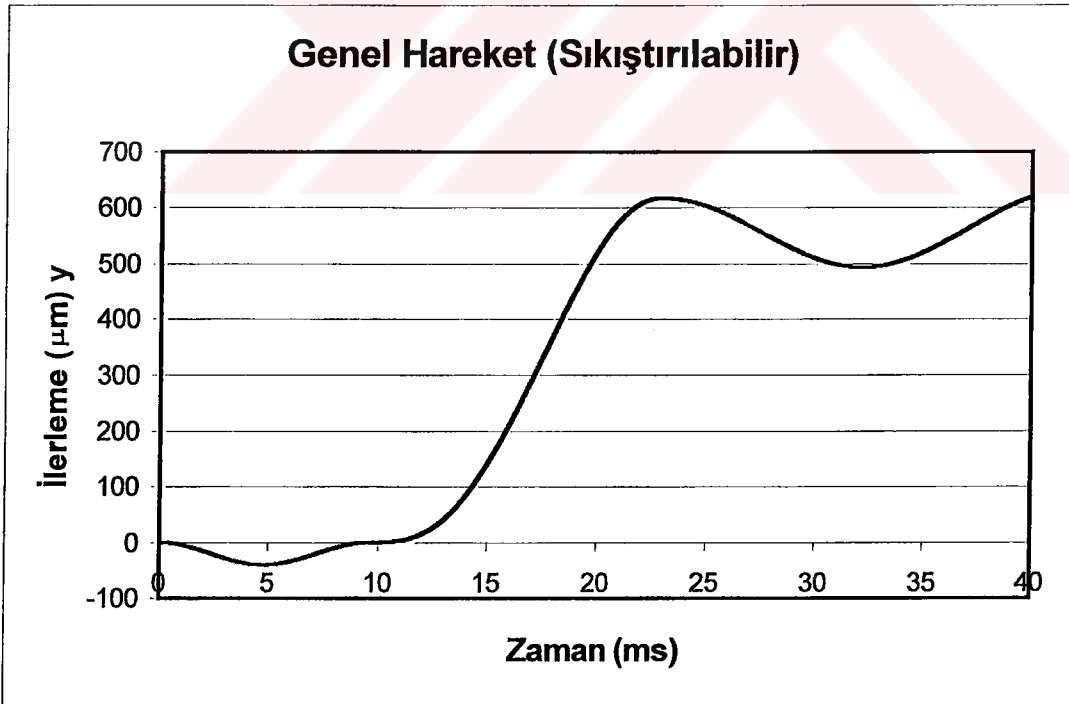
Şekil 6.7: Geçiş bölgesinde sistemin Esso Uniflo 10W-50 yağının 100°C sıcaklıktaki viskozitesi için simülasyon eğrisi

Ancak her iki yağın da 50 ve 100°C sıcaklıktaki viskozite değeri ile yapılan çalışmaların sonuçlarının karşılaştırılması, sıcaklığın artmasıyla viskozite değerlerinde meydana gelen azalmanın sistemin cevabında önemli değişikliklere neden olduğu görülmektedir. Sıcaklığın artması ile yağ viskozite değerlerinde meydana gelen düşüş neticesinde piston hareketindeki sönüm dikkate değer oranda azalmaktadır.

