YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PLANET MEKANİZMALARINDA GÜÇ VE MOMENT ANALİZİ VE ÖRNEKLER

Mak. Müh. Bedriye Ermantaş

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programında hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Suat ÇAKMAK

İstanbul, 1994

İÇİNDEKİLER

*Tez konumun seçiminde ve hazırlanması esnasında benden hiçbir yardımı esirgemeyen ve beni destekleyen Sayın Hocam **Suat Çakmak**'a burada teşekkürü bir borç bilirim.*

Bedriye Ermantaş

ÖZET

Bu çalışmada sikloidlerin kinematiği ve buna bağlı problemler incelenmiştir.

İlk bölümde sikloid eğrileri tanıtıcı bilgeler verilmiştir. Sonraki bölümde Sikloid dişlemede mümkün olan diş formları ve dişlemenin özel formları tartışılmıştır. Burada Sikloid dişlilerin pratikte anlamının çok az olduğu vurgulanmıştır. Gerçekten yararlı tek kullaımı olarak; eğri levhalarının bir pim kovanı için de hareket ettiği Cyclo makanizması adlandırılmıştır. Cyclo makanizması dişleme örneğinde mekanızmanın çeşitli parametrelerinin değişimiyle oluşan çeşitli varyasyonlar gösterilmiştir. ayrca makanızmada oluşan kuvvetlerin hasaplanması gösterilerek, kuvvet planı oluşturulmuştur. En son bölümde örnek bir uygulama üzerinde pratik olarak gösterilmiştir.

Çalışmanın tamamına mümkün olduğu kadar resim kullanılmaya çalışılmıştır. Bunda amacım Sikloidlerin anlaşılmasının kolaylaştırılmasıdır.

ZUSAMMANFASSUNG

Die vorliegende arbeit wurde die Kinematik der Zykloiden und die damit verbundenen Probleme untersucht.

In dem ersten kapitel wurde eine Generalinformation der Zyklischen Kurven gegeben. In dem nächsten kapitel werden mögliche Zahnformen und sonderformen von verzahnungen diskutiert. Dabei muß betont werden, daß die praktische bedeutung der Zykloiden verzahnung gering ist. Als einzig wirklich wesentliche Anwendung ist das Cyclo-Getrsebe zu nennen. bei den kurvenscheiben in einem bolzenring bewegen.

Am Beispiel der verzahnung des Cyclo-Getriebes werden die Variationen gezeigt, die entsteht, indem die verschiedene Parametern von dem Getrieb geândert werden . Außerdem wird die Berechnung der Krâfte gezeigt und die Krâfteplane gebildet.

In dem letzten Kapitel wird ein praktisches Beispiel gegeben.

In der ganzen Arbeit habe ich mich bemüht, so oft wie môglich Zeichnungen zu nützen. Mein Ziel dabei ist, die Zykloiden anschaulich und verständlich zu machen.

I. GİRİŞ

Bir eğri sabit bir düzlemdeki bir başka eğri üzerinde yuvarlandığında, hareketli eğrinin her noktası ve hareketli düzlemin diğer bütün noktaları yuvarlanma hattını (yörünge) tanımlar. Bu sabit ve hareketli eğriler, daire veya doğru olduğunda özel yörüngeler oluşur. Bu tür yörüngeler Sikloid olarak tanımlanır.

Yuvarlanan eğriler Eski Çağ Geometircileri tarafından da bilinmekteydi. M.Ö. 200 yıllarında Perga'lı Appolonius ve M.Ö. 150 yıllarında Nikara'lı Hipparchos Gezegenlerin hareketlerini "Episikloid" olakak açıklamışlardır. Daha sonra Alman kardinal ve matematikçi Nikolaus Cusanus 1451 yılında Galileo tarafından 1600 yıllarında Sikloidler olarak isimlendirilecek olan yuvarlanan eğrileri incelemiştir. 1634 yıllarında Sikloidlerin yüzey ölçümlerini hesaplayan Fransız Matematikçi Gilles Roberval ilk olarak "Trochoiden" adını kullanmıştır. Bu tanımlama, yunanca "o trochos" kökünden olup, bugünde oldukça fazla kullanılmaktadır.

