

TC  
İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KONU : Dönme Hareketini Doğrusal Harekete  
Dönüştüren Mekanizmaların Kinematığı

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

PROGRAMI : Makina Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Kolu  
Adı Soyadı : Müh. Sezan ORAK

TEMMUZ 1983

DÖNME HAREKETİNİ DOĞRUSAL  
HAREKETE DÖNÜŞTÜREN  
MEKANİZMALARIN KİNEMATİĞİ

SEZAN ÇRAK

Tezin Yöneter : Yrd. Doç. Dr. Yüksek YILMAZ

Tezin Veriliş : 15/11/1982

Tezin Teslimi : 1/7/1983

# İÇİNDEKİLER.

Sayfa

|   |    |
|---|----|
| Giris .....   | 1  |
| I- Kollu mekanizmalarla doğrusal hareketin gerçekleştirilmesi.  |    |
| I-1. Doğrusal Hareketi Tam Gerçekleyen Mekanizmalar.  |    |
| I-1.1. Döner Kayar Mafsallı Mekanizmalarla Doğrusal Hareketin Gerçekleştirilmesi.                           |    |
| I-1.1.1. Biyel Eğrileri .....   | 3  |
| I-1.1.2. Krank-Biyel Mekanizması .....  | 6  |
| I-1.1.3. Scott Russells Doğrusal Hareket Mekanizması ve Tadil Edilmiş Scott Russells Mekanizması .....      | 11 |
| I-1.2. Paralel Kol Mekanizmaları Yardımı ile Doğrusal Hareketin Gerçekleştirilmesi.                         | 12 |
| I-1.2.1. Pantoğraf .....  | 12 |
| I-1.2.2. Lazy Tongs Mekanizması .....   | 17 |
| I-1.2.3. Peaucelliers Doğrusal Hareket Mekanizması .....  | 20 |
| I-2. Birbirine Çok Yakın Komşu Konumlarla (yaklaşık olarak) Doğrusal Hareketi Gerçekleyen Kol Mekanizmaları |    |
| I-2.1. Üç-Dört-Altı Konumda Doğrusal Hareketi Gerçekleyen Mekanizmalar .....                                | 20 |
| I-2.2. Yaklaşık Olarak Doğru Çizen Krank-Biyel Mekanizması .....  | 23 |
| I-2.3. Döner Kayar Mafsallı Krank-Biyel Mekanizması ile Doğrusal Hareketin Gerçekleştirilmesi .....         | 24 |
| I-2.4. Evans Mekanizması .....  | 24 |
| I-2.4.1. Birinci Tip Evans Mekanizması .....  | 25 |
| I-2.4.2. İkinci Tip Evans Mekanizması .....   | 26 |
| I-2.4.3. Üçüncü Tip Evans Mekanizması .....   | 27 |
| I-2.4.4. Düz Eliptik Hareketin Bir Motor Endikatörüne Uygulanması .....                                     | 28 |
| I-2.5. Konhoid Doğrusal Hareketi .....  | 29 |
| I-2.5.1. Yaklaşık Konhoid Hareketi .....  | 29 |
| I-2.6. Sikloid veya Tchebisheff Hareketi .....  | 30 |
| I-2.7. Lemniskat veya Watt Hareketi .....   | 31 |
| II- Yürek Mekanizmaları ile Doğrusal Hareketin Gerçekleştirilmesi   |    |
| II-1. Giriş .....   | 33 |
| II-2. Yürek Mekanizmalarının Sınıflandırılması...   | 33 |

|   | <u>Şayfa</u> |
|---|--------------|
| II-4. Doğrusal Yönlü Yürek Mekanizmaları .....                          | 51           |
| II-5. Tambur (silindirik) Yürekler .....                                | 55           |
| III- Doğrusal Hareketi Gerçekleyen<br>Diğer Mekanizmalar                |              |
| III-1. Şekil Kapalı, Toparlıklı ve Kollu<br>Doğrusal Yönlü Mekanizmalar |              |
| III-1.1. Scotch-Yoke Mekanizması .....                                  | 57           |
| <br>  |              |
| Kaynaklar .....   | 61           |

## GİRİŞ

Bu çalışmada dönme hareketini doğrusal harekete dönüştüren mekanizmaları göz önüne alacağız. Bu mekanizmaları kol mekanizmaları ve yürek mekanizmaları olarak sınıflandıracacağız. Zamanımız mekanizma teorisi ampirik olarak bulunan kaidelere dayanmayıp, aksine kavramsal ilme köprü kurmakta ve daha çok geometrik esaslara dayanan genel olarak kullanılabilir metotları ortaya koymaktadır. Hızların ve ivmelerin bulunmasında, mafsâl noktalarının geometrik yerlerinin ve mekanizma uzuvlarının ölçülerinin bulunmasında grafik metotlar kullanılmıştır.

Yapılmak istenen işin gerektirdiği hareket seyri için ama- ca uygun olarak bir yürek mekanizmasıyla mı, yoksa bir kol mekanizmasıyla mı gerçekleştirileceği hakkında daima ortaya çıkan soru, her ne kadar çok defa kol mekanizması daha elverişli ve pratik bakımdan daha kıymetli mekanizma şeklini gösteriyorsa da çoğunlukla yürek mekanizmalarının lehine cevaplandırılır. Yürek mekanizmasının tercih edilmesinin sebebi, bir çok konstrüktör için kol mekanizmalarının ölçülere- nin bulunması metotlarının henüz kolay olmamasında görülebilir.

Kol mekanizmalarının yürek mekanizmalarına nazaran üstün lüklerinin sebebi, kol mekanizmalarında yalnız adi eleman çiftlerinin bulunması dolayısıyla kuvvetlerin yüzeyler vasa tasıyla, yürek mekanizmalarında ise teorik olarak yürek ile toparlağın temas ettiği bir çizgi boyunca nakledilmesinde aranmalıdır. Bundan dolayı da yürek ile toparlağın çabuk aşınmasına sebep olan yüksek yüzey basınçları kol mekanizmalarında görülmemektedir.

Kol mekanizmalarında mecburî hareketliliğin elemanların şekil kapallılığı ile sağlanmasına karşılık, yürek mekanizmalarında ya kuvvet ya da şekil kapallılık uygulanabilir. Fakat kuvvet kapalı yürek mekanizmaları, özellikle yüksek hızlı makinalarda çok sert yaylar gerektirirler. Şekil kapalı yürek mekanizmalarında toparlak eş mesafeli iki eğri arasın- daki bir yuva içinde hareket eder. Bu şekildeki eğrisel yuvaların tam istenildiği gibi imali pahalıdır. Toparlağın bir basınç değişimine maruz kaldığı yerlerde çabuk aşınma orta- ya çıkar. Bu da darbelere ve tahrik edilen uzvun hareket ka- nununda arzu edilmeyen değişimlere sebep olur.

Kol mekanizmalarının başka bir üstünlüğü basit ayar imka-

Bu alısmada yardımlarını ve geniş anlayışını esirge-  
meyen, Sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Yüksel YILMAZ'a tesek-  
kür etmeyi bir borç bilirim.

Sezan ORAK



Şekil I.1 de  $A_0B_0=k$ ,  $A_0A=r$ ,  $AC=b$ ,  $BC=a$ ,  $AB=c$ ,  $B_0B=R$ , uzunlukları ile birlikte gösterilen üç çubuk mekanizmasında C noktasının  $k_0$  biyel eğrisi, koordinat dönüşümü ile kolayca dik koordinat sistemine dönüştürülebilir. Burada,

$$\begin{aligned} x_A &= x - b \cos \lambda & y_A &= y - b \sin \lambda \\ x_B &= x - a \cos (\lambda + \gamma) & y_B &= y - a \sin (\lambda + \gamma) \end{aligned} \quad (I.1)$$

dır. Diğer taraftan,

$$x_A^2 + y_A^2 - r^2 = 0 \quad (I.2)$$

$$(x_B - k)^2 + y_B^2 - R^2 = 0 \quad (I.3)$$

olduğundan A ve B noktalarının koordinatlarının eliminasyonu ile

$$2bx \cos \lambda + 2by \sin \lambda = x^2 + y^2 + b^2 - r^2 \quad (I.4)$$

$$2a(x - k) \cos (\lambda + \gamma) + 2ay \sin (\lambda + \gamma) = (x - k)^2 + y^2 + a^2 - R^2 \quad (I.5)$$

bulunur. Bu denklemlerden de  $\lambda$  elimine edilirse, biyel eğrisinin denklemi

$$\begin{aligned} & a^2 [(x - k)^2 + y^2] (x^2 + y^2 + b^2 - r^2)^2 - 2ab [(x^2 + y^2 - kx) \cos \gamma + ky \sin \gamma] \\ & (x^2 + y^2 + b^2 - r^2) [(x - k)^2 + y^2 + a^2 - R^2] + b^2 (x^2 + y^2) [(x - k)^2 + y^2 + a^2 - R^2]^2 \\ & - 4a^2 b^2 [(x^2 + y^2 - kx) \sin \gamma - ky \cos \gamma]^2 = 0 \end{aligned} \quad (I.6)$$

olarak elde edilir.

Buradan görüleceği üzere biyel eğrisi 6. dereceden bir eğridir ve bu eğrinin çizimi için uygun eğri teorisi metodu kullanılır. Biyel eğrisi üç katlı noktalara göre sonsuz da imajiner çember noktalarına sahiptir. Bu nedenle 6. dereceden üç sirkülasyonlu eğri olarak tanımlanır.

Biyel eğrisi, bu imajiner çember noktalarının her birinde üç asimptota sahiptir. Ve bu asimptotlar üç reel noktada diğer çember noktaları ile kesisir. Bu üç nokta biyel eğrisinin odak merkezi olarak adlandırılır.  $F_1$  ve  $F_2$  odak merkezleri  $A_0$  ve  $B_0$  ile birlikte oluşur.  $A_0B_0$  üzerindeki ABC üçgeni ile aynı amaçlı üçgenin üçüncü köşe noktasının üçüncü odak merkezinin  $F_3$  olduğu görülür.

Biyel eğrisinin  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  odak noktalarından geçen  $k'$  çemberine kesen üç tane çift katlı noktası vardır. (Şekil I.2) Bazı dördüncü özel çift katlı noktası olan istisnalar için geçerli değildir. Örneğin, katlı üç çubuk mekanizmalarında sistemin noktalarının biyel eğrisinin dört çift katlı noktası vardır. Zira katlanmış konumda  $k'$  çemberi üzerinde üç çift katlı nokta ve bir özel çift katlı nokta olabilir.

Bir değme noktasında meydana gelecek şekilde, üç çift katlı noktadan iki benzer sistem ortaya çıkarılabilir. Her reel çift katlı nokta ani dönme merkezi ile birlikte dü-ünüldüğü de ya düğüm noktası veya dönüm noktası yada bir avrılma noktasıdır. bu durumda hiç bir reel biyel konumuna karşı gelmez



$a \neq 0, b \neq 0, \sin \theta \neq 0$  olmak üzere, k' gemberinin (I.8.c) ifadesinde  $W=0$  alınrsa (I.7) ifadesi bulunur.

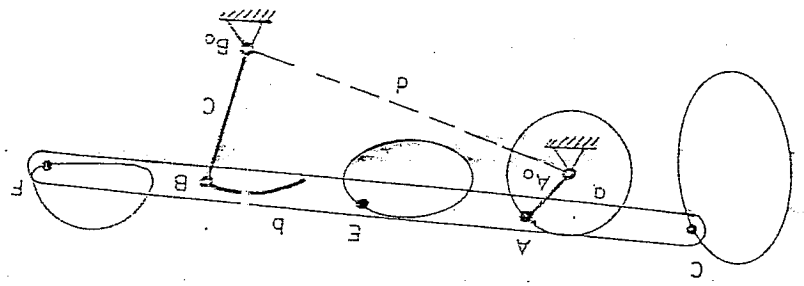
Bu anatik inceleme  $U=0, V=0, W=0$  olduğundan bivel eğrisinin katlı noktaları olduğunu göstermektedir. Diğer yandan  $U, V, W$  (I.8) eşitliği ile birbirine bağlıdır.

### Relatif Hareketlerin Sonucu Meydana Gelen Eğri Şekilleri:

Grashof şartını gerektileyen herhangi bir dört köşe mafsallı bir kısıta uzvun her iki mafsallı tam dönebilir, olmasın karelik diğer iki mafsallı sadece salınım hareketi yapar. Örneğin, kol-sarkaç kol mekanizmasında (Şekil. I.3) kol ve sarkaç kola göre biveleli hareketi her iki uzvun mutlak hareketi ile üst üste binmektedir. C, E ve F biveleli noktaları A ve B mafsallarından yarım biveleli boyu uzaklıkta olmak üzere biveleli doğruları üzerinde bulunmaktadırlar E ve F noktalarının C sarkaç düzleme göre relatif hareketleri eşit noktalardır.

Dört köşe mafsallı bir uzvun hareketi yönüngenli şekilde de karşımıza çıkabilir her biveleli eğriyi esasen birbirinden farklı bir düzlemdeki iki hareketin süperpozisyonu olarak kabul edilebilir.

Dört köşe mafsallı bir uzvun hareketi yönüngenli şekilde de karşımıza çıkabilir her biveleli eğriyi esasen birbirinden farklı bir düzlemdeki iki hareketin süperpozisyonu olarak kabul edilebilir.

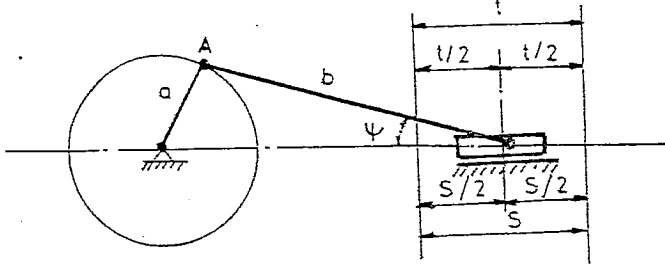


Şekil I.3

### I.1.1.2. Krank-Biveleli Mekanizması:

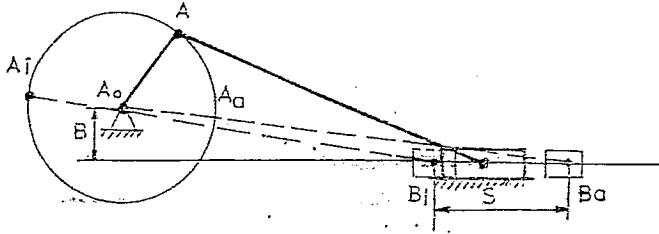
#### I.1.1.2.1. Esaslar:

Krank-biveleli mekanizması, bir dönme hareketinin doğrusal bir eğriye gelme hareketine dönüştürülmesine veya bunun tersine yarar.



Şekil.I.4

### Santrik krank-biyel mekanizması



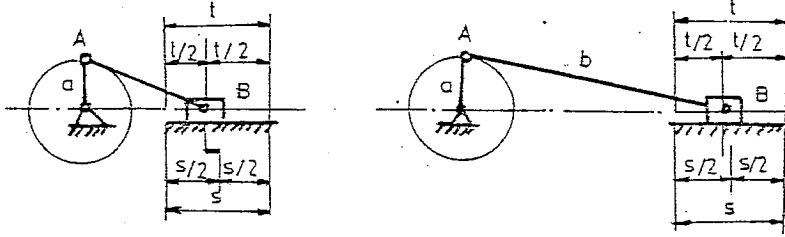
Şekil.I.6

### Eksantrik krank-biyel mekanizması

Krank-biyel mekanizmasında kulis taşı-kulis taşı-salınım hareketi yapan mekanizma uzvu olarak düşünülebilir. Krank-biyel mekanizması ile kol-sarkaç kol mekanizmalarında sık görülen eksantrisite kavramı üzerinde duralım. Genel olarak ölü konum doğrultusunun kol yatağına göre konumuna eksantrisite denir. Kulis taşı yörüngesinin salınım yayınının her iki ölü noktasından geçen bir doğru çizilirse, bu doğru ve kol yatağı merkezinden yada onun açığından geçer. Birinci durumda santrik, ikinci durumda ise eksantrik mekanizma söz konusudur. Merkezden bu sapmaya, yani kol yatağı ile ölü konum doğrusu arasındaki düşey uzaklığa eksantrisite ( $e$ ) adı verilir.

Krank yatağı merkez olarak alınır ve  $b+a$  ile  $b-a$  varı çaplı daireler çizilirse strok uzunluğu ortaya çıkmış olur. Ancak santrik konumda kiris üzerinde ölçülen strok uzunluğu her iki daireyi radyal doğrultuda kestiğinden bu uzaklık iki daire arasındaki en kısa uzaklık olmalıdır. ( $s=2a$ ) strok uzunluğu ve hız, eksantrisite ile birlikte artmaktadır.

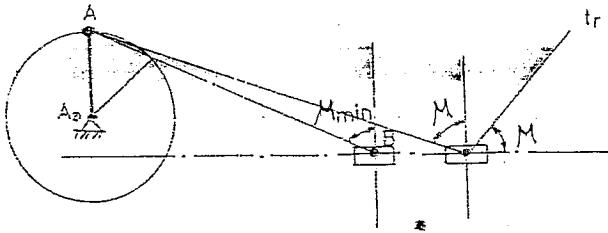
Biyel uzunluk oranı  $\lambda = a/b$  dir. Santrik krank-biyel mekanizmasında  $\lambda = \sin \psi_{\max}$  dir. Burada  $\psi$ , biyel eksenini ile kayma doğ



Şekil I.6

Yukarıdaki şekilde a kolu kayma doğrultusuna diktir. Yani bir stroka düşen  $180^\circ$  lik dönme açısının ortasındadır, diğer bir deyimle kol "zaman ortasındadır." Ancak B kulis taşı muylusu tam strok ortasında bulunmamaktadır. Zaman ortası ile strok ortası arasındaki fark, kulis taşında özellikle belirtilmiştir. Bu fark  $\lambda$  ile artmakta, yani aynı zamanlara  $-90^\circ$  lik krank dönmesine, düşen yollar arasındaki fark daha büyümekte ve böylece her iki strok yarısının ortalama hızlarındaki fark artmaktadır.

Krank-biyel mekanizmasında transmisyon açısı ( $\mu$ ); AB biyeli ile B de hareket doğrultusuna çizilen dik arasındaki açıdır.



Şekil I.7

Şekil (I.7) den de görüleceği gibi kol, kavıcı taşın hareket doğrultusuna dik konuma gelince  $\mu$  en küçük değeri alır.