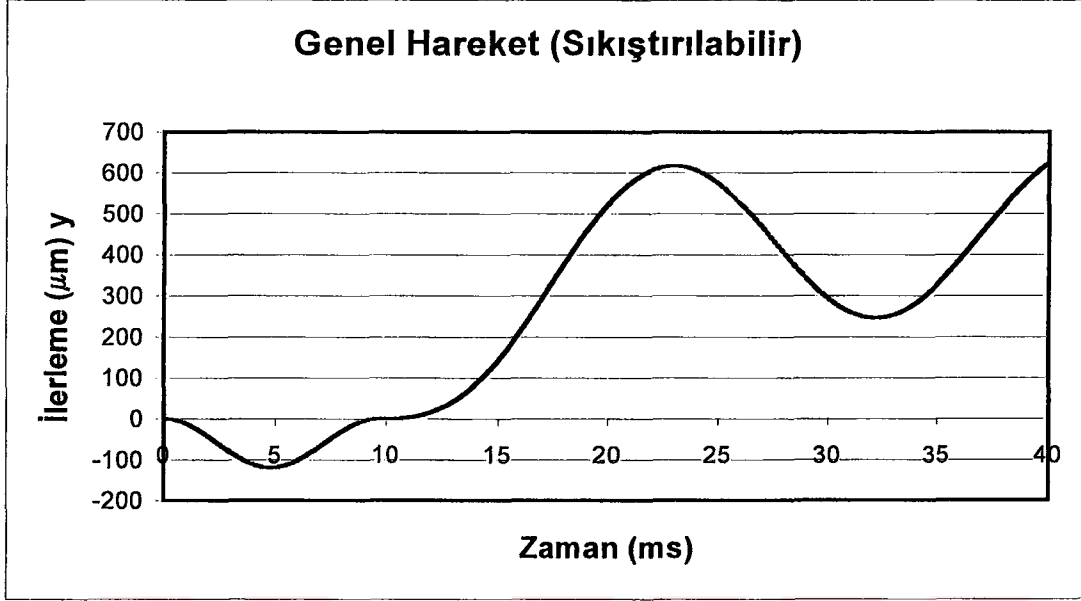
Şekil 6.8, 6.9 ve 6.10'da sırası ile sıkıştırılmaz akışkan, %0 hava içeren sıkıştırılabilir akışkan ve %1 hava içeren sıkıştırılabilir akışkan halleri için sistemin genel davranışı zamana göre verilmiştir. Şekil 6.11'de mukayesenin daha kolay yapılabilmesi için her iki sıkıştırılabilir eğri üst üste çizdirilmiştir. Simülasyon süresi 40 ms. olarak alınmıştır. Bu süre iki periyoda yakın bir zamana tekabül etmektedir. Sistemin zamana göre ilerlemesinin üç ayrı safhadan oluştuğu görülebilmektedir. Bu safhaların ayrı ayrı ele alınmasında, başlangıç noktası olarak kabul edilen sıfır referans değerinden 12ms.'ye kadar olan bölümde çekvalf kapalıdır ve piston, sistem ilerlemesinin aşağı hareketinin basma etkisi altındadır. Burada iticinin sıkışması yağın sıkıştırılabilirliğinin sonucunda gerçekleşmektedir.



Şekil 6.8: Sıkıştırılamaz akışkan kabulü ile genel hareket simülasyon eğrisi



Şekil 6.9: Sıkıştırılabilir (hava içermeyen) akışkan kabulü ile genel hareket simülasyon eğrisi



Şekil 6.10: Sıkıştırılabilir (%1 hava içeren) akışkan kabulü ile genel hareket simülasyon eğrisi

Sistemin hareketindeki ufak genlikleri piston ve yay arasındaki dinamik etkileşimden kaynaklanmaktadır.

12 ms. sonunda sistem başlangıçtaki noktaya geri dönmektedir ve yukarı harekete başlamaktadır. Bu noktadan itibaren iticinin basınç haznesindeki basınç düşmekte ve çekvalf açılmaktadır. Bunun neticesinde sistem maksimum konuma kadar yükselmekte ve ilerleme hızı düşmektedir. Pistonun sıkışması ile çekvalf kapanmakta ve basma yükü altındaki sıkışma daha da artmaktadır.

Burada dikkati çeken bir husus da 12 ms. sonunda çekvalfin açılması sırasında hızın düştüğü ve sistem cevabında bir duraklamanın meydana gelmesidir. Bunun nedeni sistemin sıkışmayla kaydettiği mesafenin geri alınması ve başlangıç konumuna dönerek çekvalfin açılması neticesinde bu defa da yukarıya doğru hareketten önce bir sıkışma ve basınç dengelemesi meydana gelmesidir.

Üçüncü safhada itici büyük yüklerin etkisi altında aşağı harekete başlamaktadır. Ancak kaçak nedeni ile eğrinin genliğinde bir azalmanın ortaya çıktığı görülmektedir. Neticede sistem 40 ms.'de tekrar en üst seviyeye ulaşmaktadır.