Bu zamana kadar Eğrilerin tanımlanmasıyla Matematikçiler ilgilenmişlerdir. bundan sonraki dönemde yeni bilgilerin pratiğe uygauanma imkanı bulunmuştur. Bunun sebebi, Gemicilik ve astronomi için zamanı tam olarak ölçebilecek, mümkün olabildiğince hatasız dişlilerin gerekli olmasıdır. Yaklaşık 17. yüzyılın başlangıcından itibaren bilim adamları dişli çark problemlerinin araştırılmasına başlamışlardır.

İlk olarak Geometrici Gerard Desargues Matematikçilerin sonuçlarını pratikte kullanılmasını düşünmüştür. episikloid formundaki ilk dişli çark onun tarafından ortaya atılmıştır. Christian Huygens (1629-1695) yuvarlanan eğrilerin teorisini incelemiş, 1673 yılında Evolut ve Evolvent kavramlarını ortaya atmıştır. Olaf Roemer dişli çarklarda düzgün iletim yapabilmesi için Sikloidleri önermiştir.

Philippe de la Hire 1694 yılında Episikloidler hakkındaki eserinde. pompalar rüzgar tesisleri ve değirmenlerinde dişli çarklar için epi ve hiposikloid teorisini geliştirmiştir.

1762 yılında Leonhard Euler Evolventlerin dişli formu için uygun oludğunu farkeder. Yaklaşık 1806 yılında İngiliz John Isaac Hawkins Sikloid dişlilere karşılık Evolvent dişlilerin özelliğine işaret eder. Bu tarihten itibaren Evolvent ve Sikloid temel olmak üzere diş formlarının iki yönlü gelişmesi başlar. 20. yüzyılın ilk yarısında Evolvent dişliler Sikloidlerin önüne geçmeye başlamıştır. Bugün Sikloid dişliler yalnızca özel yerlerde - özel kinematiğe sahip birkaç makina kullanılmaktıdır. Bunun sebepleri; Sikloidlerin imalatının zorluğu, eksen aralıkları iyi ayarlanmadığında ortaya çıkan periyodik dönme hatalarıdır. Ayrıca yatak kuvvetlerinin büyüklüğü ve yönünün değişmeside dezavantajdır.

Eğer bir mühendis Sikloid dişlilerle ilgelenmek isterse, dişli çarklar veya makina elemanları kitaplarında çok kısıtlı bilgi bulabilecektir. bu çalışmada Sikloid çeşitleri, äquidistantları ve zarf eğirileri incelenmiştir.

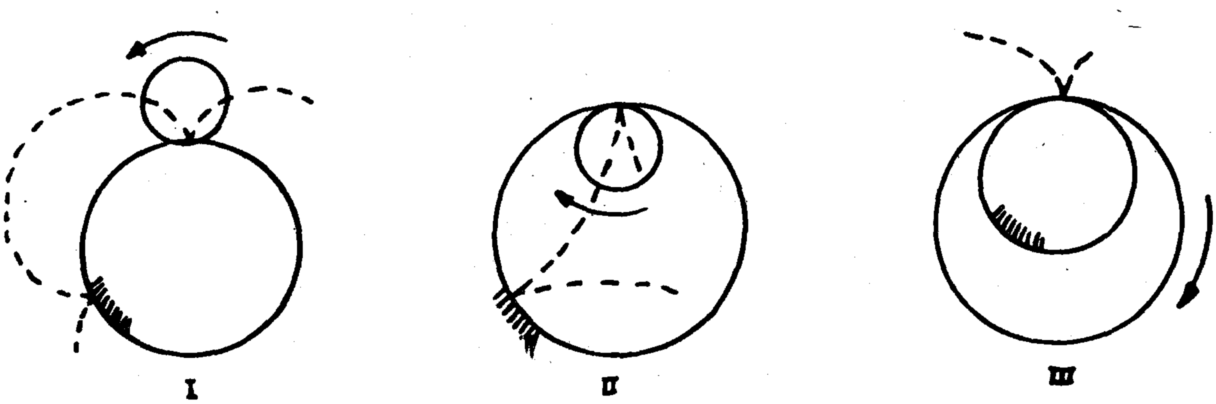
II. SİKLOİD ÇEŞİTLERİNE VE ZARF EĞRİLERİNE BAKIŞ

1. SİKLOİDİN TARİFİ

Sikloid dişlemede diş formu, periyodik eğriler tarafından veya onların äquidistantları tarafından belirlenir. Bu periyodik eğriler bir dairenin (δ çaplı yuvarlanma dairesi), başka bir daire (d çaplı temel daire) üzerinde veya içinde yuvarlanmasıyla oluşur.