Verilen bir  $s=s_0$  stroklu santrik bir krank-biyel mekanizmanın kayını istensin,  $S_0=2a$  bağıntısından önce krank kolunun uzunluğu  $a=S/2$  tayin edilir.  $b$  keyfi seçilebileceğinden sonsuz sayıda çözüm elde edilebilir. Bu mekanizmaların bir kaçının mukayesesinden  $\lambda=a/b$  oranı büyükse en küçük bağlama açısı  $\mu_{min}$ 'un o kadar küçük ve kuvvet naklinin o kadar elverişsiz

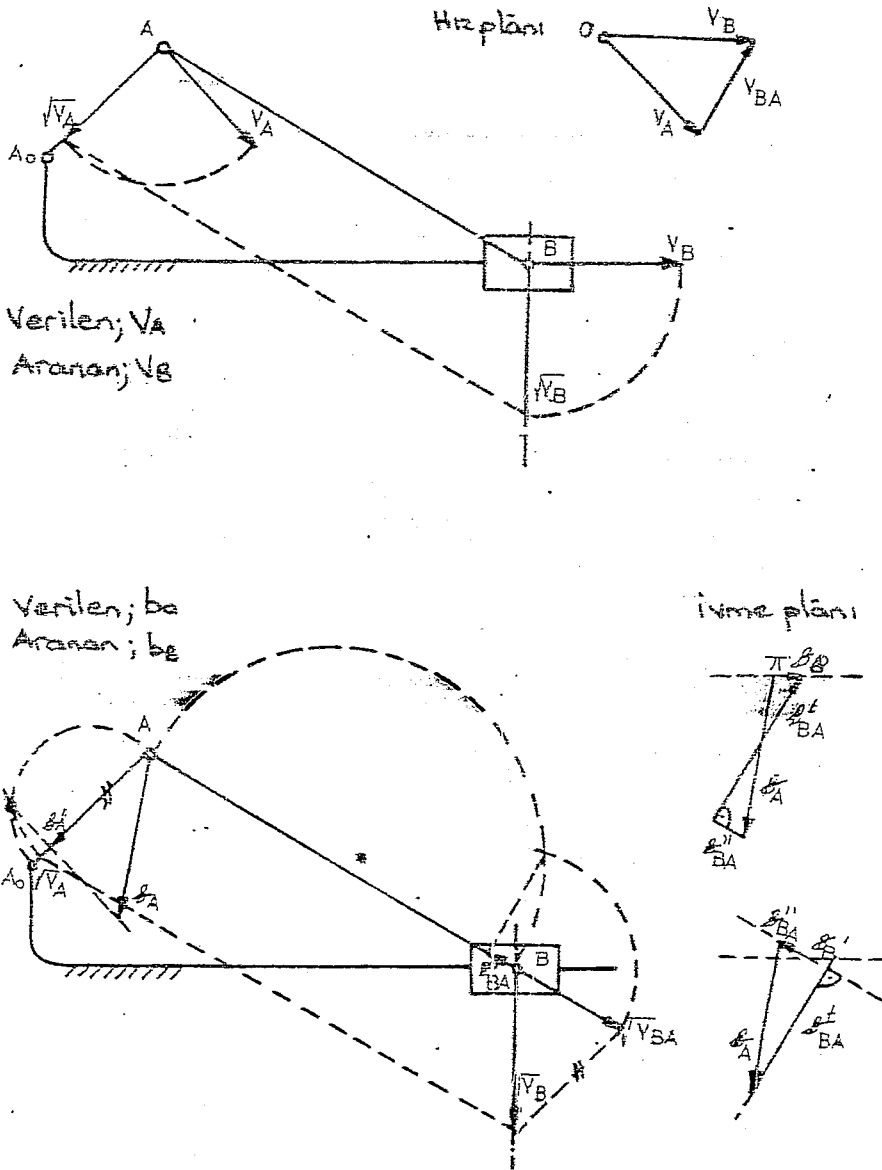
olduğu görülür. Bu yüzden  $\mu_{min}$  için elverişli bir değer şart koşulabilir. Örneğin  $\mu_{min}=40^\circ$  bu takdirde serbest seçilen bir yel uzunluğu artık tayin edilebilir.

$$\cos \mu_{min} = \frac{a}{b} = \lambda = \frac{S_0}{2b}$$

$$b = \frac{S_0}{2 \cos \mu_{min}}$$

bulunur.

### I.1.1.2.2. Krank-biyel mekanizmasında hız ve ivmelerin bulunması:

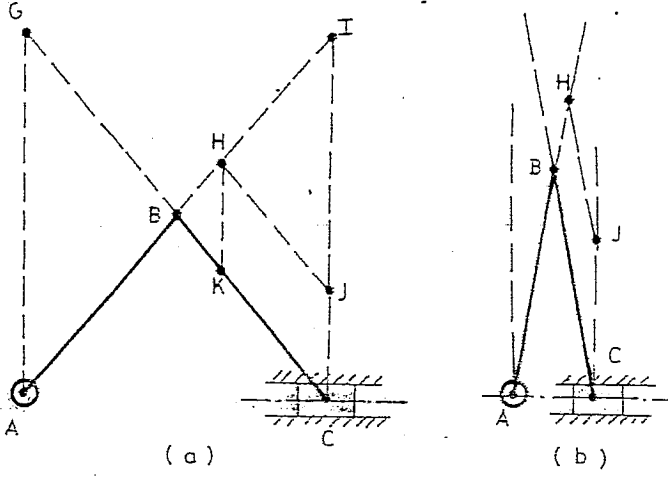


Şekil.1.8

### I.1.1.2.3. Krank-biyel mekanizmasının hız analizi:



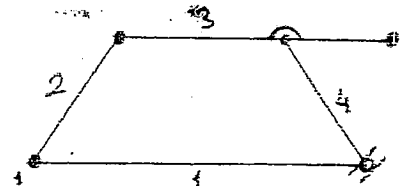
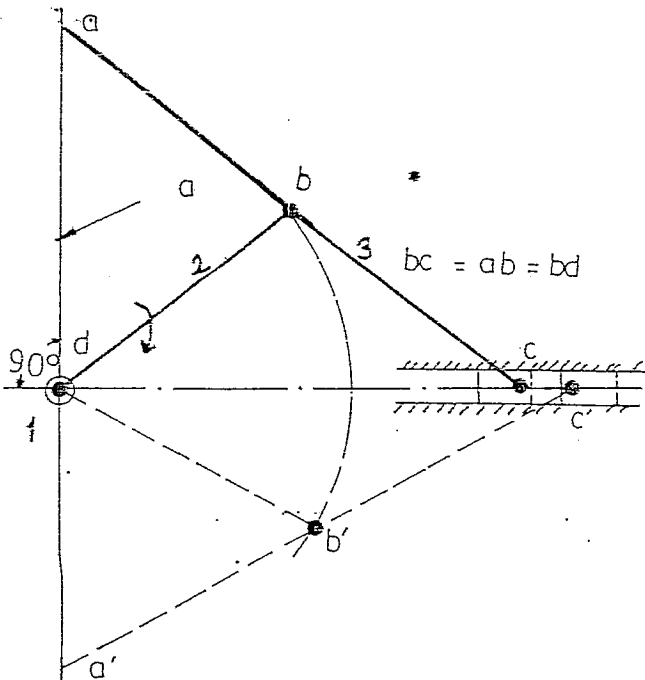
$v_c = \omega_{AB} \times AB \times \frac{JC}{HB}$ , denklemi elde edilir.



Şekil.1.10

### 1.1.1.3. Scott Russell's Doğrusal Hareket Mekanizması:

Şekil(1.10) de görülen mekanizma ac ve db kollarının b noktasında pimlenmesiyle meydana gelmiştir. db kolu d merkezi etrafında döner. ac kolu c noktasında kayan bir bloğa tesbit edilmiştir. e ve d noktaları aynı eksen üzerinde olurlar. Bu mekanizma  $ab = bc = bd$  iken a noktası için tam bir doğrusal hareket elde edilir. Bu mekanizmanın bütün diğer birer noktaları elipsler üzerinde hareket ederler. Bu yüzden bu mekanizma elips pergeli olarak da adlandırılır. Bu mekanizmanın tek dezavantajı kayma sürtünmeleridir.



zincir

Üç döner, bir kayar mafsall var.

Şekil.1.11





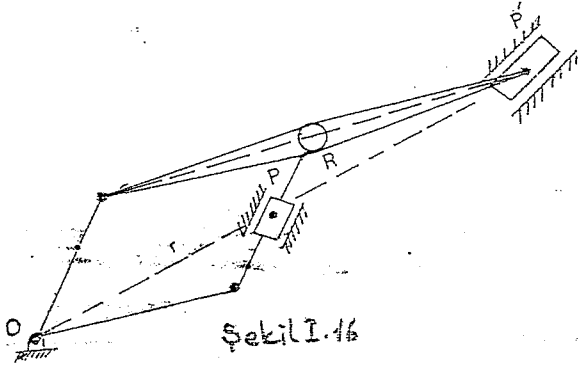




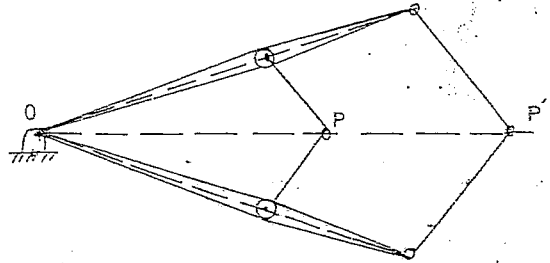
lerin geometrik olarak benzer olmalarını sağlar.

### I.1.2.1.3. Pantograf Mekanizmalarının Kinematik Şemaları ve Bunlarda Gerçekleştirilebilecek Dönüşüm Oranlarının İncelenmesi:

Pantograf mekanizmasının prensip olarak bir paralel kenar ve bu paralel kenarın bir noktasının düzlemde sabit tutulması ile gerçekleştiği düşünülürse, sabit tutulan noktayı değiştirerek farklı kinematik şemaların ve paralel kenarın boyutlara -izleyici ve kesici takım uçlarının sabit noktaya olan uzaklıkları- değiştirilerek farklı oranların elde edilebileceği görülür.



Şekil I.16



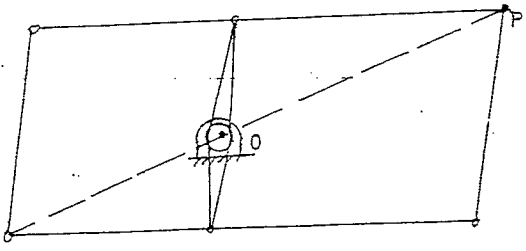
Şekil I.17

Şekil(I.16-17-18) de görülen düzlemsel mekanizmalar giriş hareketini istenen ölçekte büyütürük çıkış hareketi verirler. Şekil(I.16)daki düzenlemede giriş P de, çıkış P' dedir. Benzer üçgenlerden r ve R vektörlerinin yön ve siddet olarak birbiriyle daima sabit oran verdiği görülebilir. P noktası şekilde gösterilen kanalda hareket ettiğinde P' de R/r kadar daha büyük bir yol alır. Bu mekanizmanın tersleri sırası ile P ve P' noktalarını sabit tutarak ve O'yu izleme noktası yaparak elde edilebilir.

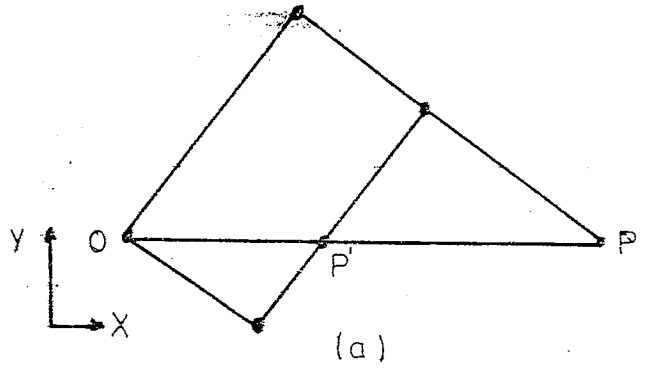
Farklı dönüşüm oranları elde etmek için giriş ve çıkış noktalarının yer vektörlerinin siddetleri değiştirilmelidir. Şekilde görülen mekanizmalarda 1:1.5 tan başlamak üzere farklı dönüşüm oranları elde edilebilir. Bu değer paratik olarak 1:1.5 ile 1:10 arasındadır.

### I.1.2.1.4. Üçüncü Boyutta Dönüşüm Oranlarının Sağlanması:

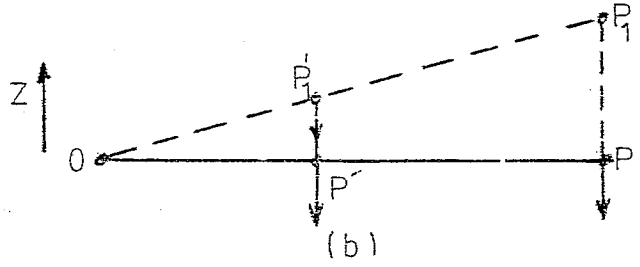
Pantograf mekanizması düzlemsel olabileceği gibi üç boyutluda olabilir. Bu durumda yatay düzlemde sağlanan dönüşüm oranının dikey düzlemde sağlanması gerekir. Yani kesici ve izleyici uçların düşey yer değiştirmeleri dönüşüm oranına uygun olmalıdır.



Şekil I.18



(a)



(b)

Şekil I.19

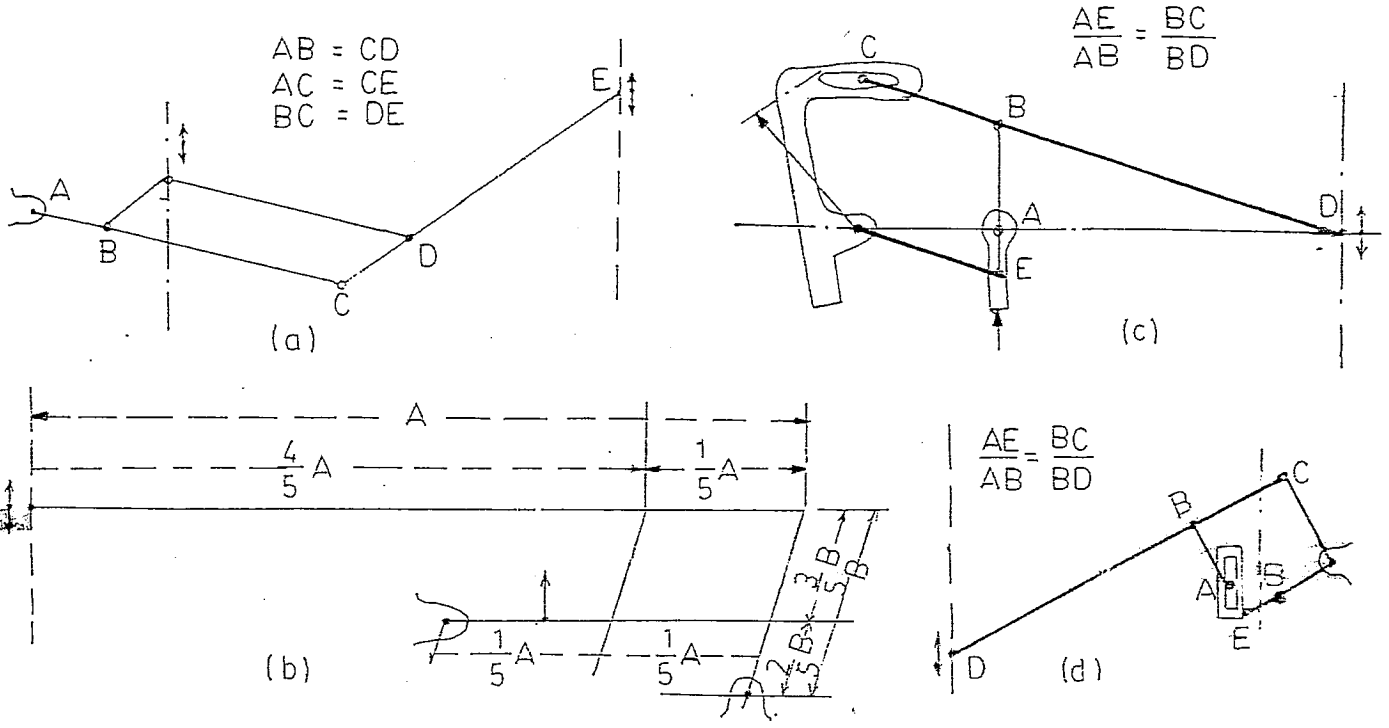
Dönüşüm oranının 1:1 ve bundan farklı değerleri alması durumunda iki ayrı konstrüksiyon düşünülmelidir. 1:1 dönüşüm oranına sahip mekanizma kesici ve izleyici uçların düşey yer değiştirmeleri oranında 1:1 olması gerekeceğinden uçların birlikte hareketi sağlanmalıdır. (Şekil I.19)

Dönüşüm oranı, izleyici ve kesici uçların (Giriş ve Çıkış uçları) düzlemde sabit tutulan noktaya uzaklıkları oranı olarak tanımlandığına göre, aynı dönüşüm oranını düşey düzlemde elde etmek için aynı doğru üzerindeki bu üç noktayı bir çubukla birleştirmek gerekir. Şekil I.19(a) da bir pantograf mekanizması x-y yatay düzleminde, I.19(b) de ise Z-düşey düzleminde görülmektedir. Şekil I.19(b) deki P izleyici uç Z yönünde  $P_1$  noktasına geldiğinde  $P'$  ucunda  $P''$  konumuna ulaşacaktır. Benzer üçgenlerden,  $PP_1/PP_2 = OP'/OP''$  yazılabilir. Pantograf dönüşüm oranı tanımından  $OP'/OP'' = 1$ , yani giriş ve çıkış uçlarının Z doğrultusunda yer değiştirmeleri oranı pantograf dönüşüm oranına eşittir.

Şekil I.20(a-b-c-d) de pantograf mekanizmasının kol oranları verilmiştir.

### I.1.2.2. Lazy Tongs Mekanizması:

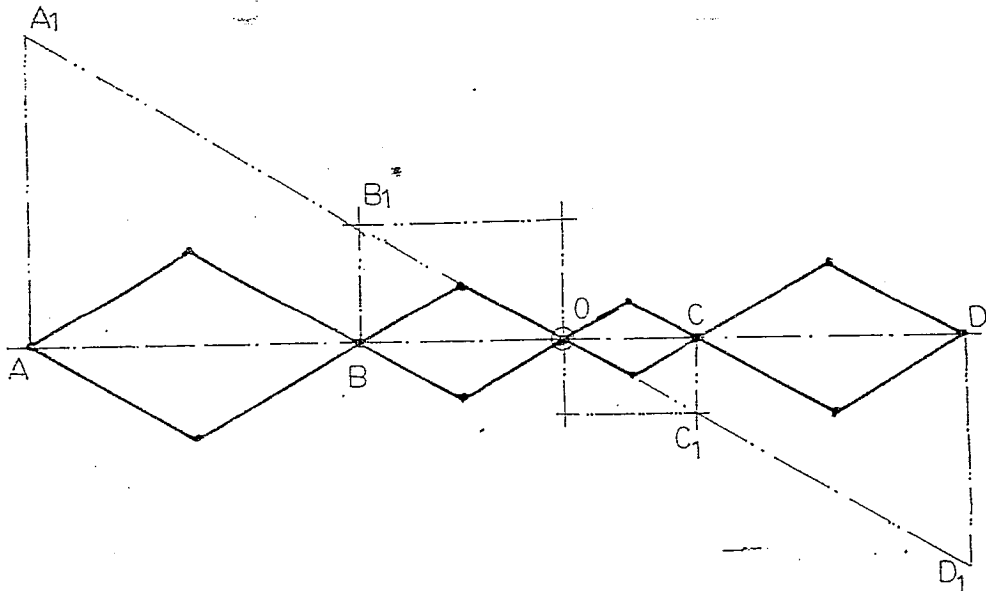
Bir izleyici nokta, bir veya iki kesici nokta olduğu zaman genellikle pantograf kullanılır. İki'den fazla izleme noktası varsa, pantografla aynı görevi yapan başka bir mekanizma kullanılır. Lazy Tongs iki veya daha çok paralel kardan oluşan, dörtten daha fazla kola sahip bir mekanizmadır.



Şekil.1.20

Örnek: Bir Lazy Tongs Mekanizmasının Dizaynı:

A kesici nokta ve B, C, D izleyici noktalardır. A noktası 2birim, B noktası 0.75 birim aynı yönde hareket ederken, C noktası 0.5 birim ve D noktasında 1.5 birim zıt yönde hareket etmelidir. A ve D arası 6 birimdir.



Şekil.1.21

AD=6 birim çizilir.  $AA_1$  ve  $DD_1$ , AD ye dik olarak çizilir.  $DD_1 = 3/4 AA_1$  dir.  $A_1$  ve  $D_1$  noktaları birleştirilir.  $A_1 D_1$  in AD ile kesime noktasına O sabit noktası yerleştirilir.  $B_1$  noktası AD doğrusuna  $3/8 AA_1$  uzaklığından çizilen paralelin  $A_1 D_1$  doğrusuna kestiği noktadır. Buradan AD doğrusuna dik inilerek B noktası bulunur. Yine aynı şekilde  $1/4 AA_1$  uzaklığından AD ye çizilen paralelin  $A_1 D_1$  i kestiği nokta  $C_1$  dir. Buradan AD ye dik inilerek C noktası bulunur. böylece mekanizma boyutlandırılır.