Sistemin genel hareket eğrilerinde de görülebildiği gibi yağın içine aldığı hava miktarı nedeni ile bulk modülündeki değişiklik sistem davranışını fazlasıyla

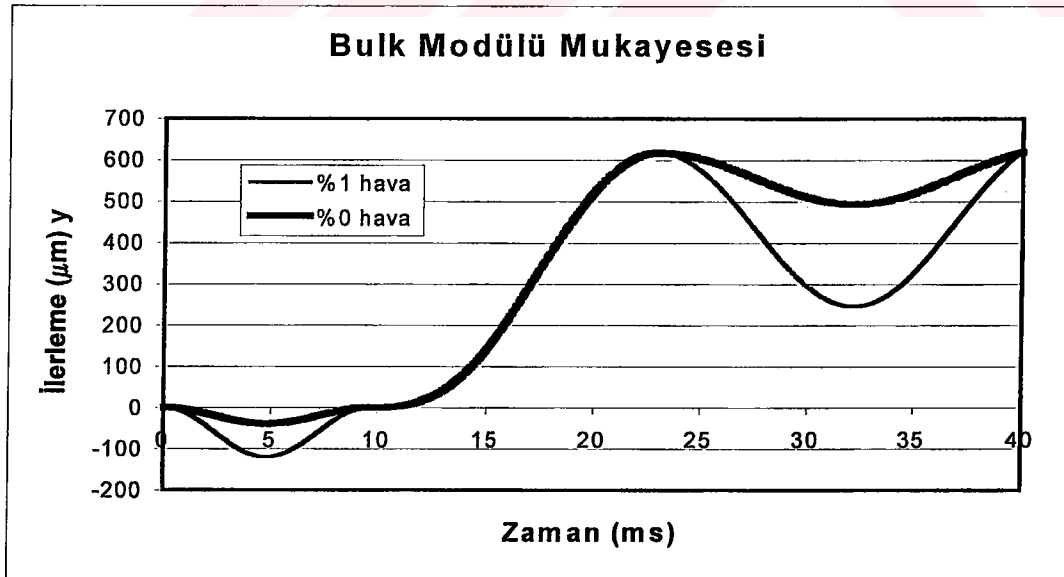
değiştirmektedir ve akışkan sıkıştırılabilirliğinin etkisi de gerçek sistem davranışının elde edilmesinde önemli bir faktör olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bulk modülündeki değişikliğin sistemin sönümünü önemli ölçüde değiştirdiği ve bu değişikliğin supap sisteminin davranışını ne denli önemli ölçüde etkileyeceği rahatlıkla tahmin edilebilmektedir.

Şekil 6.8'de sıkıştırılamaz akışkan kabulü ile elde edilen simülasyon eğrisi görülmektedir. Bu diyagramda sistemin 0 ile 12 ms. arasında pistonun hareketsiz olduğu görülmektedir. Bunun nedeni sistemin pistonu bu sürede aşağıya doğru itmesidir. Fakat akışkan bu simülasyonda sıkıştırılamaz kabul edildiğinden herhangi bir sıkışma meydana gelmemekte ve piston hareketsiz kalmaktadır. Ancak 12 ms. sonunda çekvalfin açılması ile piston ilerlemeye başlamaktadır. Üçüncü bölgede yine pistonun hareketsiz olduğu görülmektedir çünkü bu bölgede aynı sebeple piston hareket edememektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus bu ilerlemenin pistonun mutlak ilerlemesi olduğudur.