- Episikloid: Temel dairenin dışında yuvarlanan bir yuvarlanma dairesi üzerinde alınan bir noktanın oluşturduğu eğri.

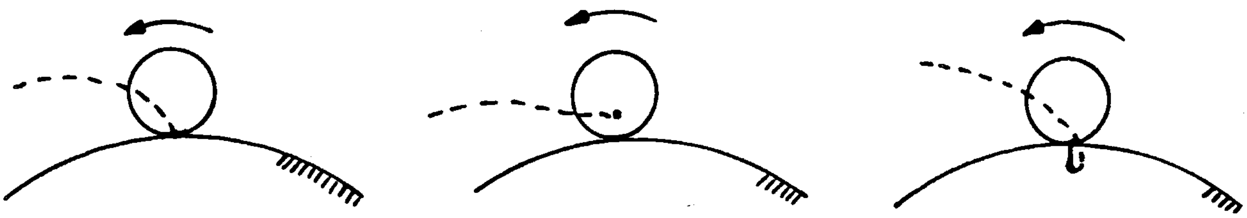
- Hiposikloid: Temel dairenin içinde yuvarlanan bir yuvarlanma dairesi üzerinde alınan bir noktanın oluşturduğu eğri. Ancak Temel daire yuvarlanma darisenin içinde bulunmaktadır. Eğer temel dairenin çapı ∞'a gidiyorsa, yani yuvarlanma daresi bir doğru üzerinde yuvarlanıyorsa, Episikloidin özel hali olan Ortosikloid oluşur. Yuvarlanma dairesi bir dogru ise, yeni bir dairenin üzerinde yuvarlanan bir doğru üzerinde alınan bir noktanın oluşturduğu eğri, Evolventtir.



Şekil 1 I. Episikloid II. Hiposikloid III. Perisikloid eğrisi

2. SİVRİLTİLMİŞ, KISALTILMIŞ VE UZATILMIŞ SİKLOİD

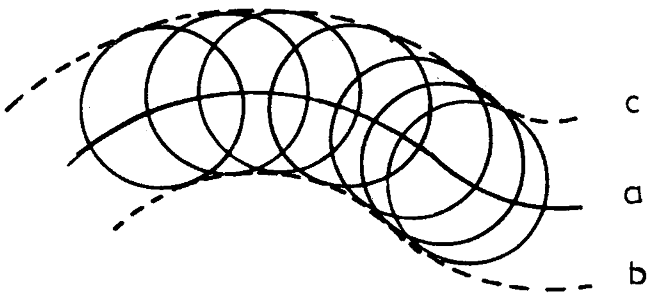
Sikloid eğrileri eğriyi oluşturan noktanın konumuna görede sınıflandırılabilir. Nokta yuvarlanma dairesinin üzerinde bulunursa sivriltilmiş sikloid oluşur. Bu tür sikloid basit, normal, adi sikloid olarakta adlandırılmaktadır. Eğer nokta yuvarlanma dairesinin içinde bulunursa kısaltılmış sikloid, dışında bulunursa uzatılmış sikloid oluşur.



Şekil 2. I. Sivriltilmiş II. Kısaltılmış III. Uzatılmış Sikloid

3. DIŞ VE İÇ ÄQUDİSTANTLAR

Eğer bir dairenin merkezi bir sikloid üzerinde hareket ettirilirse, zarf eğrileri olarak sikloidlerin iç ve dış äquidistantları oluşur. İç äquidistant olarak sikloidin tepesinden itibaren temel dairenin merkezine doğru olan zarf eğrisi alınır. Tepe olarak sikloidin merkezden en uzak noktası alınır.