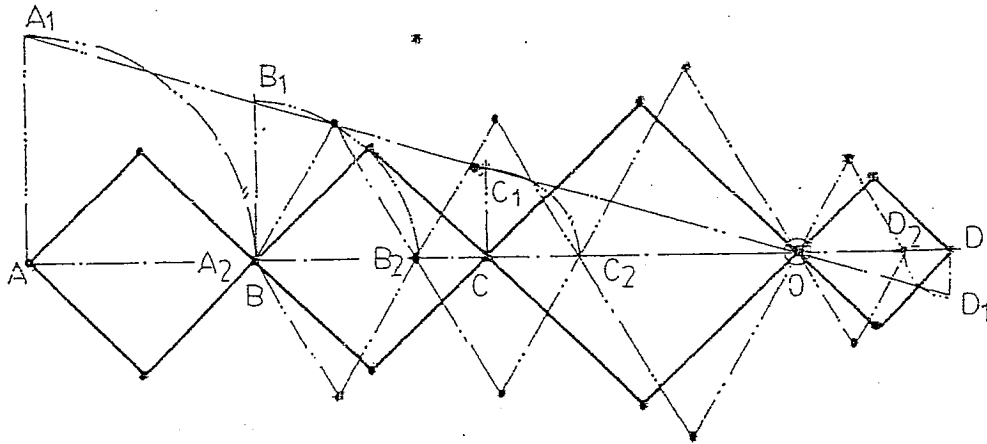
Örnek: Lazy Tongsun ilk durumunda kesici A noktasının D noktasına uzaklığı 6 birimdir.  $AB = 1.5$  birim,  $AC = 3$  birim  $AO = 5$  birimdir.

- Lazy Tongs mekanizmasının ilk konumunu,
- A'nın B ye doğru hareketinde mekanizmanın yeni konumunu çiziniz?

#### ÇÖZÜM:

1) 6 birim uzunluğunda AD doğrusu çizilir. B,C ve O noktaları belirtilen ölçülerde işaretlenir.

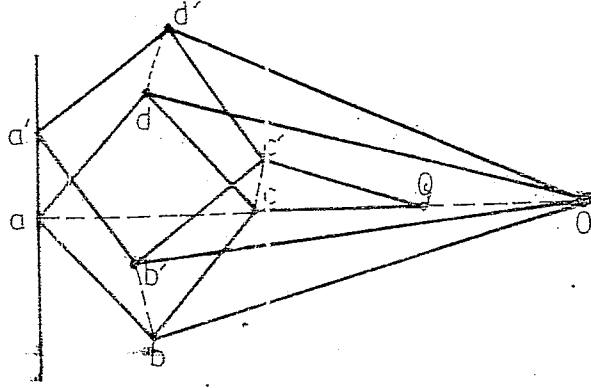
2) A, yukarıya doğru dik olarak AB uzunluğu kadar hareket ederse B,C ve D noktalarında O noktasına olan uzaklıklarınıyla orantılı olarak paralel çizgi üzerinde hareket eder.  $AA_1$  uzunluğu AB ye esittir.  $BB_1 - CC_1$  ve  $DD_1$  ise A, - B ye hareket ederken B-C ve D noktalarının aldıkları yolu gösterir. Bu uzunlukları yarıçap kabul eden, merkezleri B,C ve D olan daire yaylarının sabit O noktasına doğru döndürülmesi ile AD yi kestiikleri  $B_2, C_2$  ve  $D_2$  noktaları bulunur. Bunlar B,C ve D nin yeni durumlarıdır. Lazy Tongs mekanizmasındaki kol uzunluklarının ve  $A_2, B_2, C_2$  ve  $D_2$  noktalarının kullanılmasıyla mekanizmanın yeni durumu çizilir.



Şekil I.22

### I.1.2.3. Peaucelliers Doğrusal Hareket Mekanizması:

Şekil (I.23)de görülen mekanizmada a noktası aa' doğrusu üzerinde hareket etmeye mecbur tutulmuştur. O ve Q noktaları sabittir. Q noktası O ve C nin ortasındadır. abcd paralel kenarı esit uzunluktaki kollardan meydana gelmiştir. Tüm eksenler döner mafsalıdır. Mekanizma orkonumda iken OQC noktaları aynı doğru üzerindedir ve a, aa' doğrusuna diktir. (aa' doğrusu a noktasının yörüngesidir.)



Şekil I.23

I.2. Birbirine çok yakın komşu konumlarla (yaklaşık olarak) doğrusal hareketi gerçekleyen kol mekanizmaları:

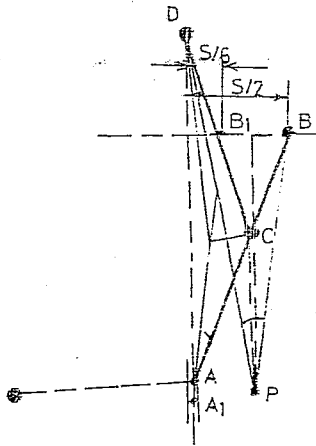
I.2.1. Üç -dört - altı konumda doğrusal hareketi gerçekleyen mekanizmalar:

Hüttenin makina bölümünde bulunan doğrusal hareket mekanizmaları üç noktalıdır, yani bir biyel noktası yörüngesinin üç noktası verilen bir doğru üzerinde bulunur.

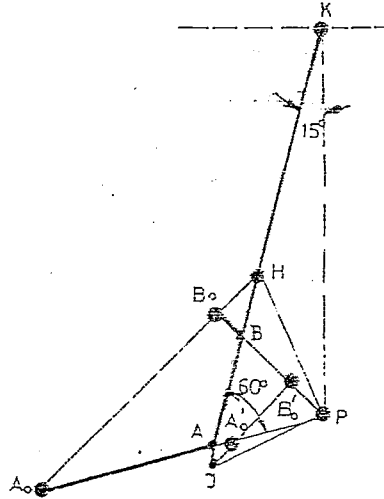
Lemniskat tertibinde (Şekil I.24) doğrusal hareket yaptırılan B noktası biyel doğrusu üzerinde, çemberler üzerinde hareket ettirilen A ve C noktalarının dışında bulunur. Doğrusal hareketin S uzunluğu, A<sub>0</sub> dönme noktası, A<sub>0</sub>A uzunluğu, AC biyel uzunluğu ve B noktasının biyel doğrusu üzerinde A dan mesafesi önceden verilmiş olsun. Karşı kolun CC<sub>0</sub> uzunluğu ve C<sub>0</sub> dönme noktası arasında. Hütte verilen konstrüksiyon biyeli dış konumlarının birinde ve orta konumunda, bu konumlarda B önceden verilen x-x doğrusu üzerinde bulunacak ve bu doğru e ve e<sub>1</sub> yüksekliklerini ortalıyacak şekilde çizmek esasına dayanır. Bu taktirde C<sub>0</sub>, eğer C dış ve C<sub>1</sub> orta konum gösteriyorsa, CC<sub>1</sub> in orta dikinin C<sub>1</sub> den geçen dik (B nin hareket doğrultusuna) doğru ile kesim noktasıdır. Bu konstrüksiyon B noktasını her iki dış konumda ve orta konumda, yani üç noktada doğru üzerinde kalmaya zorunlu kılar, bu noktalar arasında B noktası, doğrudan sapar.



Bir eliptik tertipte, AB biyel uzunluğu, dısında D dönme noktası ve doğrusal hareket ettirilecek B noktasının S stroku alınmışsa, Bu taktirde C biyel noktasının tayini gerekmektedir. Hütte de üç noktalı doğrusal hareket için metot verilmiştir (Şekil I.28). DD<sub>1</sub> (D<sub>1</sub> noktası B<sub>1</sub>D kadar B den uzaktadır.) doğru parçasının orta dik AB biyelini aranan C noktasında keser. Burada da dört nokta intibaklı bir doğrusal hareket elde edilmek isteniyorsa, C noktası aşağıdaki gibi bulunur: AB biyeli iki konumda çizilir. (Şekil I.29), söyleki doğrusal hareket ettirilecek B noktasının B<sub>1</sub> ve B konumları orta konumdan S/6 ve S/2 uzaklıkta olsunlar. Her iki biyel konumu AB ve A<sub>1</sub>B<sub>1</sub> ile gösterilmiştir. AA<sub>1</sub> ve BB<sub>1</sub> in orta dikleri çizilir ve P kesim noktaları bulunur. Simetri ekseni üzerinde D noktası keyfi olarak seçilir ve P ile birleştirilir. P de bir kenarı PB olan dik ile PB doğrusunun teskil ettiği açığa esit bir açı çizilir. Bu açının diğer kenarı, AB biyelini C biyel noktasında keser. P, AB biyel düzleminin dört konumu için bulunacak altı pol-den biridir. ve DPC açısı bir pol üçgeni açısıdır. DC, D de dönebilen şekilde yataklanmış kolun uzunluğudur. A noktasının A ve A<sub>1</sub> arasındaki hareketi kafi bir hassasiyetle doğrusal kabul edilebilecek şekilde A noktası çok uzun bir koltarafından hareket ettirilebilir.



Şekil I.29



Şekil I.30

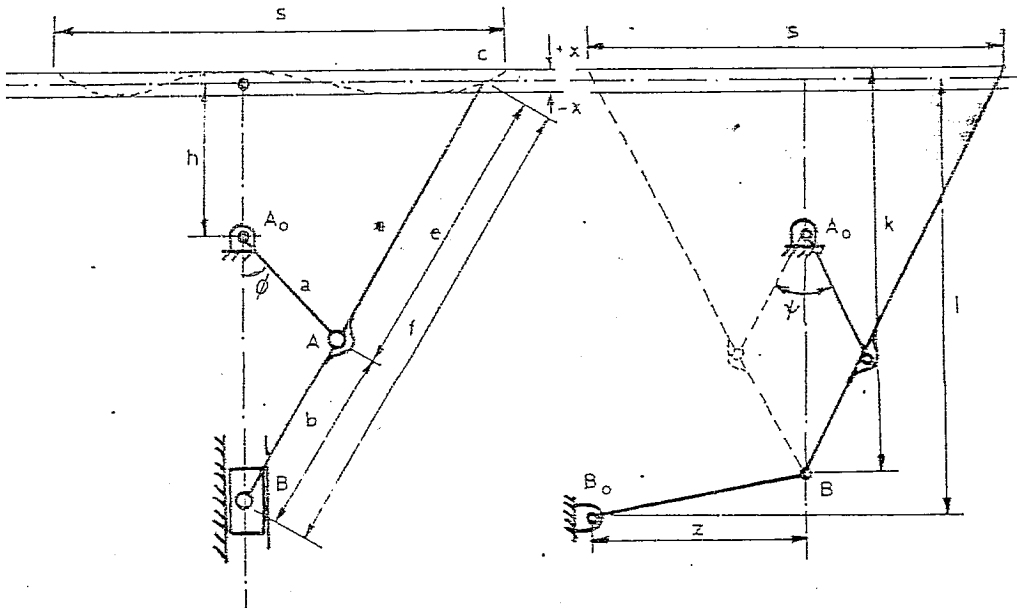
K noktasının altı nokta intibaklı doğrusal hareketini gerçekleştiren doğrusal hareket mekanizmalarında, biyel doğrusunun K noktası yörüngesinin altı temas noktalı teğeti haiz bir noktasını kat eder. Bu hususta R.Müller tarafından (Şekil I.30) daki konstruksiyon çıkarılabilir. K noktası, üzerinde hareket etmesi gereken doğru üstünde takriben orta konumda seçilir ve doğrusal hareket doğrultusuna,

bir dik çizilir. AK biyeli bu dik ile  $15^\circ$  lik açı teşkil eder. A noktasında AK ile  $60^\circ$  lik açı yapan bir doğru çizilir Bu doğru adı geçen diki P noktasında keser. AK biyeli üzerinde AB uzaklığı AP ye esit yapılmalıdır. BPK açısının açı ortayı AK yı H de keser. H dan PB ye çıkılan dik PB ve PA doğruları üzerinde  $B_0$  ve  $A_0$  noktalarını tayin eder. PH ya dik olan diğer açı ortayın AK yı kestiği J noktasından PB ye çıkılan dik PB ve PA yı  $B'_0$  ve  $A'_0$  noktalarında keser.  $A_0, ABB_0$  ve  $A'_0, ABB'_0$  dört köşe mafsallıların her ikisinde K noktasının, altı temas noktali teğeti haiz bir yörünge noktasından geçmesini temin eder. Böylece daha büyük hassasiyetli bir doğrusal hareket meydana getirirler.

### I.2.2. Yaklaşık Doğru Çizen Krank-Biyel Mekanizması:

Şekil(I.31)de bir kayan krank-biyel mekanizması görülmektedir. Kol uzunlukları uygun oranlarda ise C noktası S uzunluğunda yaklaşık olarak doğrusal hareket yapar. Krankın dönme açısı ( $\theta_{ye}$ ) na bağlı olarak x uzaklığı kadar doğrudan sapar. Biyel eğrisi dört noktada yaklaşık olarak doğrudur. Fakat diğer durumlarda doğrudan sapma çok küçüktür. Ve birçok uygulamalarda bu eğri yaklaşık doğrusal hareket için kullanılır.

C noktasının yaklaşık olarak doğrusal hareket ettiği böyle mekanizmalarda kayan B blokunun stroğu çok küçüktür. Bunun için B noktasının doğrusal yörüngesi,  $B_0$  merkezli bir eğriyle değiştirilebilir. Bu eğri  $BB_0$  krankının kullanılmasıyla meydana getirilir.



Şekil.I.31

Şekil.I.32

Şekil I.31 ve 32deki terimlerin ve doğrusal yörünge den maksimum ayrılma şartlarının kullanılmasıyla aşağıdaki denklem-

ler elde edilir.

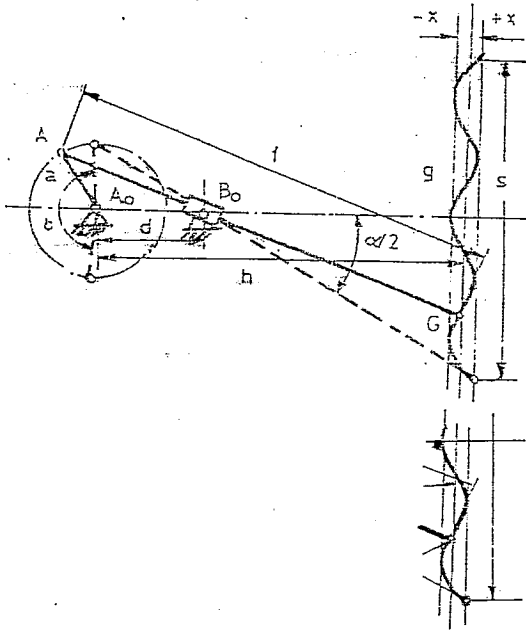
$$m = a + b, \quad f = b + e, \quad k = \sqrt{f^2 - \left(\frac{1}{2}s\right)^2}, \quad l = \frac{1}{2}(k + f)$$

$$x = (f - m) \left[ \frac{1}{2} - \frac{\sqrt{[m(k - f + m)]}}{|2m - f + k|} \right], \quad h = f - m - x, \quad b = \frac{1}{2}f \left( 1 - \frac{f - m}{k + m} \right)$$

$$s = \frac{4}{e - b} \sqrt{[e(b^2 - ae)(a - e)]}, \quad \sin \frac{\psi}{2} = \left| \frac{bs}{2af} \right|, \quad 8B_0 = z + \frac{(f - k)^2}{16z}$$

### I.2.3. Döner kayar mafsalı krank-biyel mekanizmasıyla doğrusal hareketin gerçekleştirilmesi:

Şekil I.33 de görülen mekanizmada, krankın dönmesiyle G noktası yaklaşık olarak doğrusal hareket eder, G noktası sadece dört noktada doğrusal hareket edebilir. Maksimum sapma (x) Chebyshev teoreminin kullanılmasıyla minimize edilir. Şekil I.33'deki terimlerin kullanılmasıyla aşağıdaki denklemler elde edilir.



Şekil I.33

$$u = a + d$$

$$v = \frac{1}{2} (2f - u - \sqrt{[u(4f - 3u)]})$$

$$f = 3d - a + \sqrt{[8d(d - a)]}$$

$$x = \frac{1}{16d} (u - v)(\sqrt{u} - \sqrt{v})^2$$

$$h = f - a + x$$

$$s = \frac{f - v}{d} 2d^2 + 2a^2 - v^2 - \left( \frac{d^2 - a^2}{v} \right)^2$$

$$\cos \phi_{12} = \frac{v^2 - d^2 - a^2}{2ad}$$

$$\cos \alpha/2 = \frac{2(h + x - d)}{s}$$

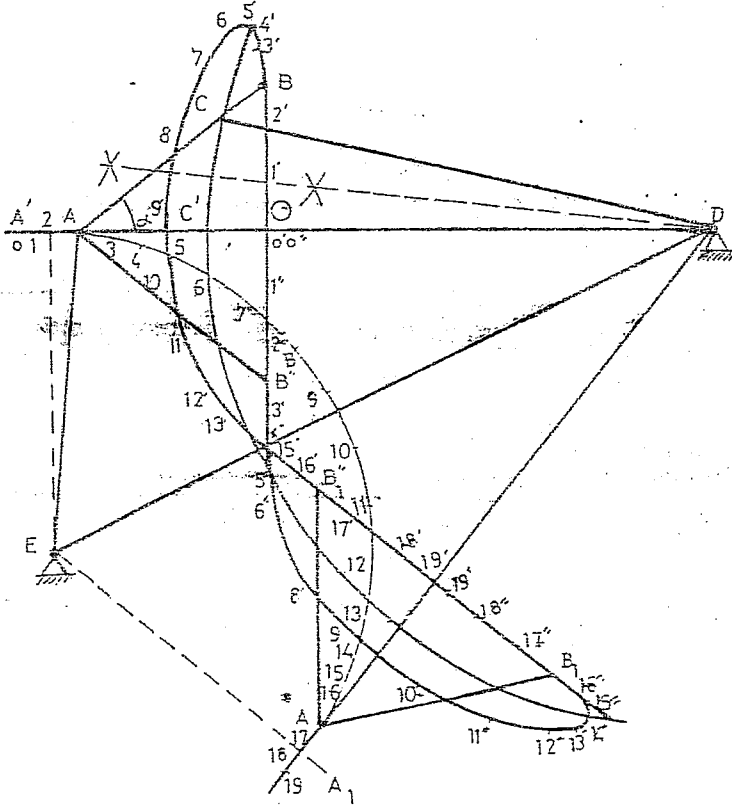
### I.2.4. Evans Mekanizması:

Şekil (I.4) deki tam doğrusal hareketi gerçekleyen mekanizmanın a noktasının yörüngesi matematik olarak tam bir doğru

çizer. Fakat sabit  $d$  noktasının yörünge üzerinde olması ve  $c$  de bir kayar çiftin varlığı mekanizmanın çalışması bakımında mahsurludur. Pratikte ise noktanın yörüngesinin yaklaşık olarak doğru halini almasına rağmen kayar çift bulunmayan bir mekanizma kullanmak daha avantajlıdır. Böyle mekanizmaların en önemlileri Evans tarafından geliştirilenler olup aşağıda verilen üç örnekten bir tanesi ihtiyaca göre seçilebilir.

#### I.2.4.1. Birinci Tip Evans Mekanizması:

Doğru boyunca hareket mekanizmaları, motorların endikatör diyagramlarını çizen aletlerde ve benzeri diğer küçük cihazlarda kullanılır. Şekil(I.34)de görüldüğü gibi  $A$  nın yörüngesi kafi derecede doğruya yakın olacak şekilde, kayar çift yerine uygun boyda bir  $AE$  uzvu konur.