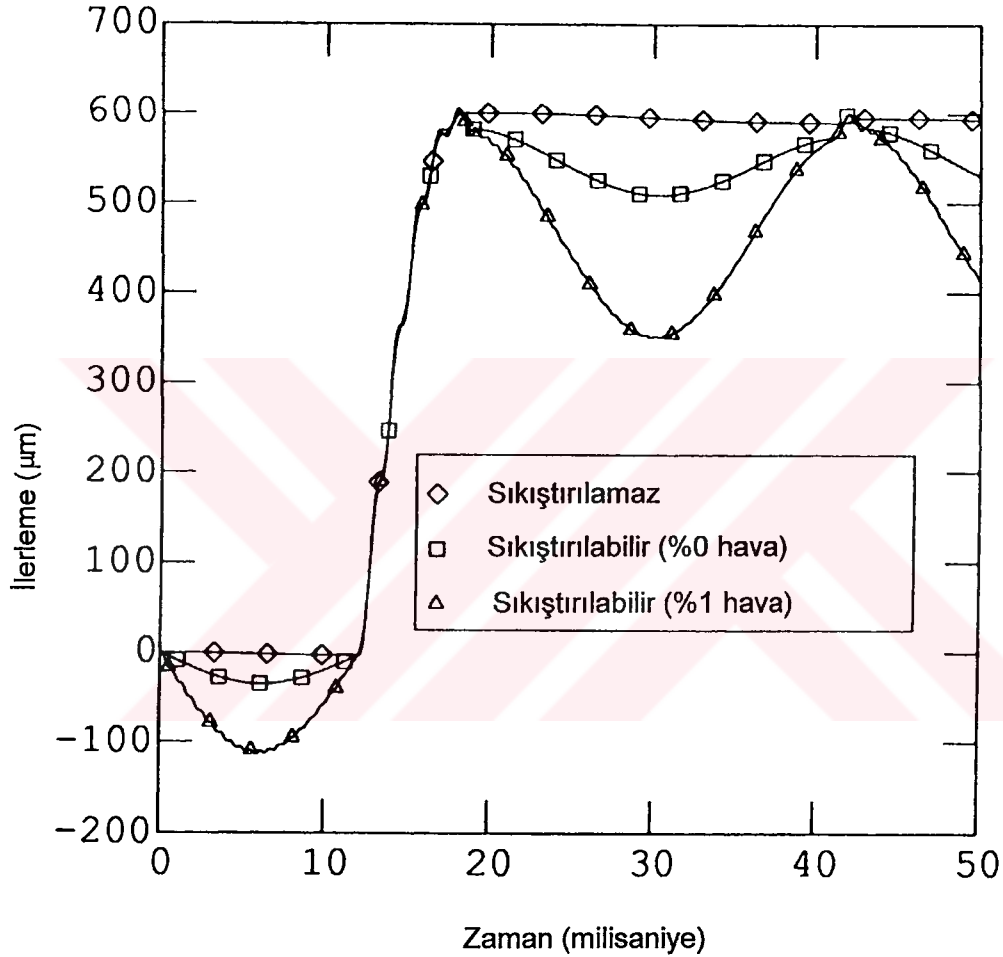
Yağın sıkıştırılabilir ve %0 hava içerdiği kabulü ile yapılan ve Şekil 6.9'da piston ilerlemesinin gösterildiği simülasyonda ise sistem yükü altında hazne içindeki yağın sıkışması ile pistonun bir miktar aşağı doğru hareket ettiği tesbit edilebilmektedir.

Şekil 6.10'da ise sıkıştırılabilir ve %1 hava içeren akışkanın diğer sıkıştırılabilir akışkan için verilen misale oranla çok daha fazla sıkışarak pistonun 100 mikrondan fazla aşağı hareket yapmasına müsaade ettiği görülmektedir.



Şekil 6.11: Bulk Modülündeki değişimin mukayesesi

Şekil 6.11’de verilen her iki eğrinin mukayesesi bulk modülündeki değişimin, viskozite değişiminde de gördüğümüz gibi itici cevabını önemli ölçüde etkilediği ve bu etkilenmenin büyüterek sistem cevabını çok daha fazla değiştireceği kanaatine varılabilir. İtcinin supap tahrik mekanizmasının sadece tek bir elemanı olduğu dikkate alındığı taktirde, burada meydana gelebilecek gecikmelerin tüm sistemin cevabında daha da önem kazanacağı tahmin edilebilir.



Şekil 6.12: A.P.Pisano ve T.Hatch tarafından elde edilen değerler

Şekil 6.12’de A.P.Pisano ve T.Hatch tarafından yapılan çalışmalarda elde edilen değerler görülmektedir. Genel yapı itibarı ile sistem cevabı benzer karakteristikler göstermektedir ancak çekvalf açılma ve kapanma noktalarındaki hız değişimleri Şekil 6.11’de görüldüğü gibi farklılıklar arz etmektedir. İlk olarak sistem hareketsiz konumdan yağın sıkışması nedeni ile aşağı hareket ederken lineere yakın bir eğri oluşturmaktadır ancak yapılan çalışmada elde edilen değerler, sıfır

konumundan hareketle, sıkışmanın en alt noktasına varıncaya kadar olan ilerlemenin hızının başlangıçta daha düşük olduğunu ve giderek hızlandığını, benzer şekilde 12 ms. civarında da bir yavaşlamanın mevcut olduğunu göstermektedir.

Bu noktadan sonra da yine yapılan çalışmada, çekvalfin konum değiştirmesinden sonra sistemde bir miktar daha sıkışmanın olduğu ve yağın yer değiştirmesi süresince pistonun ilerlemesinde de bir gecikmenin ortaya çıktığı tesbit edilmiştir. Diğer çalışmada bu gecikme çok daha kısadır.