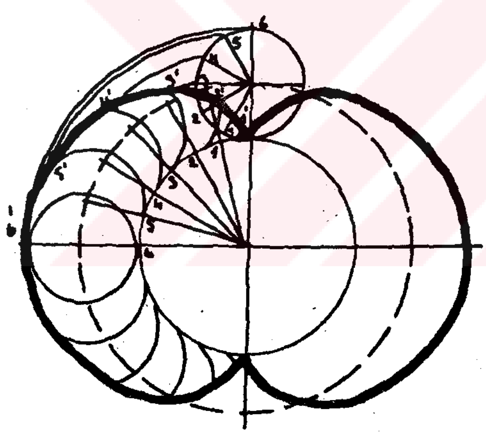


Şekil 3. a) Sikloid b) İç äquidistant c) Dış äquidistant

4. SİKLOİD EĞRİLERİNİN ÇİZİMİ

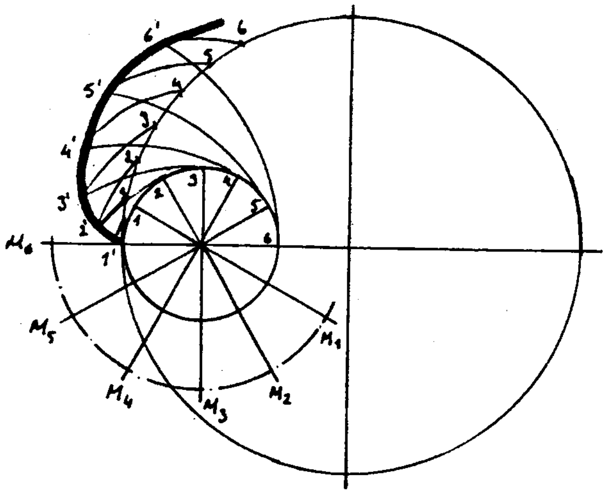
EPİSİKLOİD EĞİRİSİNİN ÇİZİMİ

Episikloid eğrisi çizmek için; bir temel daire ve bu darieye bir noktada teğet bir yuvarlanma dairesi alınır. Temel daire ve yuvarlanma dairi yay uzunlukları eşit olmak üzere parçalara ayrılır ve numaralandırılır. Temel daireye paralel yaylar alınır. Merkezileri 1,2,3,... şeklinde numaralandırılan noktaları temel çember merkeziyle birleştirilerek bulunur. Pergel bulunan merkez noktalarına konur ve çizilen yaylarla 1',2',.... noktaları bulunur. Bu noktalar birleştirildiğinde Episikloid eğrisi oluşmuş olur.

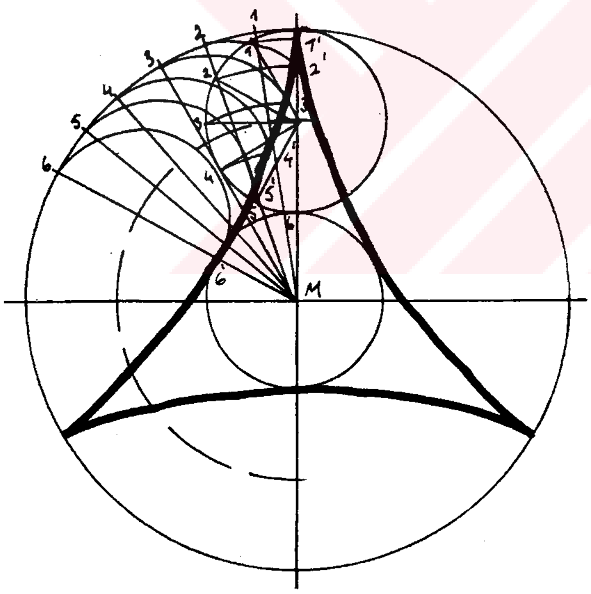


Şekil 4. Episikloid Eğrisinin Çizimi

Hipo ve Perisikloidleri çizmek için aynen episikloid çizimindeki metod uygulanmalıdır. Aşağıdaki 5 ve 6 nolu resimlerde peri ve hopisikloidlerin nasıl yapılacağı görülmektedir.