Şekil I.34

$C$  noktası  $AB$  nin ortasında olmayıp, bir ucuna daha yakındır. Elips pergelinin çizdiği eğrilerin denkleminde  $C$  nin bir elips parçası üzerinde hareket ettiği bilinir. Elipsin bu kısmı merkezi  $A$  dan geçen yatay doğru üzerindeki  $D$  noktası olan bir çember yayı ile değiştirilebilir.  $D$  de su şekilde tesbit edilir.

B yatay eksen üzerinde O da iken, C de C' de olup  $OC=BC$  dir. vebu arada A da  $OA=BA$  olacak sekilde A' ye gelir. CC' nün orta dikmesi çizilirse bunun yatay eksenini kestiği D noktası CC' yayının sabit merkezidir. Böylece mekanizmaya D' de sabit uzva mafsallanmış CD uzvu ilave edilmiş olur. C noktası A'ya ne kadar yakınsa CD de o oranda kısa olacaktır. Benzer şekilde E de AA' nün orta diki üzerinde olmalıdır. Ve AA' istenen hassasiyetle ve doğruya yakın olacak şekilde A dan kafi uzaklığa konmalıdır.

EACD basit üç çubuk mekanizmasından ibaret olan bu mekanizma yaklaşık eliptik doğrusal hareketi gerçekleyen bir tertibat olarak bilinir. B ve B'' arasındaki yörünge parçası hareket esnasında sivri bir uçla kontrol edilirse doğru dan ayrılma miktarı gözle farkedilemez.

Açısı  $45^\circ$  den büyük olursa, yörünge elips parçası olan kısmı yerine çember yayı alınamaz.

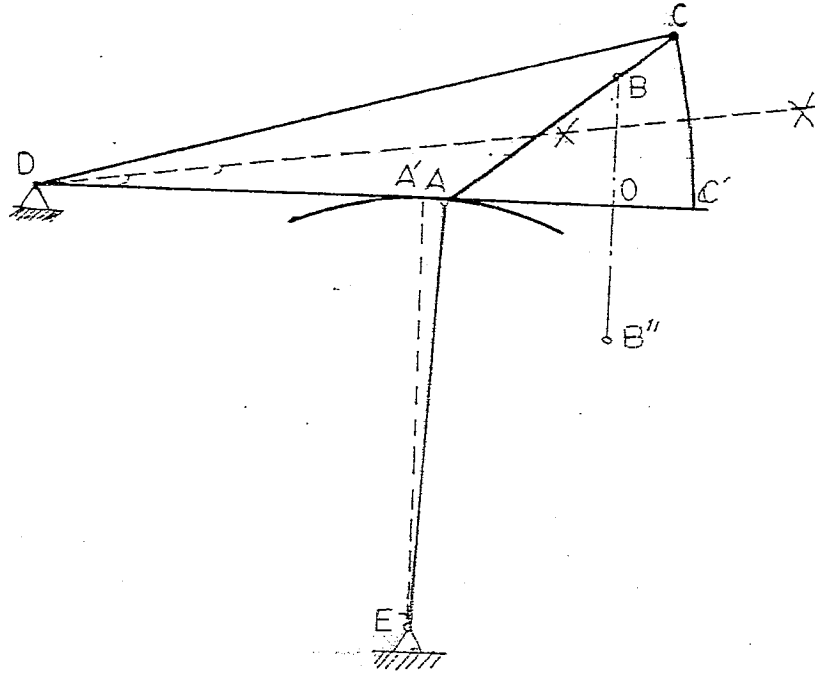
Şekil I.34 de görüldüğü gibi belli bir tertibatta B nin yörüngesinin tamamını çizmek oldukça önemlidir. A noktası sabit E noktası etrafında bir çember yayı çizerken C noktası da D merkezli DE yarıçaplı bir başka çember yayı çizer. A noktası A' ve A'' sınır konumları arasında gidip gelirken C nin A nin çeşitli konumlarına karşılık gelen yerlerini bulmak basit bir işlemdir. A nin gösterilen konumdan A' ve doğru gidip gelmesi esnasında B de yörüngesinin BB'' kısmını çizer ve burası yaklaşık olarak doğrudur. Hareket devam ederse B, yörüngesinin eğri olan kısmına geçer ve şekilde olduğu gibi konumların birbirine karşılık gelen numaralarının dan faydalanarak kolayca çizilebilir. B nin yörüngesi sabit ED uzvuna göre simetriktir. B, B'' gibi bir başka doğrusal yörünge parçası bulunduğu görülür.

#### I.2.4.2. İkinci Tipten Evans Mekanizması:

Şekil I.35 de görüldüğü gibi C noktası AB nin dışındadır. B noktası O ya doğru düz çizgi boyunca hareket ederken C de C' ye bir elips çizerek gider. Aynı zamanda da A noktası yatay bir eksen üzerinde A' ye varır.

CC' elips parçası yerine, merkezi CC' doğru parçasının orta dikinin yatay eksenini kestiği D de olan çember yayı alınabilir. D noktasının A nin solunda olduğu açıktır. EA boyuda AA' nün orta diki üzerinde ve AA' kafi yaklaşıklıkla doğru olacak şekilde seçilir.

AC uzvuna CD ve AE uzuvlarının ilavesiyle EACD basit üç çubuk mekanizması elde edilir. Burada ED sabit uzvudur.

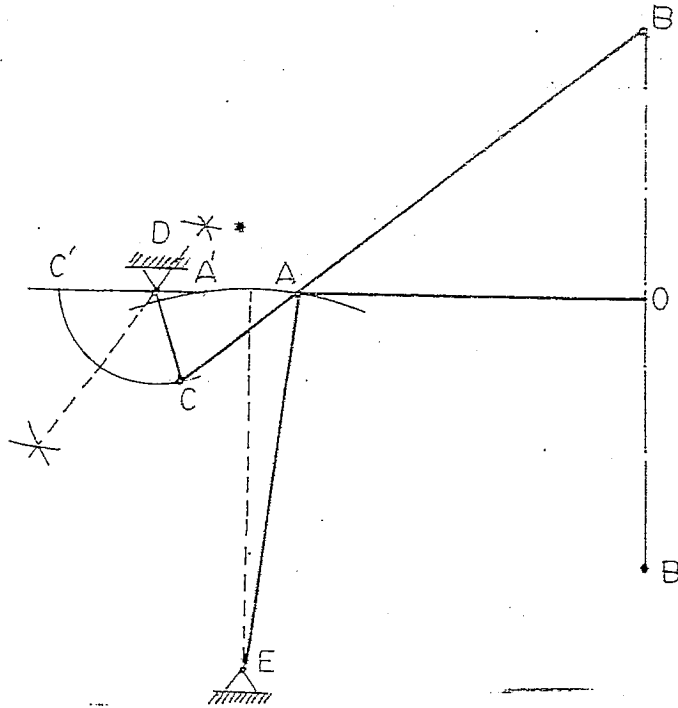


Şekil I.35

Hareketin belli bir aralığında B nin yörüngesi büyük bir yaklaşımlıkla doğrudur. Burada da  $CAO$  açısının en büyük değeri  $45^\circ$  olabilir. Zira daha büyük değerlerde elips parçası çember yayı ile değiştirilemez.

#### I.2.4.3. Üçüncü Tip Evans Mekanizması:

Şekil I.36 da görülen mekanizmada ise, asıl mekanizmadaki C noktası yine AB nin dışında fakat A ya daha yakındır.



Şekil I.36



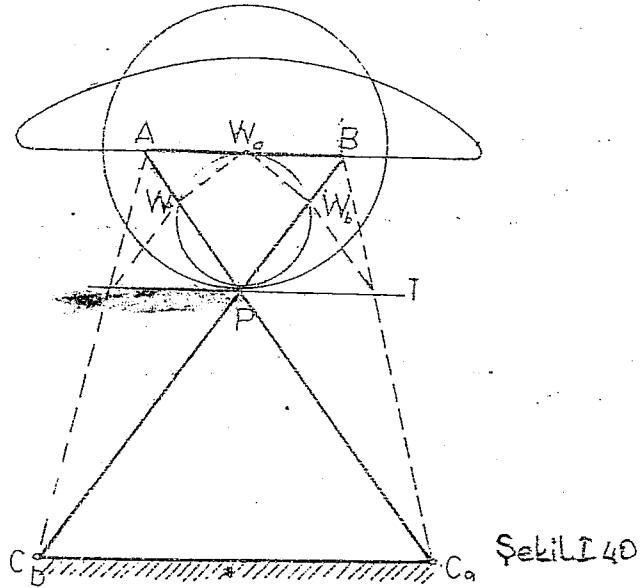


noktasına kadar uzatılmıştır.

Hassas bir düz hareket mekanizmasında bazı pratik sebeplerle kaver çift bulunması istenmez. Dolayısıyla bu tip mekanizma doğru çizimi için nadiren kullanılır.

#### I.2.6. Sikloid veya Tchebisheff Hareketi:

Tchebisheff mekanizması Şekil I.40 da görüldüğü gibi  $C_aABC_b$  çapraz üç çubuk mekanizmasının belli ölçülere sahip bir tipidir. Uzuvarların ölçüleri  $AB=0.5C_bC_a$  ve  $AC_a=BC_b=1.25 C_aC_b$  olacak şekilde alınmıştır. AB uzvunun ani dönme merkezi çapraz uzuvların kesismenoktası P dir.  $W_a$  ve  $W_b$  büküm noktalarının kendi ısınları üzerindeki yerlerini bulmak için,  $AC_b$  ve  $BC_a$  doğruları kullanılabilir. Bunlara ilaveten  $W_o$  büküm merkezide,  $W_a$  ve  $W_b$  den kendi ısınlarına çıkıldıkların kesisme noktası olarak tavin edilir. Böylece  $PW_o$  çaplı büküm çemberi çizilebilir.  $W_o$  noktası, AB nin ortasına çok yakındır.



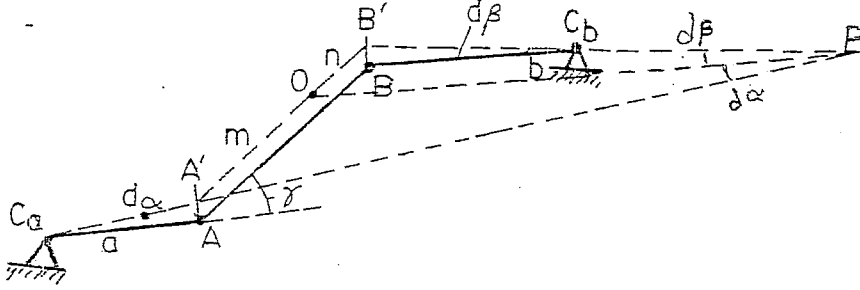
Merkezi  $W_o$  ve yarıçapı da  $PW_o$  olan çember gözönüne alınıp, bunun büküm çemberiyle ortak teğeti PT üzerinde yuvarlandığı farzedilir. A ile B noktalarında çemberi taşıyan düzlemdeymiş gibi düşünülürse bunlar birer sikloid,  $W_o$  da PT ye paralel bir doğru çizer.

Fakat gerçekte A ve B noktaları  $C_a$  ve  $C_b$  etrafında bir çember çizmeyemecburdur.

Bu sebepten sikloid olan geometrik yer bu çemberle değiştirilirse  $W_o$  hemen hemen bir doğru çizer. AB nin  $W_o$  noktasına yerleştirilecek bir kalem belli sınırlar arasında-

yaklaşık olarak bir doğru üzerinde hareket eder. Tchebisheff tarafından verilen ölçülerle imal edilen mekanizma daha uzun bir doğru verir.

### I.2.7. Lemniskat veya Watt Hareketi:



Şekil I.41

Şekil I.41 de sabit uzvu  $C_a C_b$  olan  $C_a A B C_b$  üç çubuk mekanizması görülmektedir.  $C_a A$  ve  $C_b B$  uzuvlarının  $C_a C_b$  sabit Uzuvlarının ayrı taraflarında iken paralel oldukları konum gözönüne alındığında böyle bir durumda,  $AB$  uzvunun ani dönme merkezi sonsuzdadır. Buna uygun olarak da eğer  $C_a A$  uzvu  $d\alpha$  açısı kadar dönerse,  $A' B'$  konumunu alır.  $B' B$  uzvunun, buna tekabül eden dönme miktarına  $d\beta$ ,  $C_a A = a$  ve  $C_b B = b$  denirse

$$a d\alpha = b d\beta$$

yazılabilir.

$A' B'$ 'nin ilave bir dönme hareketi, artık  $C_a A'$  ve  $C_b B$  uzuvlarının kesisme noktası olan  $P$  ani dönme merkezi etrafında meydana gelecektir. Şimdi bütün problem  $A' B'$  üzerinde bir önceki hareketi yönünde yer değiştirmeye devam edecek bir  $O$  noktası bulmaktan ibarettir. Bu da  $P$  den  $PO // C_a A // C_b B$  olacak şekilde çizilen doğrunun,  $A' B'$ 'yi kestiği noktadan ibarettir.

Bu  $O$  noktası  $A' B'$ 'yi  $m$  ve  $n$  gibi iki parçaya ayırır. Bunların oranını bulmak yerinde olur.  $\gamma = \pi - \angle C_a A B$  denirse, Sinüs teoreminden :

$$A' O P \text{ üçgeni için } : \frac{m}{\sin d\alpha} = \frac{PO}{\sin(\gamma - d\alpha)}$$

$$B' O P \text{ üçgeni için de: } \frac{n}{\sin d\beta} = \frac{PO}{\sin(\pi - \gamma - d\beta)}$$

$d\alpha$  ve  $d\beta$  küçük açılardan olduğundan sinüsleri yerine kendileri alınabilirlerse de  $\pi$  ve  $\gamma$  yanında ihmal edilebilirler.

Böylece :

$$\frac{m}{d\alpha} = \frac{n}{d\beta} \text{ veya, } \frac{m}{n} = \frac{d\alpha}{d\beta}$$

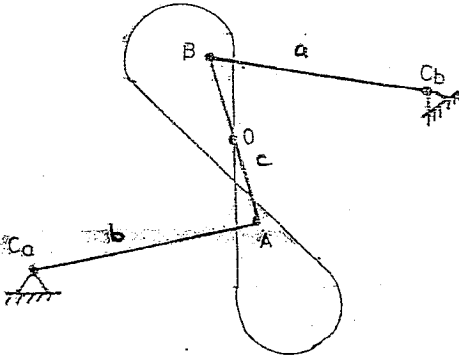
yazılabilir.  $a d\alpha = b d\beta$  olduğu gözönüne alınırsa,

$$\frac{m}{n} = \frac{b}{a}$$

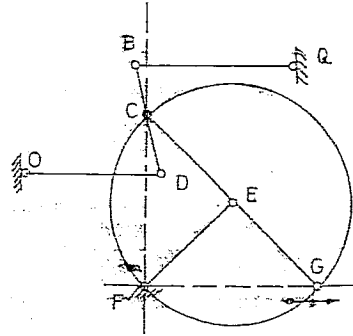
elde edilir.

Buradan O noktasının AB yi kendisine mafsallanan uzuvlarm boylarıyla  $a$  terf orantılı olarak böldüğü anlaşılır.  $d\alpha$  ve  $d\beta$  açıları sinüsleri yerine kendileri alınabilecek kadar küçük oldukları sürece O yaklaşık olarak bir doğru çizer.

Özel hal:  $a=b$  olduğu zaman O noktası AB nin ortasıdır. Yörünge side Şekil(I.42) de görülen lemniskattır. Yörüngesinin bir kısmı yaklaşık olarak birer doğru parçasıdır. Gösterilen ölçülere sahip mekanizmaya WATTF düz hareket mekanizması denir. ( $a=b=3$  birim,  $c=5$  birim en uygun ölçülendir.)



Şekil I.42



Şekil I.43

Evans ve Watt mekanizmasının  
bileşimi Tchebisheff mekanizması  
ODCBQ: Watt mekanizması,  
CEFG: Evans mekanizması.

## II. YÜREK MEKANİZMALARI İLE DOĞRUSAL HAREKETİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ.

### II.1. Giriş:

Makina ve aletlerin yapımında hareket kanunlarınının gerçekleşmesi için genellikle yürek mekanizmaları kullanılır. Yürek mekanizmaları herhangi bir eğriyi nokta nokta çizen mekanizmalardır.

Hareket naklinin mümkün olabilmesi için yürek mekanizmaları en az iki uzuvdan meydana gelir. Yürek mekanizmaları serbestlik derecesi bir olan yüksek eleman çiftidir. Tahrik eden uzuv olarak çoğu kez dairesel olmayan bir levha vardır. Hareketi alan uzuvda sürtünmenin azaltılması için bir toparlakla techiz edilir.

Diğer tip mekanizmalarla elde edilmesi zor hatta imkansız olan hareketler yürek mekanizmalarıyla elde edilebilir. Yürek mekanizmalarında uzuv sayısı azdır ve az yer kaplar. Bir yürek mekanizmasında yürek değiştirilerek değişik tip hareketler elde edilebilir. Ayrıca yürek profili değiştirilerek elde edilen hareket düzeltilerilebilir veya değiştirilebilir.

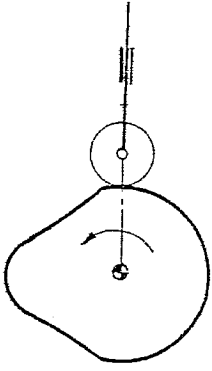
Yürek mekanizmalarında dizayn kolaylığı önemli bir üstünlük sağlar. Bunun yanında yürek mekanizmalarının imalatı pahalıdır, temas kuvvetleri nedeniyle adi eleman çiftine sahip mekanizmaya göre daha çabuk yıpranırlar. İmalat hassasiyeti önemlidir. Yüksek hızlar ve büyük yükler altında dinamik etkiler önemli hale gelir ve veterince iyi çalışmazlar.

### II.2. Yürek Mekanizmalarının Sınıflandırılması:

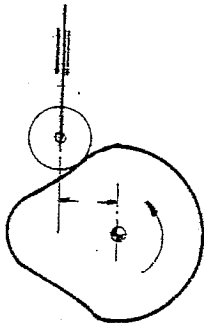
1-) Tijle yüreğin hareket şekline göre:

- a-) Dönme hareketini, dönme hareketine dönüştüren yürek mekanizmaları (sarkaç kollu yürek mekanizması).
- b-) Dönme hareketini, öteleme hareketine dönüştüren yürek mekanizmaları (doğrusal yönlü santrik veya eksantrik yürek mekanizmaları).
- c-) Öteleme hareketini, dönme hareketine dönüştüren yürek mekanizmaları.
- d-) Öteleme hareketini, öteleme hareketine dönüştüren yürek mekanizmaları. (Şekil II.1)

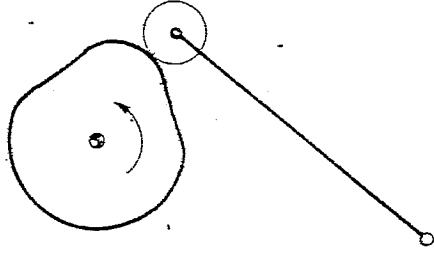
2-) Yürek mekanizmaları kuvvet kapalı veya şekil kapalı olarak da sınıflandırılabilir. Kuvvet kapalı yürek mekanizmalarına daha çok raslanır. Çünkü şekil kapalı yürek mekanizmalarının imalatı daha pahalıdır. (Şekil II.2)



Doğrusal yönlü sant-  
rik yürek

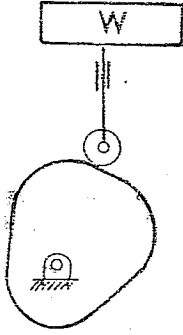


Doğrusal yönlü  
eksantrik yürek

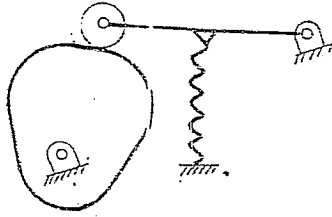


Sarkaç kollu yürek

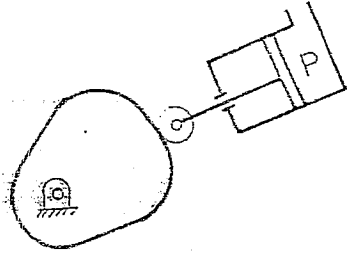
Şekil II.1



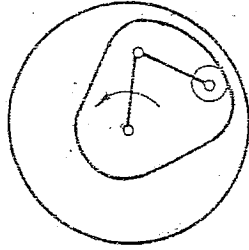
Ağırlık



Yay kuvveti

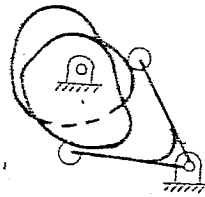
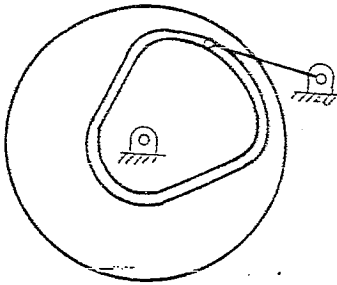


Hidrolik veya pnömatik  
basınç.