Pistonun bu noktadan sonraki ilerlemesinde Pisano'nun çalışmasındaki piston ilerlemesinde görülen piston-yay-gövde etkileşiminden kaynaklanan titreşimlerin çalışmada çok daha düşük seviyede oldukları tesbit edilmiştir.

Üçüncü bölgede, yapılan çalışmada, aşağı hareketin daha büyük miktarda gerçekleştiği de saptanmaktadır. Bu hem %0 hem de %1 hava içeren hallerde geçerlidir.



KAYNAKLAR

- [1] **Pisano, A. P., Freudenstein, F.**, 1983. An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam-Follower System. Part 2: A Combined, Lumped/Distributed Parameter Dynamic Model; ASME Journal of Mechanics, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 10, 1983, s.699-704.
- [2] **Pisano, A. P.**, Coulomb Friction in High-Speed Cam Systems, ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol 106, 1984, s.470-474.
- [3] **Hanachi, S., Freudenstein, F.**, The Development of a Predictive Model for the Optimization of High-Speed with Coulomb Damping Internal Friction and Elastic and Fluidic Elements, ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 108, 1986, s. 506-515.
- [4] **Chan, C., Pisano, A. P.**, Dynamic Model of a Fluctuating Rocker-Arm Ratio Cam System, ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 109, 1987, s.356-365
- [5] **Rothbart, A., H.**, 1956, Cams Design, Dynamics, and Accuracy, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [6] **Horton, H. L.**, 1952, Ingenious Mechanisms for Designers and Inventors, Vol III The Industrial Press, New York.
- [7] **Mitchell, D., B.**, 1950, Tests on Dynamic Response of Cam-Follower Systems, Mech. Eng., 72, s.467.
- [8] **Hornes, J. A.**, 1948, Analysis of Dynamic Forces in a Cam-Driven System, Transactions of ASME, 70, s.473.
- [9] **Neklutin, C. N.**, 1952, Designing Cams for Controlled Inertia and Vibration, Mach. Des., 24, s. 143.
- [10] **Bensinger, W. D.**, 1955, Die Steuerung des Gaswechsels in Schnellaufenden Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag, Berlin.
- [11] **Timoshenko, S., Young, D. H.**, 1948, Advanced Dynamics, McGraw-Hill, New York.
- [12] **Turkish, M. C.**, 1953, The Relationship of Valve Spring Design to Valve Gear Dynamics and Hydraulic Lifter Pump-up, Trans. SAE 61, s.707.
- [13] **von Karman, T., Biot, M. A.**, 1940, Mathematical Methods in Engineering, McGraw-Hill, New York.
- [14] **Pischinger, F.**, 1975, Verbrennungsmotoren, Band I, Selbstverlag, Aachen.
- [15] **Heisler, H.**, 1998, Advanced Engine Technology, Arnold, Hodder Headline Group. Londra.
- [16] **Heisler, H.**, 1998, Vehicle and Engine Technology, Arnold, Hodder Headline

Group. Londra.

- [17] Leigh, J. R., 1983, Modelling and Simulation, Peter Peregrinus Ltd.**
- [18] Wensyang, H., Pisano, A. P., 1993, Modeling of a Finger-Follower Cam System with Verification in Contact Forces, ASME Vibrations and Dynamics of Robotic and Multibody Structures, s. 29-38.**
- [19] Hatch, C. T., Pisano, A. P., 1991, Modelling, Simulation, and Modal Analysis of a Hydraulic Valve Lifter with Oil Compressibility Effects, ASME Journal of Mechanical Design, s. 113.**
- [20] Liou, J. J., Huang, G., Hsu, W., 1998, Experimental Study of a Variable Pressure Damper on an Automotive Valve Train, ASME Journal of Mechanical Design, s. 279-281.**
- [21] Hsu, W., Pisano, A. P., 1996, Modeling of a Finger-Follower Cam Sysytem with Verification in Contact Forces, ASME Jounal of Mechanical Design, s.132-137.**
- [22] Pippenger, J. J., 1959, Fluid Power Controls, McGrew-Hill, New York.**
- [23] Henke, R. W., 1970, Introduction to Fluid Power Circuits and Systems, Addison-Wesley Publishing Company, Massachusetts.**
- [24] Merritt, H. E., 1967, Hydraulic Control Systems, Wiley, New York.**
- [25] Williams, J. A., 1996, Engineering Tribology, Oxford University Press, New York.**
- [26] Part-Enander, E., 1996, The Matlab Handbook, Adisson-Wiley, Londra.**
- [27] Hanselman, D., Littlefield, B., 1996, Mastering Matlab, Prentice-Hall, New Jercey.**
- [28] Schultz, D. G., Melsa, J. L., 1967, State Functions and Linear Control Systems, McGraw-Hill, New York.**
- [29] Isermann, R., 1981, Digital Control Systems, Springer-Verlag, Berlin.**
- [30] Ogata, K., 1970, Modern Control Engineering, Prentice-Hall, New Jersey.**
- [31] Ralston, A., 1965, A First Course in Numerical Analysis, McGraw-Hill, New York.**
- [32] Robert Bosch GmbH, 1986, Automotive Handbook, VDI Verlag, Düsseldorf.**
- [33] Gunther, R. C., 1971, Lubrication, Chilton Book Company, Philadelphia.**
- [34] Niemann, G., 1981, Maschinen-elemente, Band I, Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, Springer-Verlag, Berlin.**