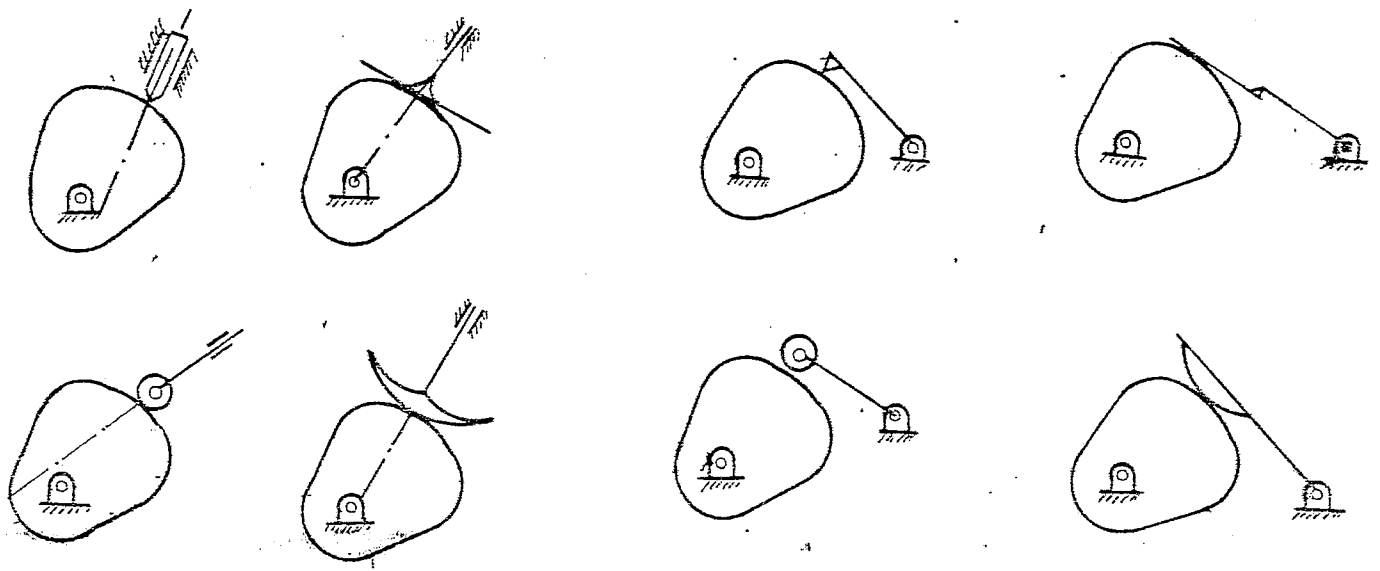
Santrifüj kuvvet

Kuvvet kapalı yürek mekanizmaları.

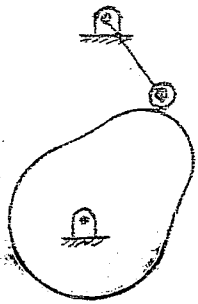


Şekil kapalı yürek mekanizmaları

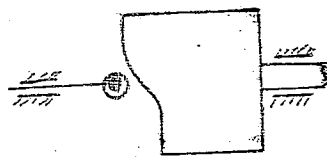
Şekil II.2



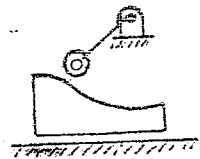
Şekil II.3



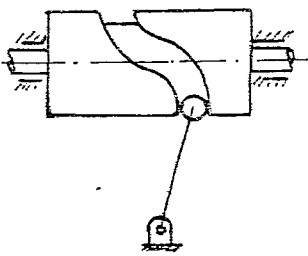
Radyal



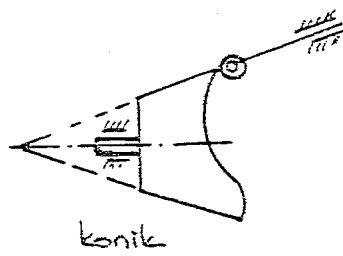
Yüzey temaslı



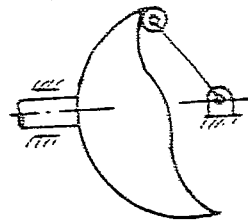
Takoz



Silindirik



konik



Küresel

Şekil II.4

- 3-) Tahrik edilen tijin özelliklerine göre:
- a-) Tijin yüreğe temas ettiği kısmın şekline göre (toparlak, düz, küresel, bıçak ağzı şeklinde.)
  - b-) Tijin hareket şekline göre (öteleme, salınım.)
  - c-) Tij doğrultusunun yüreğin merkezinden geçip geçmediğine göre (santrik, eksantrik.) (Şekil II.3)
- 4-) Yüreğin şekline göre (radyal, silindirik, konik, küresel v.b.) (Şekil II.4)

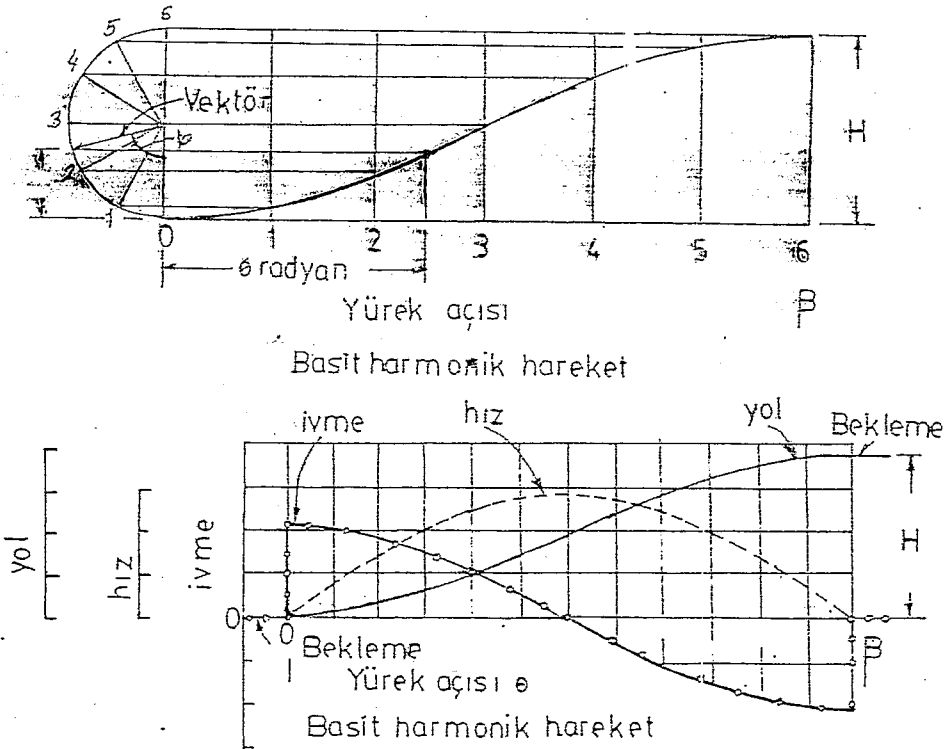
### II.3. Hareket Kanunları:

Toparlıklı kol için hareketin seyri, bir hareket diyagramında gösterilir. Burada hareket genellikle kolun bir alt bekleme konumundan, bir üst bekleme konumuna getirilmesi ve ~~sonra tersine götürülmesi~~ şeklinde cereyan eder. Her iki bekleme arasında bağlama eğrisi olarak aşağıdaki eğriler kullanılabilir.

#### II.3.1. Ana Hareket Kanunları:

##### II.3.1.1. Trigonometrik Hareket Kanunları:

##### 1-) Basit Harmonik Hareket:



Şekil II.5

$$y = \frac{H}{2} (1 - \cos \varphi) \quad (m) \quad \varphi = \frac{\theta \pi}{\beta} \quad (\text{radyan})$$

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{H \pi \omega}{2\beta} \sin \frac{\theta \pi}{\beta} \quad (m/s), \quad \theta = \frac{\beta}{2} \text{ de hız maksimumdur. } v_{\max} = \frac{H \pi \omega}{2\beta}$$

$a = 0$  olur.

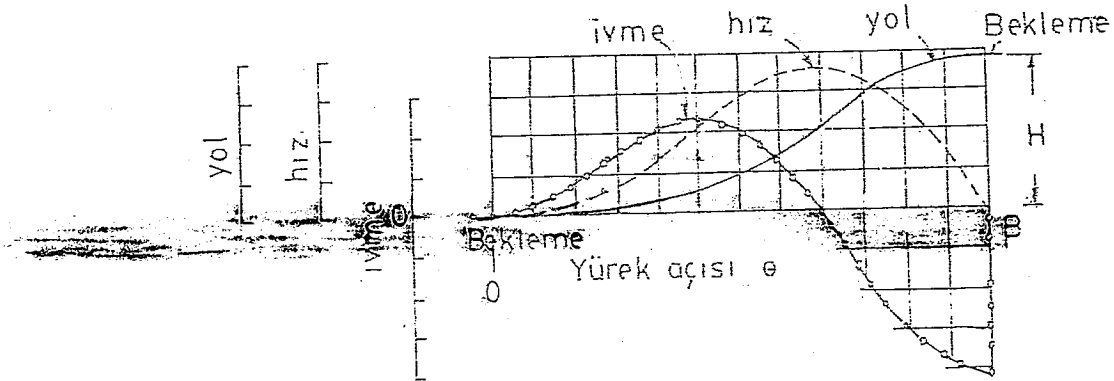
$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{H}{2} \left( \frac{\pi \omega}{\beta} \right)^2 \cos \frac{\theta \pi}{\beta} \quad (m/s^2), \quad \theta = 0 \text{ (ivme maksimum)}$$

$\theta = \beta$  (ivme minimum)

Hareket sarsıntılı fakat darbesizdir. Hızın maksimum olduğu yerde ivme sıfırdır. Hız sürekli, ivme süreksiz olduğu için yüksek devir sayılarında gürültü ve titreşim yapar.

2-) Çift Harmonik Hareket:

Simetrik olmayan bu hareket iki harmonik hareketin farkından ibarettir. İkinci hareket, birincinin 1/4 genliğinde ve iki kat frekansındadır. Harmonik harekette başlangıç noktasındaki ivme sıçraması bu harekette yok edilmiştir. Eğri gayet eğik hareket etmektedir. Bu bakımdan beklemesiz hareketlerde kullanmak uygundur.



Şekil II.6

Çift harmonik hareket eğrisi

$$y = \frac{H}{2} \left[ \left( 1 - \cos \frac{\theta \pi}{\beta} \right) - \frac{1}{4} \left( 1 - \cos \frac{2\pi \theta}{\beta} \right) \right] \quad (m)$$

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{H \pi \omega}{2\beta} \left( \sin \frac{\pi \theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin \frac{2\pi \theta}{\beta} \right) \quad (m/s)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{H}{2} \left( \frac{\pi \omega}{\beta} \right)^2 \left( \cos \frac{\pi \theta}{\beta} - \cos \frac{2\pi \theta}{\beta} \right) \quad (m/s^2)$$

$$\theta = \frac{2}{3}\beta \quad \text{hız maksimum, ivme sıfırdır.} \quad v_{\max} = \frac{3\sqrt{3}H\omega\pi}{8\beta}$$

$$\theta = \frac{\beta}{3} \quad \text{ivme maksimumdur.} \quad a_{\max} = \frac{H}{2} \left( \frac{\pi\omega}{\beta} \right)^2$$

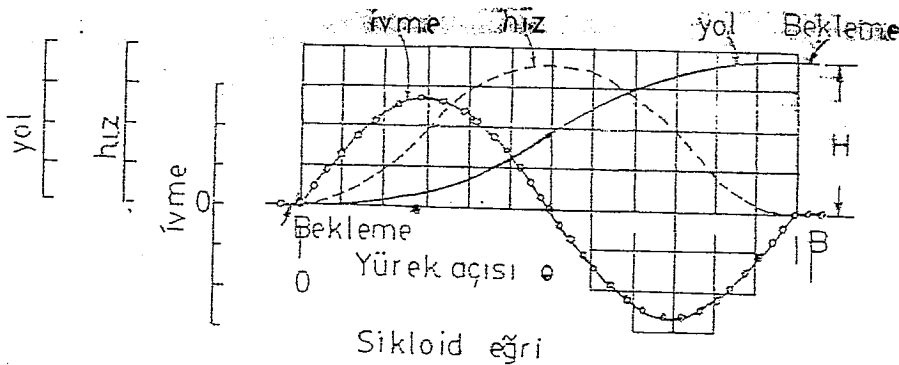
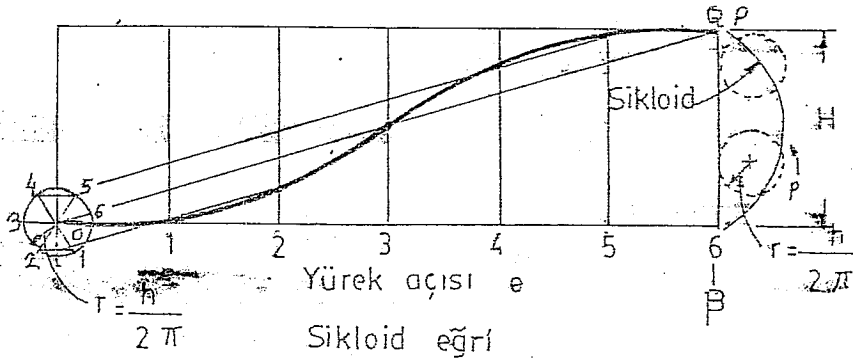
$$\theta = \beta \quad \text{ivme minimumdur.} \quad a_{\min} = -\frac{H}{2} \left( \frac{\pi\omega}{\beta} \right)^2$$

3-) Sikloid Hareket (Yüksek Sinoid):

$$y = \frac{H}{\pi} \left( \varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (\text{m}) \quad \theta = \frac{\beta}{2}, \quad v_{\max} = \frac{2\pi\omega}{\beta}, \quad a=0$$

$$v = \frac{H\omega}{\beta} \left( 1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \quad (\text{m/s}) \quad \theta = \frac{\beta}{4}, \quad a_{\max} = \frac{2H\pi\omega^2}{\beta^2}$$

$$a = \frac{2H\pi\omega^2}{\beta^2} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} \quad (\text{m/s}^2) \quad \theta = \frac{3}{4}\beta, \quad a_{\min} = -\frac{2H\pi\omega^2}{\beta^2}$$



Şekil II.7

Bu hareket kanunu uygundur. Hız ve ivme süreklidir. Bunun için atalet söz konusu değildir. Başlangıçta (kalkışta) hareket çok yavaştır. Bunu işlemek, imal etmek zordur.

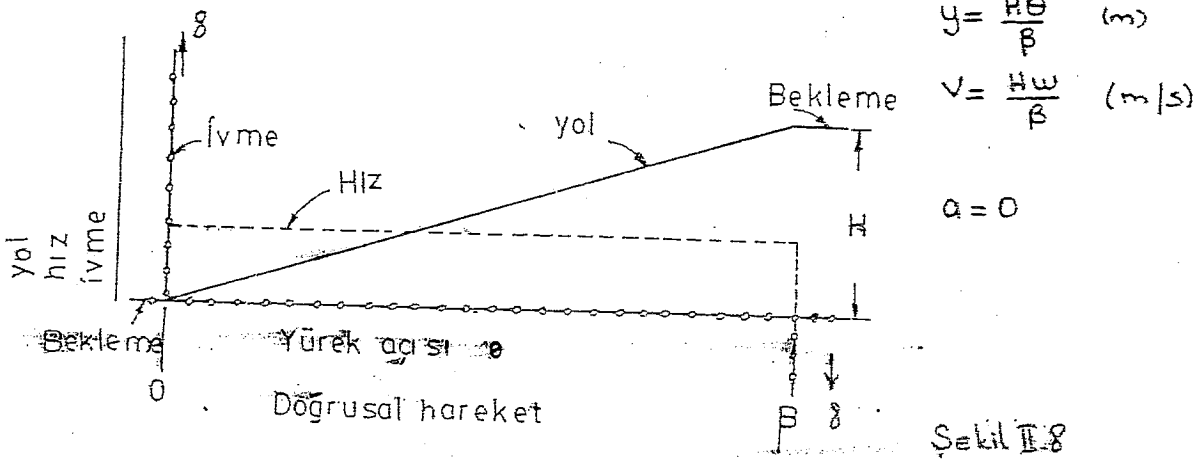
II.3.1.2. Polinom Hareket Kanunları (Polinom eğriler):

$$y = C\theta^n$$

$n=1$  , Doğrusal hareket.  
 $n=2$  , Parabolik "  
 $n=3$  , Kübik "

### 1-) Doğrusal Hareket: (Sabit hızlı hareket)

Hız ve ivme hareketin başında ve sonunda ani olarak değişir.



### 2-) Parabolik Hareket:

Çok kullanışlı bir eğridir. İmalat kolaylığı vardır. Hareket eğrisi orta noktada birleşen iki parabolde ibarettir. Birleşme noktasında eğim ve dolayısıyla teğet her iki kısım için aynıdır. Hız ve ivme orta noktada ani olarak değiştiği için hareketi her iki kısım için ayrı ayrı incelemek gerekir.