EK A

RUNGE-KUTTA NON-LİNEER DİFERANSİYEL DENKLEM YAKLAŞIK ÇÖZÜM METODU:

Runge-Kutta metodunun birçok varyasyonu mevcuttur. Metodun temel prensibi incelenecek olursa, verilen bir non-lineer diferansiyel denklemde:

$$\frac{dx}{du} = f(x, u) \quad (4.6.4)$$

x , u 'nın bir fonksiyonu ise, $x(u)$ Taylor serisine açılabilir:

$$x(u) = x_0 + \frac{dx}{du}(u - u_0) + \frac{1}{2} \frac{d^2x}{du^2}(u - u_0)^2 + \dots \quad (4.6.5)$$

$h = u - u_0$ şeklinde tanımlanırsa:

$$x(u_0 + h) = x_0 + h \frac{dx}{du} + \frac{h^2}{2} \frac{d^2x}{du^2} + \dots \quad (4.6.6)$$

Verilmiş (x_0, u_0) başlangıç şartları için, $x(u_0 + h)$ hesaplanabilir ve u 'nun h kadar ufak artışları için bu işlem tekrarlanarak x değerleri elde edilir.

Runge-Kutta metodu yaklaşım için Taylor serisinin ilk dört terimini aldığında:

$$k_1 = hf(x_0, u_0);$$

$$k_2 = hf\left(x_0 + \frac{k_1}{2}, u_0 + \frac{h}{2}\right);$$

$$k_3 = hf\left(x_0 + \frac{k_2}{2}, u_0 + \frac{h}{2}\right);$$

$$k_4 = hf(x_0 + k_3, u_0 + h) \quad (4.6.7)$$

Buradan:

$$x(u_0 + h) = x_0 + \left(\frac{1}{6}\right)(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

Taylor serisi açılımının ilk dört terimi kullanıldığından bu ifade dördüncü dereceden Runge-Kutta metodudur.

Uzun zaman aralığında alt programlar kullanılarak adım uzunlukları, sayıları arttırılmak sureti ile ayarlanarak Runge-Kutta metodunun çözüm hızı ve hassasiyeti değiştirilebilir.

EK B

LAPLACE TRANSFORMASYON METODU İLE LINEER DİFERANSİYEL DENKLEM ÇÖZÜMÜ

Laplace transformasyonu ile lineer diferansiyel denklemlerin tam çözümleri elde edilebilir. Diferansiyel denklemin tam çözümünün elde edilebilmesi için klasik metodlar, başlangıç şartları kullanılarak, entegrasyon sabitlerinin elde edilmesini gerektirir. Laplace transformasyon metodunda ise başlangıç şartlarından entegrasyon sabitlerinin elde edilmesi, diferansiyel denklemin Laplace transformasyonuna eklendiğinden gerekmemektedir.

Başlangıç şartları sıfır olduğunda diferansiyel denklemin Laplace transformasyonu sadece d/dt yerine S , d^2/dt^2 yerine S^2 şeklinde dönüşüm yapılarak sağlanabilir.

Lineer diferansiyel denklemin Laplace transformasyon metodu ile çözümünde şu iki hususa dikkat edilmelidir:

- 1- Lineer diferansiyel denklemin her teriminin Laplace transformasyonu alınarak, diferansiyel denklem S 'e bağlı cebrik forma dönüştürülür ve ifade bağlı değişkenlere göre yeniden düzenlenir.
- 2- Diferansiyel denklemin zamana bağlı sonucu, denklemlerin Laplace transformasyonunun tersiyle elde edilir.