1.kısım:  $0 < \theta < \beta/2$

2.kısım:  $\beta/2 < \theta < \beta$

$$y = 2H \left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 \quad (m)$$

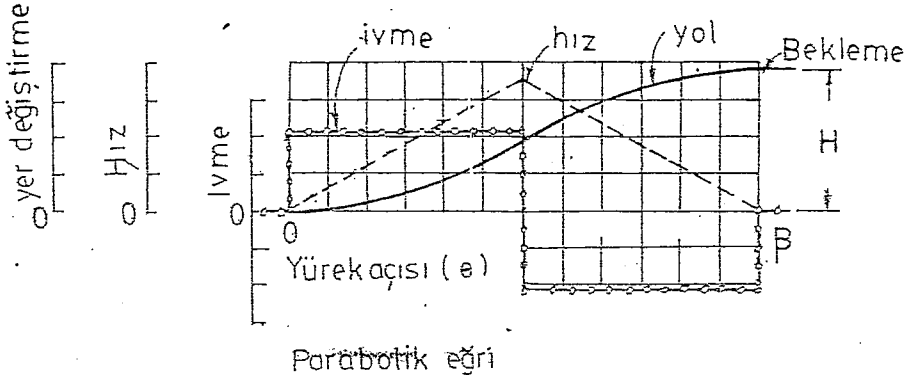
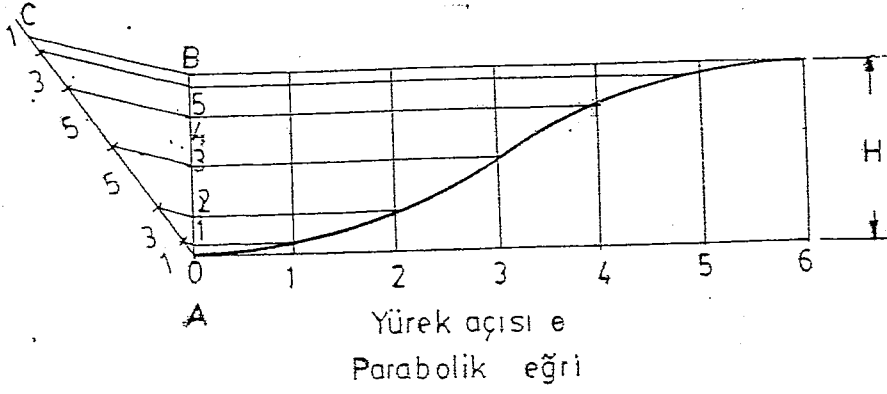
$$y = H \left[1 - 2\left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)^2\right] \quad (m)$$

$$v = \frac{4H\omega\theta}{\beta^2} \quad (m/s)$$

$$v = \frac{4H\omega}{\beta} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right) \quad (m/s)$$

$$a = \frac{4H\omega^2}{\beta^2} \quad (m/s^2) \text{ sabit.}$$

$$a = -\frac{4H\omega^2}{\beta} \quad (m/s^2)$$



Şekil H.9

### 3-) Kübik Hareket: (No: 1)

Bu polinom eğride ivme eğrisi üçgendir. Strokun başlan-  
gıcında ve sonunda ani ivme değişimleri ortadan kaldırıl-  
mıştır. Parabolik eğride bu noktalarda meydana gelen gürül-  
tü, asınma, sıçrama ve titreşimlerin azalması onun avantaj-  
larındanndır. Ancak yüreğin büyük olmasını gerekli kılar.  
Bu nedenle diğer eğrilerle birlikte kullanılması dışında  
pek kullanılmaz.

1.kısım:  $0 < \theta < \beta/2$

2.kısım:  $(\beta/2 < \theta < \beta$

$$y = 4H \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \quad (m)$$

$$y = H \left[ 1 - 4 \left( 1 - \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (m)$$

$$v = \frac{12H\omega}{\beta} \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \quad (m/s)$$

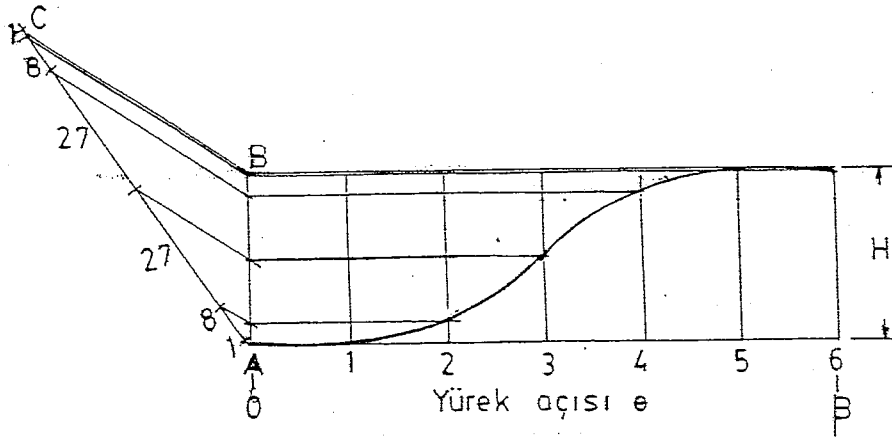
$$v = \frac{12H\omega}{\beta} \left( 1 - \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \quad (m/s)$$

$$a = \frac{24H\omega^2}{\beta^2} \left( \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (m/s^2)$$

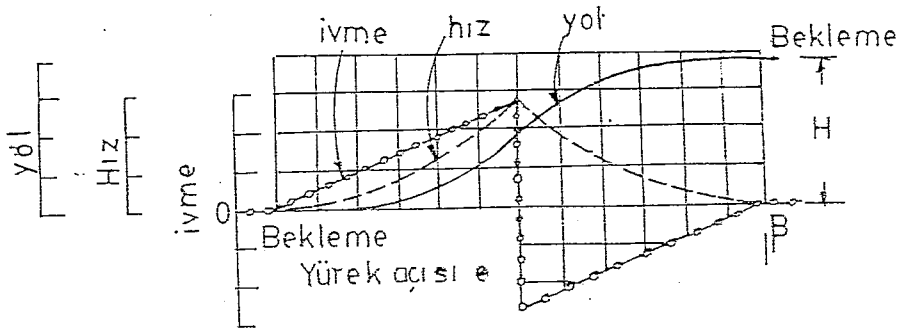
$$a = - \frac{24H\omega^2}{\beta^2} \left( 1 - \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (m/s^2)$$

$$p = \frac{24H\omega^3}{\beta^3} \quad (m/s^3) \text{ Sabit.}$$

$$p = \frac{24H\omega^3}{\beta^3} \quad (m/s^3)$$



Kübik eğri (No.1)



Kübik eğri (No.1)

Şekil II.10

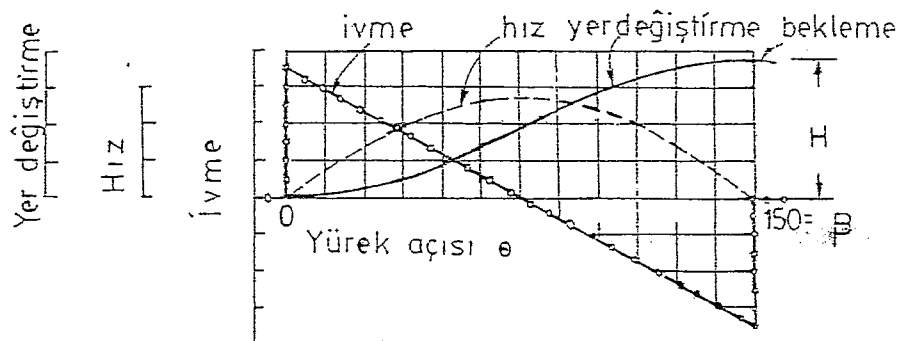
4-) Kübik Hareket: (No: 2)

$$y = \frac{H\theta^2}{\beta^2} \left(3 - \frac{2\theta}{\beta}\right) \quad (m)$$

$$v = \frac{6H\omega\theta}{\beta^2} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right) \quad (m/s)$$

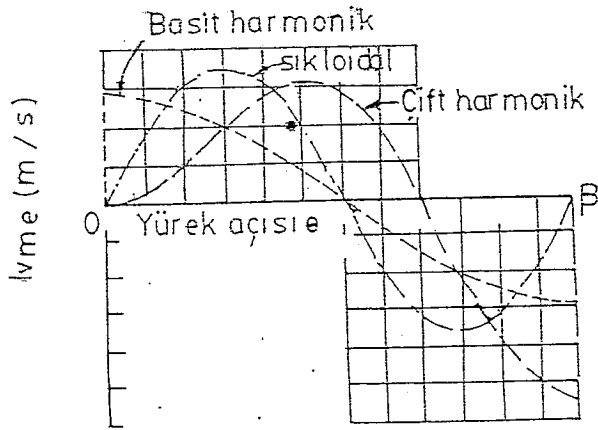
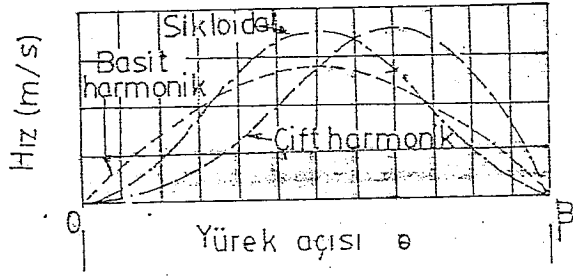
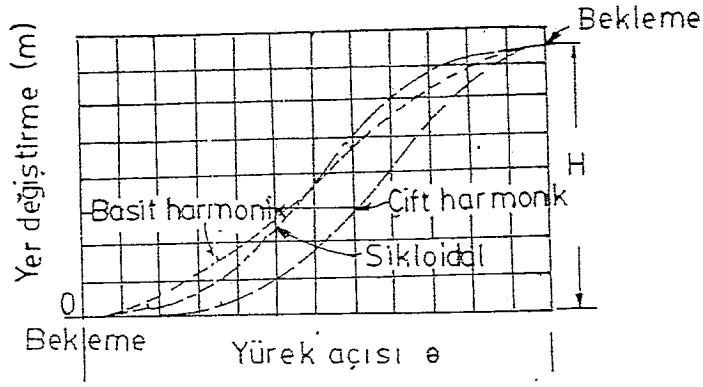
$$a = \frac{6H\omega^2}{\beta^2} \left(1 - \frac{2\theta}{\beta}\right) \quad (m/s^2)$$

$$f = -\frac{12H\omega^3}{\beta^3} \quad (m/s^3)$$

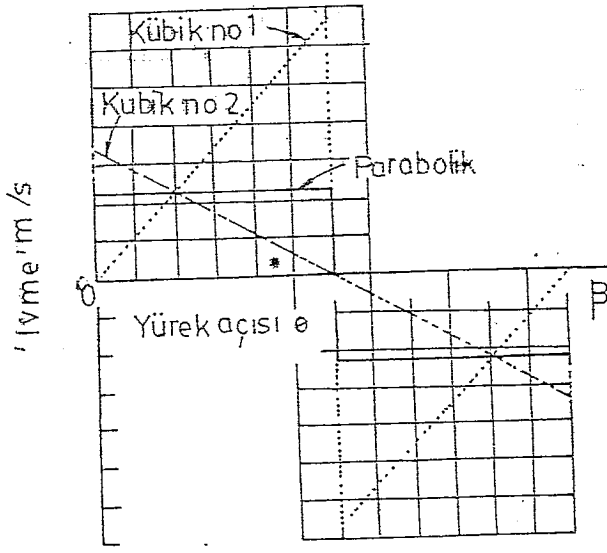
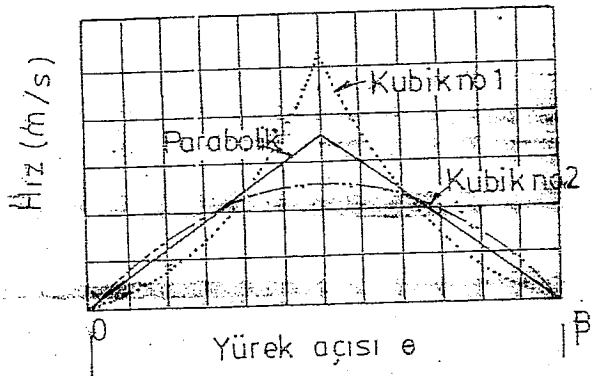
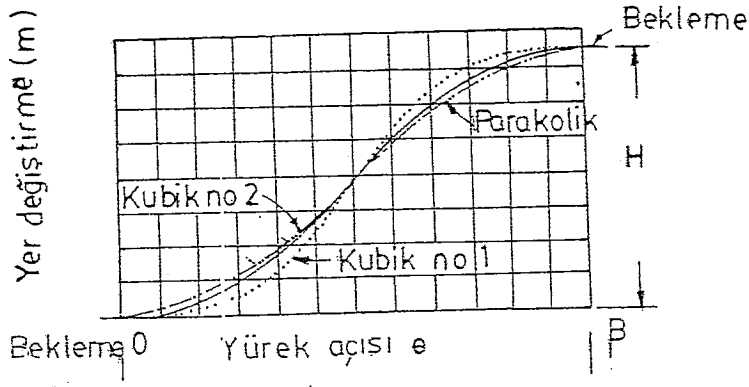


Kübik eğri (no.2)

Şekil II.11



Şekil. II.12



şekil.II.48

### III.3.2. Tadil Edilmiş Hareket Kanunları:

Yukarıda anlatılan ana hareket kanunları çizimlerinin basitliği ile kullanılmasına rağmen pek çok makina ihtiyaçları için yeterli değildirler. Yürek mekanizmalarında düzgün çalışmanın sağlanabilmesi için hız ve ivme eğrilerindeki süreksizliklerim ortadan kaldırılması gerekir. Özellikle yüksek hızlarda ve kuvvet iletiminin önemli olduğu yerlerde ivme eğrisinin sürekli olması istenir. Ayrıca üretim hatalarının sebep olduğu hız ve ivme eğrilerindeki değişimin belli bir tolerans bölgesi içinde kalması istenir.

Ana hareket denklemlerinin bu sakıncalarını ortadan kaldırmak için bir çok metotlar geliştirilmiştir.

Bazı metotlar:

- 1-) Basit eğrilerin birleştirilmesi.
- 2-) Polinom eğriler.

#### III.3.2.1. Basit Eğrilerin Birleştirilmesi:

Bu kısımda uygun analiz ve tartışmalarla bazı tipik birleşim eğrileri incelenecektir. İstenen ihtiyaçların sağlanabilmesi için bir çok birleşim eğrisi elde edilebilir. Burada kesin bir kriter olarak, eğrilerin birleşme noktasında aynı eğime ve yumuşak bir geçişe sahip olmalıdır. Bu sürekli bir yer değiştirme ve hız eğrisi sağlar. Kesişme noktalarında ivmeler eşit olursa yüksek hızlarda iyi çalışma sağlanır. İvme eğrisinin şekli, tijin düzgün (sarsıntısız, sessiz, aşınma ve sıçrama olmaması) çalışmasını önemli ölçüde etkiler.

Her hangi bir eğrinin yükselme ve alçalma kısımları bir pozitif ivme periyodu ve bir negatif ivme periyodundan oluşmuştur. Kalkış ve iniş eğrisi için pozitif ivme eğrisinin altında kalan alan negatif ivme eğrisinin altında kalan alana eşittir.

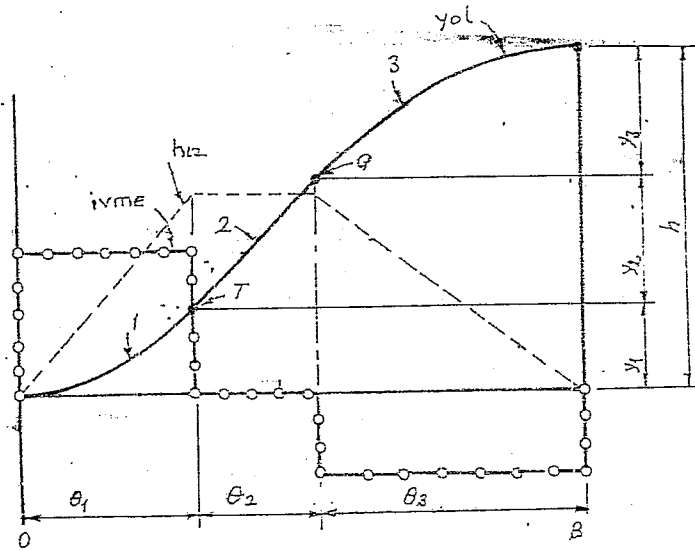
Bu yürek mekanizmaları için en yararlı ivme eğrisinin seçiminde yardımcı olacaktır. İhtiyaçların karşılanması için basit eğrilerin herhangi bir birleşimi alınabilir. Böylece basit eğrilerin yetersizlikleri azaltılırken avantajlı yönleri alı konabilir. Yüksek hızlarda özellikle düşük ivme ve atma değerleri tercih edilmelidir. Ayrıca pozitif ivme ve negatif ivme periyotlarının oranı kontrol edilmelidir. Simetrik olmayan hareket denklemleri için pozitif ivme periyodunun, negatif ivme periyoduna oranının yaklaşık olarak (3/1) olması iyi bir seçimdir.

1-) Deđistirilmiř Parabolik Hareket:

Burada parabolik hareket eğrisiyle, dđz çizgi eğrisi-  
ni birleştireceğiz. Bu hareket kanunu hızlı ve uzun tem-  
polu alışma Őartlarında iyi sonuç verir. Parabolik eğri-  
nin Őonundaki sonsuz atma kuvvet iletiminin önemli oldu-  
đu yerlerde bir engel teşkil eder.

Örnek:  $n=300$  devir/dakika hızla dönen bir yürek, H  
strokuna yüreğin  $\phi=130^\circ$  dönüşü ile çıkıyor. Hareket eğri-  
si, ilk  $40^\circ$  de parabolik eğri,  $30^\circ$  lik bölümdedeđrusal  
eğri ve son  $60^\circ$  de parabolik eđriden meydana gelmektedir.  
Her bir hareket için yol, hız ve ivme denklemlerini ı-  
karınız.

Çözüm: Bir döme için geçen zaman;  $t = \frac{60}{n}$   $t_1 + t_2 + t_3 = t \quad \sum_{i=1}^3 t_i = t$



Şekil II.14

$$t_1 = t \frac{\theta_1}{360}, \quad t_2 = t \frac{\theta_2}{360}$$

$$t_3 = t \frac{\theta_3}{360}, \quad \sum_{i=1}^3 t_i = t \quad \sum_{i=1}^3 \frac{\theta_i}{360}$$

$0 < \theta_1 < 40^\circ$  parabolik

$$y_1 = v_0 t_1 + \frac{1}{2} a_1 t_1^2 \quad v_0 = 0$$

$$y_2 = \frac{1}{2} a_1 t_1^2$$

$$y_3 = v_0 t_3 + \frac{1}{2} a_3 t_3^2$$

$$v_T = a_1 t_1, \quad v_0 = -a_3 t_3$$

T-0 arasında değrusal hareket (hız sabittir.)  $v_0 = v_T$

$$a_1 t_1 = -a_3 t_3, \quad y_2 = v_T t_2, \quad y_1 + y_2 + y_3 = H$$

$$\frac{1}{2} a_1 t_1^2 + v_T t_2 + v_0 t_3 + \frac{1}{2} a_3 t_3^2 = H$$

$$\frac{1}{2} a_1 t_1^2 + a_1 t_1 t_2 + a_1 t_1 t_3 - \frac{1}{2} a_3 t_3^2 = H$$

Bilinenler yerine yazılarak  $a_1$  ve  $a_3$  değerleri bulunur.  
Bu değerlerinde yerine yazılmasıyla hız ve yol değerleri  
bulunur.



zilmiş olan sıfır doğrultusundan artı ve eksi yönlerdeki yürek dönme açısı  $\theta$  nin bilinmesi (S nin fonksiyonu olarak) gerekir. İstenen karakteristik eğrileri elde etmek için yer değiştirme eğrisinin başlangıç ve bitim noktalarına bazı özel kontrol ve limitler uygulanır. Sınır şartları (kontrol ve limitler) eşitlikteki sabitlerin sayısını belirler. Terimlerin derecesi yükseldikçe ilk ve son yer değiştirme daha yavaş olacak, bitim noktalarında yürek profilinin daha iyi (temiz) üretilmesi gerekecektir. Ayrıca polinomsal metot herhangi bir eğrinin analitik gösterilimi için kullanılabilir. Yani herhangi bir eğri, polinomsal eşitlikleri kullanarak çok hassas bir şekilde kopya edilebilir.

1-) Kontrollü yer değiştirme polinomu:

Polinomsal formun en basit olanı düzgün doğrusal yer değiştirme değildir. Başlangıç ve bitim hızları sonsuzdur. Bu nedenle pratik değildir.

$$y = C_0 + C_1\theta \quad \text{Sınır şartları:} \quad \begin{array}{ll} y=0 & \theta=1 \\ y=1 & \dot{\theta}=0 \end{array} \quad \begin{array}{l} y=1-\theta \\ y'=-1 \end{array}$$

2-) 2-3 Polinomu:

Yapılan geliştirmedeki bir başka adımda yer değiştirme eğrisine ek olarak hız eğrisinde de bazı kontroller yapılmıştır.

$$y = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3$$

$$\begin{array}{ll} \text{Sınır şartları:} & \\ \theta=1 & \theta=0 \quad C_0=1 \\ y=0 & y=1 \\ y'=0 & y'=0 \end{array} \quad y' = 0 + C_1 + 2C_2\theta + 3C_3\theta^2$$

Sınırlayıcı şartlarda hızı yerine yazarsak

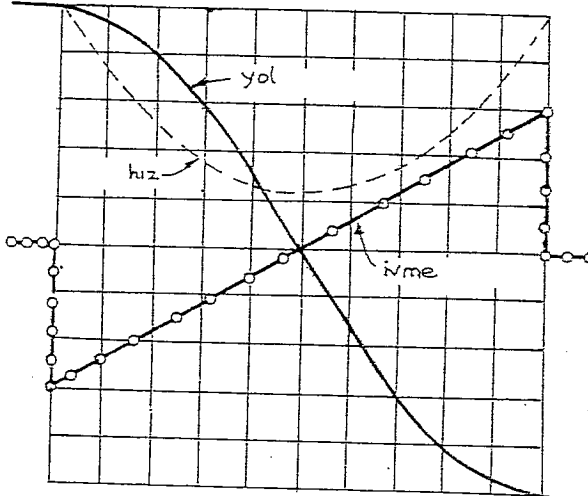
$$0 = 0 + C_1 + 2C_2 + 3C_3 \quad \text{ve} \quad C_1 = 0$$

Bu denklemleri çözerek,  $C_0=1$ ,  $C_1=0$ ,  $C_2=-3$ ,  $C_3=2$

bulunur. Bu katsayılar bize,

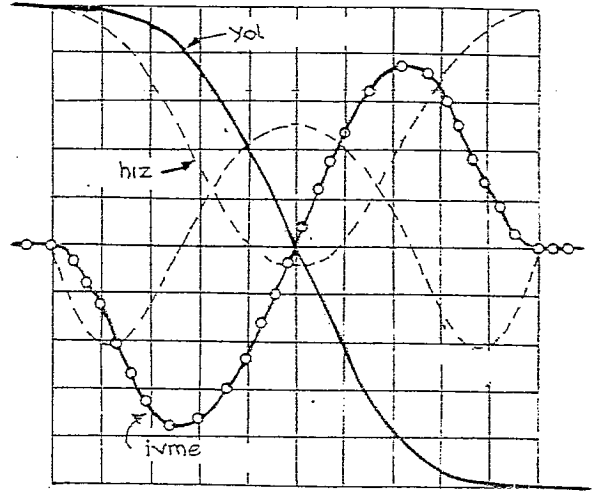
$$y = 1 - 3\theta^2 + 2\theta^3, \quad y' = -6\theta + 6\theta^2, \quad y'' = -6 + 12\theta$$

denklemlerini verir.



Şekil II.16

2-3 polinomu



Şekil II.17

4-5-6-7 Polinomu

3-) 3-4-5 Polinomu:

Şimdi eğriyi yerdeğiştirme ve hıza ek olarak ivme değerleri sonlu bir değer alacak şekilde inceleyelim.

$$y = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 + C_4\theta^4 + C_5\theta^5$$

Bu polinom için gereken dört sınırlayıcı şart,

$$\begin{aligned} \theta=1 & \quad y=0 & \quad y'=0 & \quad y''=0 \\ \theta=0 & \quad y=1 & \quad y'=0 & \quad y''=0 \end{aligned}$$

$$y' = C_1 + 2C_2\theta + 3C_3\theta^2 + 4C_4\theta^3 + 5C_5\theta^4$$

$$y'' = 2C_2 + 6C_3\theta + 12C_4\theta^2 + 20C_5\theta^3$$

sınırlayıcı şartları yerine yazarak ve denklemleri ayrı ayrı çözersek,

$$y = 1 - 10\theta^3 + 15\theta^4 - 6\theta^5, \quad y'' = -60\theta + 120\theta^2 - 120\theta^3$$

$$y' = -30\theta^2 + 60\theta^3 - 30\theta^4, \quad y''' = -60 + 360\theta - 360\theta^2$$

denklemleri bulunur.

4-) 4-5-6-7 Polinomu:

3-4-5 polinomu çok iyi yüksek hız karakteri göstermesine rağmen atma eğrisinin sonlarında bir süreksizlik gösterir. Bir çok yüreklerde bu önemsenmeyecek derecededir. Fakat atma eğrisinin sonunda hiç bir süreksizliği olmayan denklemleri elde edebiliriz. Bunun için bitim noktasında yer değiştirme, hız, ivme ve atmayı kontrol edeceğiz.

Sınır Şartları:  $y = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 + C_4\theta^4 + C_5\theta^5 + C_6\theta^6 + C_7\theta^7$

$\theta = 1, y = 0, y' = 0, y'' = 0, y''' = 0$

$\theta = 0, y = 1, y' = 0, y'' = 0, y''' = 0$

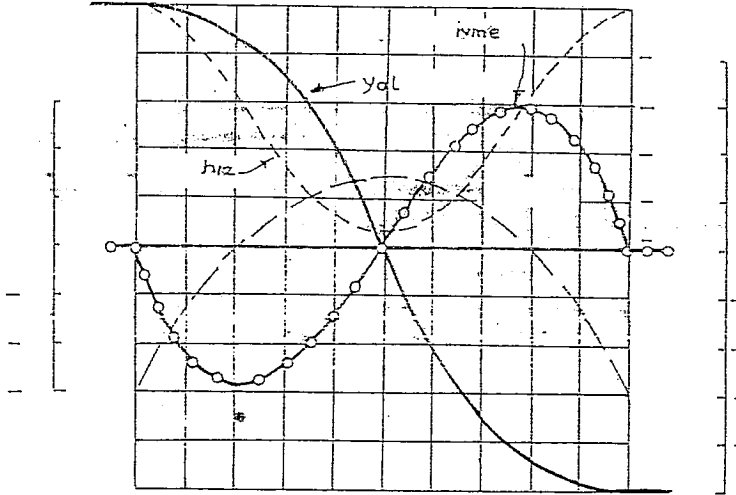
Bu değerleri yukarıdaki denklemde yerine yazıp, türevlerini alarak,

$y = 1 - 35\theta^4 + 84\theta^5 - 70\theta^6 + 20\theta^7, \quad y'' = -420\theta^2 + 1680\theta^3 - 2100\theta^4 + 840\theta^5$

$y' = -140\theta^3 + 420\theta^4 - 420\theta^5 + 140\theta^6, \quad y''' = -840\theta + 5040\theta^2 - 8400\theta^3 + 4200\theta^4$

eğrileri bulunur.

Bu eğri daha düşük dereceli 3-4-5 eğrisiyle karşılaştırıldığında daha büyük maksimum ivme ve daha büyük atma değerlerine sahip olduğu görülür. Bu eğrinin tek avantajı maksimum atma değerlerinin sonlarda, orta noktalara (sıfıra) doğru değişmesidir. Günümüzün üretim hassaslığında 3-4-5 polinomunun ötesinde her hangi bir kontrol (değişiklik) çoğunlukla dinamik değerlerde bir azalmaya (kısıtlamaya) yol açacaktır.



3-4-5 Polinomu.

Sekil 11.18

5-) Yüksek dereceli polinomların direkt çözümü:

Denklemlerdeki terim sayısı arttıkça, farklı denklemlerin çözümü de daha büyük hata ihtimali yaratacak şekilde zorlaşır. Şimdi sifıra eşit terimleri ortadan kaldırıp katsayıların değerlerini bulmaya yarayan direkt bir metot inceleyeceğiz.

TABLO -I  
Sıfır kat sayılı terimler.

| İlk kuvvet    | Katsayı ve türev 0 |
|---------------|--------------------|
| $\sigma$ ve 1 | ---                |
| $\sigma$ ve 3 | $y'$               |
| $\sigma$ ve 5 | $y', y''$          |
| $\sigma$ ve 7 | $y', y'', y'''$    |

TABLO -II  
Katsayıları tahmin etmek.

Polinom,  $y = C_0 + C_p \theta^p + C_q \theta^q + C_r \theta^r + C_s \theta^s$

$$C_p = - \frac{C_0 \cdot q \cdot r \cdot s}{(q-p)(r-p)(s-p)}, \quad C_r = - \frac{C_0 \cdot p \cdot q \cdot s}{(p-r)(q-r)(s-r)}$$

$$C_q = - \frac{C_0 \cdot p \cdot r \cdot s}{(p-q)(r-q)(s-q)}, \quad C_s = - \frac{C_0 \cdot p \cdot q \cdot r}{(p-s)(q-s)(r-s)}$$

Tablo -II kullanılarak bu denklemlerin katsayıları tahmin edilebilir.

Örnekle Bu bölümdeki metotlarla 7. dereceden polinom kat sayılarını bulunuz.

Çözüm:

Polinom.  $y = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 + C_4 \theta^4 + C_5 \theta^5 + C_6 \theta^6 + C_7 \theta^7$

Tablo -I den sınırlayıcı şartlardan sıfıra eşit terimler.

$$\theta=0, \quad y=0, \quad C_1=0 \quad \text{ve} \quad y''=0, \quad C_2=0; \quad y'''=0 \quad C_3=0$$

olur. Bu  $y = 1 + C_4 \theta^4 + C_5 \theta^5 + C_6 \theta^6 + C_7 \theta^7$  vi sağlar:

Tablo -II den yerine yazılarak,

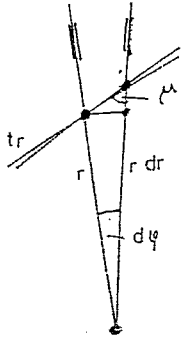
$$C_p = -35, \quad C_q = +84, \quad C_r = -70, \quad C_s = +20$$

Bulunur. Katsayıları yerine yazarak;

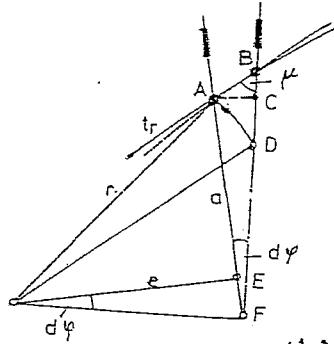
$$y = 1 - 35\theta^4 + 84\theta^5 - 70\theta^6 + 20\theta^7 \quad \text{olur.}$$

#### II.4. Doğrusal Yönlü Merkezi Yürek Mekanizması:

Önce hareket iletimini toparlaksız ve yüreginde  $\varphi$  açısı kadar sonsuz küçük bir dönmesi esnasında dikkate alalım. Bu dönme esnasında doğrusal hareketli çubuk dr kadar yukarıya kayar.



(a)



(b)

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{r d\varphi}{dr}$$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{r}{\frac{dr}{d\varphi}}$$

Şekil II-19

dir. Dik koordinat sistemi ile ilişki kurarak,

$$\begin{aligned} y &= c \\ x &= k \cdot \varphi \end{aligned} \quad \operatorname{tg} \mu = \frac{y}{k \frac{dy}{dx}} = \frac{y}{k \cdot \operatorname{tg} \tau}$$

yazılabilir. Teğetin en dik meylinde  $\tau = \tau_{\max}$  ve böylece,

$$y = k \cdot \operatorname{tg} \tau_{\max} \cdot \operatorname{tg} \tau_{\min} \quad \text{olur.}$$

Doğrusal yönlü kaçık merkezli yürek mekanizması:

Bir  $+e$  merkez kaçıklığı halinde şekil (II.19-b) ye göre aşağıdaki bağıntı verilebilir.

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{AC}{BC}$$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{a \cdot d\varphi}{da - e d\varphi}$$

$$AC = a \cdot d\varphi$$

$$BC = BD - CD$$

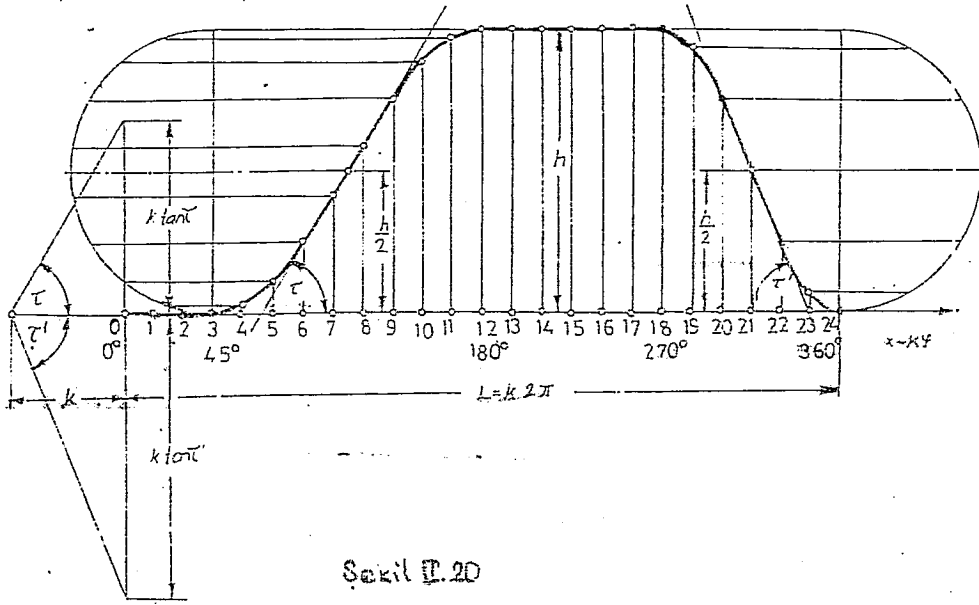
$$CD = EF = e \cdot d\varphi$$

$$BC = da - e \cdot d\varphi$$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{a}{\frac{da}{d\varphi} - e} = \frac{y}{k \frac{dy}{dx} - e} = \frac{y}{k \operatorname{tg} \tau - e}$$

Pozitif ve negatif merkez kaçıklıkları, kalkış ve iniş eğrileri, arasında ayırım yapılırsa, durum şöyle özetlenebilir.

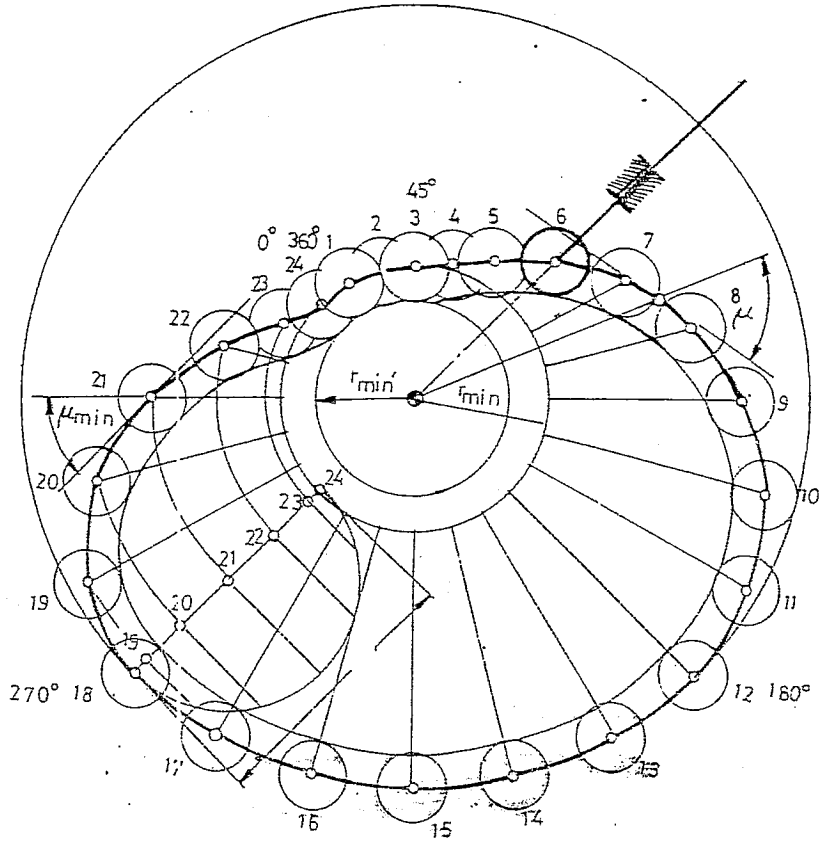
| $tg \mu$            |                            |                               |
|---------------------|----------------------------|-------------------------------|
| Merkezden kaçıklık. | Kalkış eğrisi.             | İniş eğrisi.                  |
| $+e$                | $\frac{y}{+k tg \tau - e}$ | $\frac{y}{-(k tg \tau' + e)}$ |
| $e=0$               | $\frac{y}{+k tg \tau}$     | $\frac{y}{-k tg \tau'}$       |
| $-e$                | $\frac{y}{+k tg \tau + e}$ | $\frac{y}{-(k tg \tau' - e)}$ |



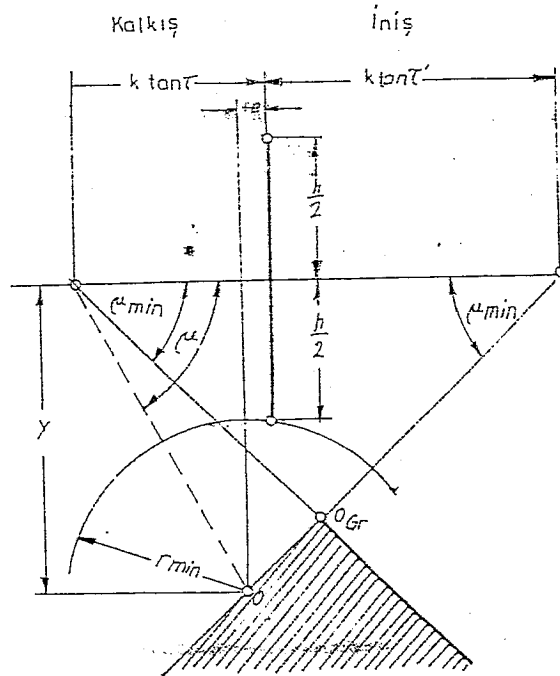
Şekil II.20

Şekil II.20'de görülen hareket diyagramı doğrusal yönlü bir yürekle gerçekleştirilecektir. Kalkış ve iniş eğrilerinin en büyük eğimleri  $\tau$  ve  $\tau'$  açılarıyla verilmiş olsun;  $k=L/2\pi$  olarak hesaplanır. Bir yardımca şekilde (Şekil II.21) strokun ortasından iki tarafa doğru  $k tg \tau$  ve  $k tg \tau'$  taşınır. Bunların uç noktalarına  $\mu_{min}$  bağlama açısı nakledilir. Eğer önceden verilen  $\mu_{min}$  açısının altına düşülmemesi gerekiyorsa, bu nakledilen açılarının serbest kenarları, yüreğin 0 dönme noktasının bulunmaya mecbur olduğu bölgeyi sınırlarlar. Doğrusal yönlü merkezi yürek mekanizmasında yüreğin 0 dönme noktası, en küçük yürek yarıçapı için, strok doğrusunun inişteki  $\mu_{min}$  açısının kenarı ile kesim noktasında bulunur. Her iki  $\mu_{min}$  açısının serbest kenarlarının kesim noktası  $O_{sr}$ , hem kalkış için, hem iniş için  $\mu_{min}$  a erişilmesine karşılık gelen yürek dönme noktasıdır. Fakat bu doğrusal yönlü yürek mekanizması negatif bir  $-e$  merkez kaçıklığı almaya mecburdur ve merkezi yüreğe göre yürek yarıçapı daha küçüktür. Toparlık kullanılmama-



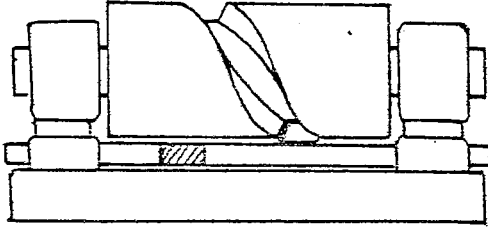


Şekil II.22

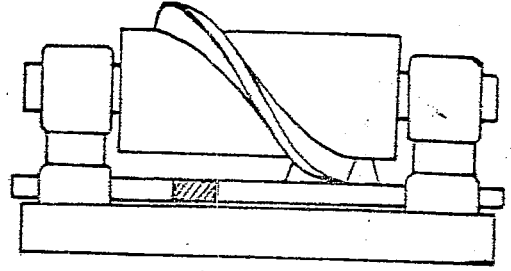


Şekil II.23

## II.5. Tambur (Silindirik) Yürekler:



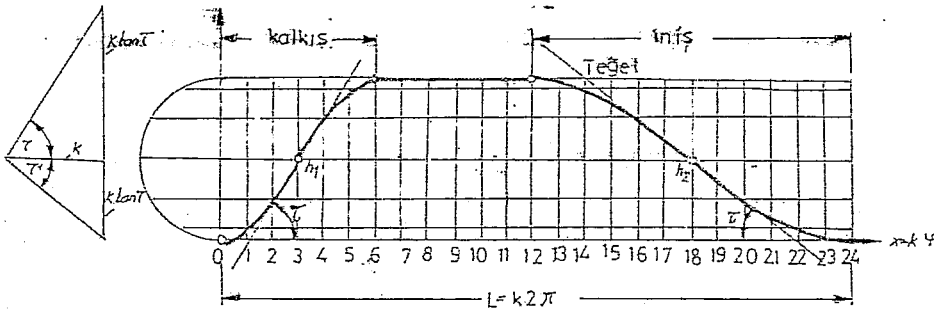
Şekil II.24



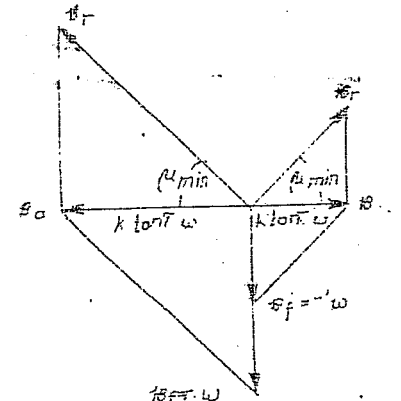
Şekil II.25

Bir çok otomatik makinağa, silindirik yürek de denilen tambur yürekler kullanılır. Hareket diyagramı gövdeye ya oluk olarak oyulur veya fatura olarak isaretlenir. (Şekil II.24-25)

Yol zaman diyagramının ve en küçük bağlama açısı  $\mu_{min}$  un önceden verilmesi halinde ortalama tambur yarıçapı grafik olarak bulunabilir.