Bu şu şekilde izah edilebilir, aşağıdaki denklem göz önüne alındığında:

$$m\ddot{x} + kx = f(t)$$

Burada $f(t)$ giriş ifadesidir. Her terimin Laplace transformasyonu yapıldığında:

$$L[m\ddot{x}] = m[S^2 X(S) - Sx(0) - \dot{x}(0)]$$

$$L[kx] = kX(S)$$

$$L[f(t)] = F(S)$$

Buradan:

$$(mS^2 + k)X(S) - mSx(0) - m\dot{x}(0) = F(S)$$

$X(S)$ çekilerek,

$$X(S) = \frac{F(S)}{mS^2 + k} + \frac{mSx(0) + m\dot{x}(0)}{mS^2 + k}$$

Sağ taraftaki ilk terim başlangıç şartları sıfır olduğunda diferansiyel denklemin sonucunu temsil eder. İkinci terim ise başlangıç şartlarının etkisini belirler. Diferansiyel denklemin zaman sonucu $X(S)$ 'in ters Laplace dönüşümü ile elde edilir:

$$x(t) = L^{-1} \left[\frac{F(S)}{mS^2 + k} \right] + L^{-1} \left[\frac{mSx(0) + m\dot{x}(0)}{mS^2 + k} \right]$$

$f(t)$ bir basamak fonksiyonu olarak alınırsa:

$$\begin{aligned}
 x(t) &= L^{-1} \left[\frac{1}{S(mS^2 + k)} \right] + L^{-1} \left[\frac{mS^2(0) + m\dot{x}(0)}{mS^2 + k} \right] \\
 &= \left(1/k - 1/k \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t \right) + \left[x(0) \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \dot{x}(0) \sqrt{\frac{m}{k}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t \right]
 \end{aligned}$$

Burada $x(0)$ ve $\dot{x}(0)$ başlangıç şartları sonucun içindedir ve $x(t)$ 'nin belirlenmemiş sabiti yoktur.



EK C

SİSTEMLERİN DURUM UZAY FORMUNA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

Sınırlı sayıda küme elemanları içeren bir dinamik sistem, zamanın bağımsız değişken olduğu bir diferansiyel denklem şeklinde tanımlanabilir. Vektör-matris notasyonu kullanılarak n. dereceden bir diferansiyel denklem birinci dereceden bir vektör-matris diferansiyel denklem şeklinde ifade edilebilir. Vektörün n elemanı durum değişkenleri ise, bu durumda vektör-matris diferansiyel denklemini durum denklemini adını alır.

Giriş Denklemi Türev İçermeyen n. Dereceden Lineer Bir Denklemin Durum Uzay Formunda Gösterimi

n. dereceden aşağıdaki gibi bir ifade alındığında:

$$y^{(n)} + a_1 y^{(n-1)} + \dots + a_{n-1} \dot{y} + a_n y = u$$

$y(0), \dot{y}(0), \dots, y^{(n-1)}(0)$ değerlerinin ve $t \geq 0$ için $u(t)$ bilindiğinde sistemin davranışı belirlenebilir. $y(t), \dot{y}(t), \dots, y^{(n-1)}(t)$, n durum değişkeni olarak alınabilir. (Matematiksel olarak durum değişkenlerinin bu şekilde alınması uygun olabilir ancak pratikte yüksek dereceli türevler doğru olmayacağından, pratik hallerde oluşacak gürültü etkisi nedeniyle istenmeyen bir durumdur.)

Şu tanımlamaları yaparsak:

$$x_1 = y$$

$$x_2 = \dot{y}$$

...

$$x_n = y^{(n-1)}$$

ifade şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = x_3$$

...

$$\dot{x}_{n-1} = x_n$$

$$\dot{x}_n = -a_n x_1 - \dots - a_1 x_n + u$$

Veya

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Burada:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ -a_n & -a_{n-1} & -a_{n-2} & \dots & -a_1 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Çıkış denklemi:

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}$$

veya

$$y = Cx$$

Burada

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}$$

birinci dereceden diferansiyel denklem durum denklemi ve cebrik ifade çıkış denklemidir.

Giriş Denklemi Türev İçeren n. Dereceden Sistemlerin Lineer Diferansiyel Denklemlerin Durum Uzay Formunda İfadesi

Diferansiyel denklemin giriş ifadesinin türevleri mevcut ise, ifade şu şekilde olabilir:

$$y^{(n)} + a_1 y^{(n-1)} + \dots + a_{n-1} \dot{y} + a_n y = b_0 u^{(n)} + b_1 u^{(n-1)} + \dots + b_{n-1} \dot{u} + b_n u$$

Dolayısı ile n değişken; $y, \dot{y}, \ddot{y}, \dots, y^{(n-1)}$ durum değişkenleri olarak kabul edilemez ve yukarıdaki metod kullanılamaz. Çünkü n birinci derece ifade:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = x_3$$

$$\dot{x}_n = -a_1 x_1 - a_{n-1} x_2 - \dots - a_1 x_n + b_0^{(n)} u + b_1^{(n-1)} \dot{u} + \dots + b_n u$$

Burada $x_1=y$ 'nin tekil sonucu olmayacaktır.

Burada durum değişkenlerini tanımlarken karşılaşılan temel problem, n denkleminin sonucunun sağ tarafındaki türev terimlerinde yatmaktadır. Durum değişkenleri, durum denkleminde u'nun türevlerini yok edecek şekilde düzenlenmelidir.

Bu u durum değişkeni şu şekilde düzenlenerek sağlanabilir:

$$x_1 = y - \beta_0 u$$

$$x_2 = \dot{y} - \beta_1 u = \dot{x}_1 - \beta_1 u$$

$$x_3 = \ddot{y} - \beta_0 \ddot{u} - \beta_1 \dot{u} - \beta_2 u = \dot{x}_2 - \beta_2 u$$

...

$$x_n = y^{(n-1)} - \beta_0^{(n-1)} u - \beta_1^{(n-1)} \dot{u} - \dots - \beta_{n-2}^{(n-2)} \ddot{u} - \beta_{n-1} \dot{u} = \dot{x}_{n-1} - \beta_{n-1} u$$

Burada $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ şu şekilde belirlenebilir:

$$\beta_0 = b_0$$

$$\beta_1 = b_1 - a_1 \beta_0$$

$$\beta_2 = b_2 - a_1 \beta_1 - a_2 \beta_0$$

$$\beta_3 = b_3 - a_1 \beta_2 - a_2 \beta_1 - a_3 \beta_0$$

...

$$\beta_n = b_n - a_1 \beta_{n-1} - \dots - a_{n-1} \beta_1 - a_n \beta_0$$

ve durum denkleminin sonucunun tekil olması sağlanır. (Bu durum değişkenleri için tek seçenek değildir.) Durum değişkenlerinin bu şekilde seçilmesi ile sistem için aşağıdaki durum ve çıkış denklemleri yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_{n-1} \\ \dot{x}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ -a_n & -a_{n-1} & -a_{n-2} & \dots & -a_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_{n-1} \\ x_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_{n-1} \\ \beta_n \end{bmatrix} [u]$$

$$y = [1 \ 0 \ \dots \ 0] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} + \beta_0 u$$

veya

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx + Du$$

Burada:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ -a_n & -a_{n-1} & -a_{n-2} & \dots & -a_1 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_{n-1} \\ \beta_n \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0 \ \dots \ 0], \quad D = \beta_0 = b_0$$

Başlangıç şartı $x(0)$ durum değişkenleri ile belirlenebilir.

Bu durum-uzay gösteriminde A matrisi diğer çözümdeki aynıdır. İfadenin sağ tarafındaki türevler B matrisinin elemanlarının değişmesine neden olurlar.

Aynı şekilde aşağıdaki transfer fonksiyonunun durum-uzay gösterimi de yukarıdaki şekilde verilebilir.

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0 s^n + b_1 s^{n-1} + \dots + b_{n-1} s + b_n}{s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n}$$

ÖZGEÇMİŞ

1966 yılında İskenderun'da doğdu. İlk öğrenimini Ataköy, Muhittin Üstündağ İlkokulu'nda tamamladıktan sonra, orta ve liseyi Saint Joseph Fransız Erkek Lisesi'nde bitirerek 1985 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Bölümüne girdi. 1989 yılında Yüksek Lisans'a başladı ve 1990 yılında Makina Fakültesinde Araştırma Görevlisi oldu. 1992 yılının Ocak ayında Yüksek Lisansını tamamlayarak Doktoraya başladı. 1992 yılında Ecole Polytechnique de Montreal'de Araştırma Görevlisi olarak bulundu. Halen Makina Fakültesinde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