Şekil II.26



Şekil II.27

Topaklı sürgünün orta konumundan itibaren gidis ve dönüş için hız vektörlerini (Hareket diyagramında kalkış ve inş için eğimi en büyük teğetleri çizmek suretiyle) taşıyalım.

$$V_a = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{dx} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = tg \zeta \cdot k \cdot \omega \quad , \quad V_f = r \cdot \omega$$

$$V_a' = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{dx} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = tg \zeta' \cdot k \cdot \omega \quad , \quad V_f' = r' \cdot \omega$$

Önceden verilen  $\mu_{min}$  bağlama açısı yardımı ile vektör paralel kenarları çizilebilir.

$$\vec{V}_a = \vec{V}_r + \vec{V}_f \quad , \quad \vec{V}_a' = \vec{V}_r' + \vec{V}_f' \quad , \quad tg \mu_{min} = \frac{r}{k \cdot tg \zeta} = \frac{r'}{k \cdot tg \zeta'}$$

Buradan  $r$  ve  $r'$  tayin edilebilir. Baha büyük olan değer konstrüksiyon için ortalama tambur yarıçapı olarak kullanılmalıdır. Bu oluklu tambur yüreklerde  $R$  silindir yarıçapından  $b$  toparlak kalınlığının yarısının çıkarılmasına, faturalı yüreklerde silindir yarıçapına  $b$  toparlak kalınlığının yarısının eklenmesine eşittir.

$$r, r' = R - \frac{b}{2} \text{ veya; } r, r' = R + \frac{b}{2}$$

Açılımin çiziminde  $R$  silindir yarıçapı esas alınmalı ve yol zaman diyagramının  $L$  uzunluğu  $R$  yarıçapına indirgenmelidir.

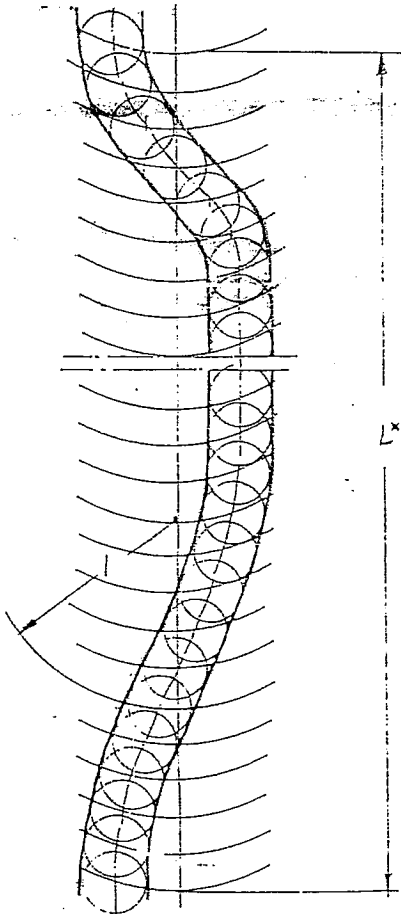
$$L^* = 2\pi R$$

$L^*$  uzunluğu,  $L$  uzunluğunda olduğu gibi, aynı sayıda esit aralığa bölünmelidir.

Yürek tarafından, toparlaklı sürgü yerine sabit bir nokta etrafında dönebilen toparlaklı bir  $l$  kolu hareket ettirilirse, bu taktirde diyagramdan orta çizgiden itibaren alınacak uzunluklar  $l$  yarıçaplı daire ile kesiştirilir.

Böylece elde edilen noktalar, toparlak merkezinin konumlarını verirler. Oluklu veya faturalı yüreklerde, oluk veya

fatura buna silindirik toparlak yarıçapı kadar uzaklıkta ekidistans-tır. Konik toparlak kullanılması halinde ekidistans eğri en büyük veya en küçük yarıçapa esit uzaklıkta çizilmelidir.



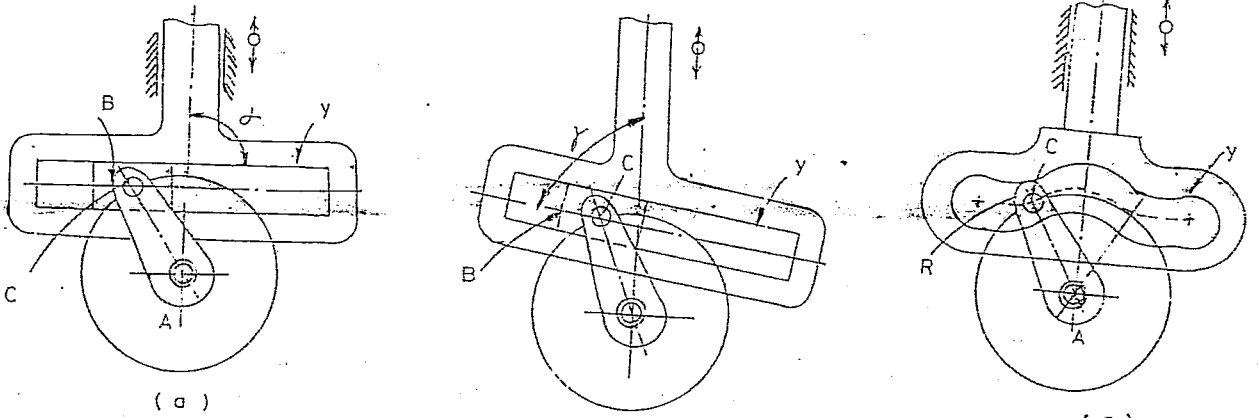
Şekil II.25

### III. DOĞRUSAL HAREKETİ GERÇEKLEYEN DİĞER MEKANİZMALAR.

III.1. Şekil kapalı toparlaklı ve kollu doğrusal yönlü mekanizmalar:

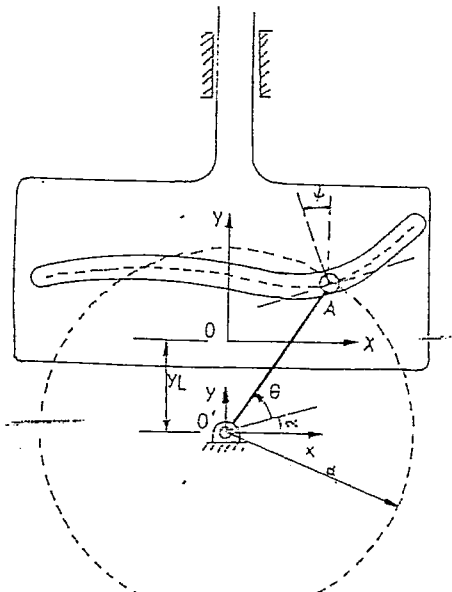
III.1.1. Scotch-Yoke mekanizması:

Basit harmonik hareket yapan üzün hareketini, öteleme hareketine dönüştüren klasik bir mekanizmadır. Şekil III.1.a'deki sürgülü AC krankı, A sabit eksenini etrafında sabit hızla döner. B bloku C noktasından pimlenmiştir. Kanal içinde kayar. Yoke aşağı yukarı hareket eder.  $\alpha$  açısı  $90^\circ$  olduğu için yoke (Y) nin stroku, AC krank uzunluğunun iki katına esittir.



Şekil III.1

Şekil III.1.b de görülen değişik Scotch-Yoke mekanizmasının da  $\alpha \neq 90^\circ$  olduğu için Yoke (Y) harmonik hareket yapmaz. Yokenin stroku  $2AC/\sin \alpha$  dir. Şekil III.1.c'deki mekanizmada Yokenin öteleme hareketinde bir bekleme ortaya çıkar. Yuvanın şekline uyması için B bloku yerine R toparlağı kullanılmıştır. Yoke harmonik hareket yapmaz, fakat hareketi benzer karakterdedir.



Şekil III.2

Şekil III.2 de xoy koordinat sistemi izleyiciye bağlı olarak giriş mil ekseninde merkezlenmiş sabit x'o'y' sistemine göre relatif olarak hareket eder. oy ve o'y' kaldırma yönü boyunca kolineerdir ki bu da  $Y_L$  ile ölçülür.  $\theta$  için, başlangıç hattı o'x' ile yaptığı açısının genelde sıfır olması gerekmez. Krank yarıçapı  $OA = a$  dir. A nın  $\theta$  ve  $Y_L$  ile bağımlı  $(x, y)$  koordinatları.



Şekil III.4.a daki mekanizmada simetrik olarak yaklaşık  $50^\circ$  lik bekleme elde edilir. III.4.b de de simetrik olarak  $70^\circ$  lik bekleme elde edilmektedir. Ve  $\psi_{max} = 35^\circ$  dir.

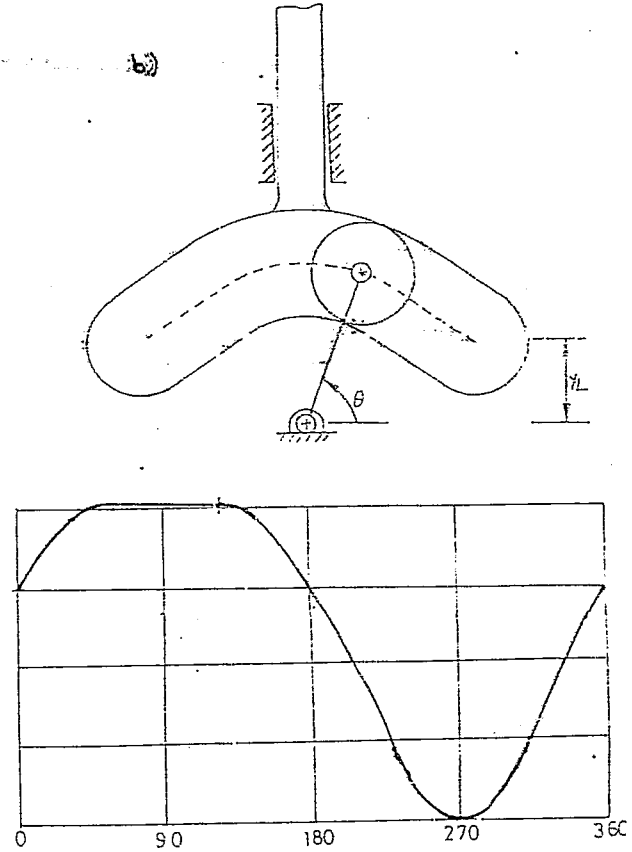
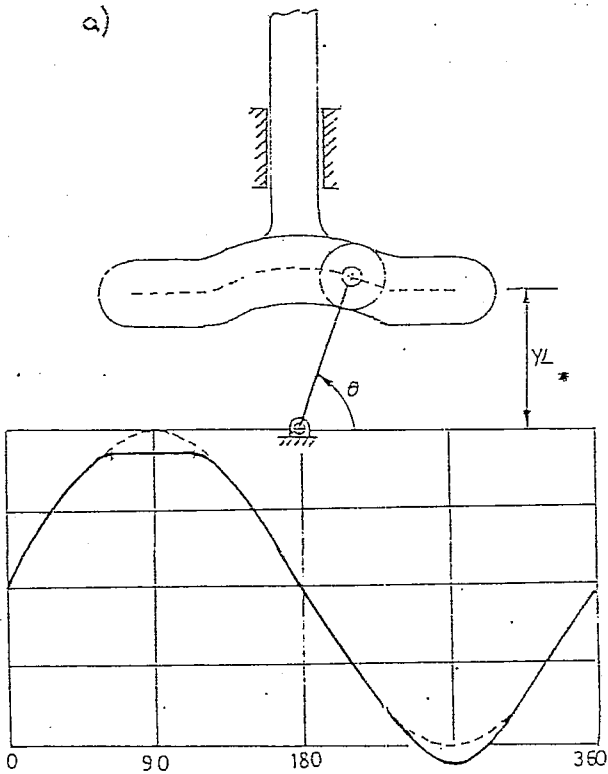
Büyük yükler veya atalet kuvvetleri, sonlu çıkış ivmesinin değişimini düzenli tutmak için eğriliğin değişmesini zorunlu kılar. Ve yüksek verimli kam dizaynı için kabul edilebilir. Bu istek şekil III.4'nin dizaynındaki eğrinin şeklini etkileyebilir.

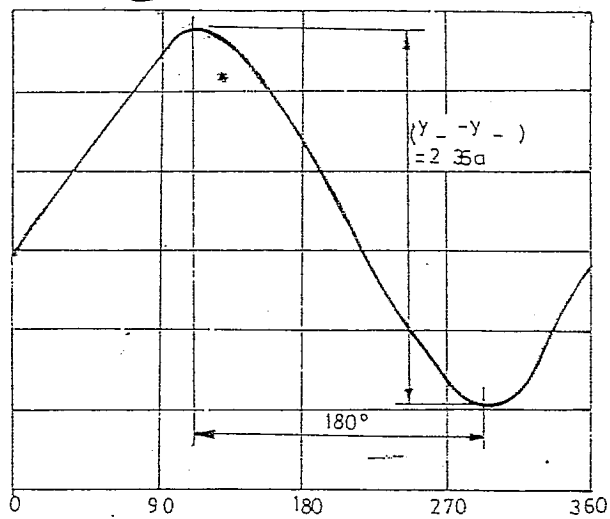
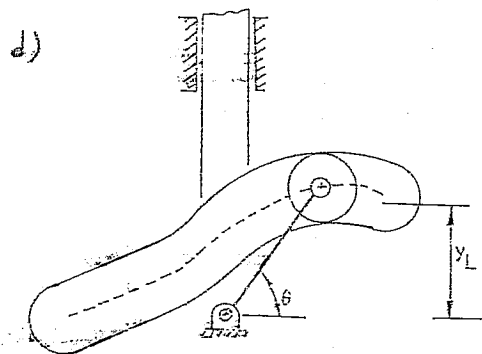
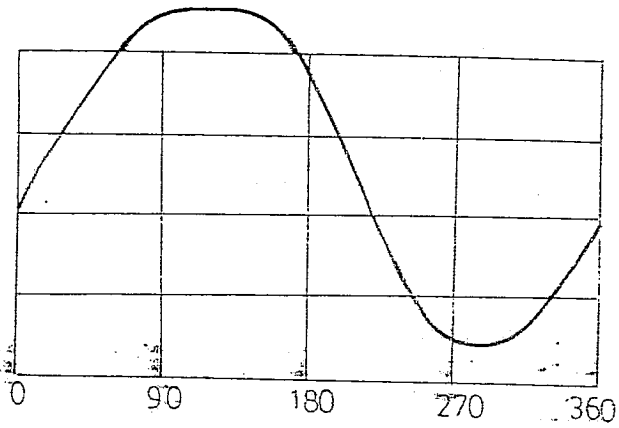
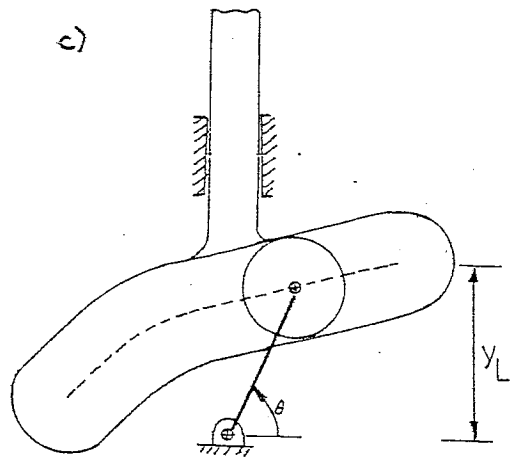
Şekil III.4.c de  $\theta - Y_L$  eğrisi asimetriktir. Bekleme çok azdır. ( $30^\circ$  kadar) minimum noktası beklemenin merkezinden itibaren  $195^\circ$  dedir. Maksimum basınç açısı  $45^\circ$  dir. Toparlağın hareketinin genliği 1.035'a dir.

Şekil III.4.d'de tanımlanan mekanizma çift beklemelidir. (simetriktir.)

Şekil(III.4) de görülen mekanizmaların tümünde genellikle büyük boyutlu olan toparlakların yarıçapı bölüm dairesinin eğrilik yarıçapının yarısından daha büyük değildir. Scotch-Yoke mekanizması düzgün yükselme- düzgün alçalma için gayet uygundur.

Şekil. III.4





KAYNAKLAR;

- 1-) Diziođlu, B. : Getriebelehre MaBbestimmung  
Bd. 2  
Friedi Vieweg Sohn Braun-  
schweig—1967
- 2-) Diziođlu. B. : Mekanizma Tekniđi, Cilt I  
İ.T.Ü. Makina Fakültesi. Of-  
set Atölyesi —1976
- 3-) Keçeciöđlu, G. : Mekanizma Tekniđi  
Ege Üniversitesi Matbaası  
Bornova — İzmir 1975
- 4-) Köseođlu, M. : Ders Notları. İ.T.Ü. Makina  
Fakültesi. İstanbul— 1979
- 5-) Lichtenheldt, W. : Mekanizmaların Konstrüksiyonu.  
Matbaa Teknisyenleri Basımevi,  
İstanbul —1975
- 6-) Lent, D. : Analysis and Design of  
Mechanisms —Second Edition  
Prentice— Hall
- 7-) Rosenaues, N.  
Wilis, A. H. : Mekanizmaların Kinematiği  
Ege Üniversitesi Matbaası  
Bornova —İzmir 1981
- 8-) Söylemez, E. : Mechanisms  
Middle East Technical University  
1979 — Ankara.
- 9-) Walker, G. E  
Barnade, H. E. : Mechanics of machines  
Volume 1  
Pergamon— Press