Şekil 5. Perisikloid eğrisinin çizimi



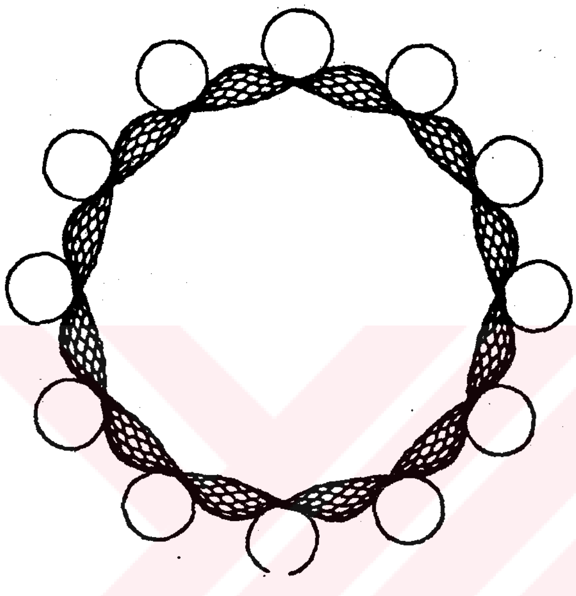
Şekil 6. Hiposikloid eğrisinin çizimi

5. SİKLOİDİN HAREKETİYLE OLUŞAN ZARF EĞRİSİ

Bir sikloid veya sikloide ait bir äquidistant karşılık çarkı içinde veya etrafında hareket ederse, bir kaymalı yuvarlanma hareketi oluşur. Buna örnek olarak

Cyclo mekanizmasının eğri levhasının (Sikloid dişli Çark) pim kovanı içinde yaptığı hareket verilebilir.

Eğri levhasının hareketiyle:



Şekil 7. Eğri levhasının yaptığı hareketle oluşan iç ve dış zarf eğrileri

III. SİKLOİDLER VE ZARF EĞRİLERNİN MATEMATİK İFADESİ

1. GENEL KAVRAMLAR

- Temel Daire → Ø 2a
- Yuvarlama Dairesi → Ø 2b
- Eksantiriklik → Noktanın yuvarlanma dairesi merkezinden olan uzaklığı e
- Kısaltma Oranı → $\dfrac{\text{Eksantriklik}}{\text{Yuvarlanma dairesi yarıçapı}} \rightarrow m \dfrac{e}{b}$
- Sivriltilmiş Sikloid → $|m| = 1$
- Kısatılmış Sikloid → $|m| < 1$
- Uzatılmış Sikloid → $|m| > 1$
- äquidistant → Ø 2q çaplı bir dairenin Sikloid üzerinde hareketliyle oluşan zarf eğrisi
- Dış äquidistant → Sikloidin dışında tepede bulunan zarf eğrisi
- İç aquidistant → Siklidin içinde tepede bulunan zarf eğrisi
- Envelop → Sikloid ve äquidistantın kinematik devamlılıkta karşılık çarkıyla taradığı zarf eğrisi
- Tepe → Temel dairenin merkezinden Sikloidin en uzak naktası (s)
- Çukur → Temel dairenin merkezinden Sikloidin en yakın naktası (T)
- Diş Yanağı → Çukur ve Tepe arasındaki eğri parçası
- Eğri Kesiti → Tepeden tepeye veya çukudan çukura simetrik olarak tekrarlanan eğri parçası
- Diş Sayısı → Temel daire çevresindeki eğri kesit sayısı

$$Z = \frac{a}{b}$$

- Kavrama açısı → Eğri normali ile temel daire ve yuvarlanma dairesi merkezlerini birleştiren doğru arasındaki
- Dönüm Noktası → Diş yanağı üzerinde eğriliğin konkavdan konveks'e değiştiği yer W

Eğrilik yarıçapı → Sikloidin veya äquidistantının eğrilik yarıcapı δ_1 δ_A

- Parametre → Yuvarlanma dairesinin temel daire üzerinde yuvarlanması esnasında, yuvarlanma dairesindeki yuvarlanma açısı ß.
- Yuvarlanma şartları $a\,\alpha = b.\,\beta$

$$\alpha = \beta \frac{b}{a} = \beta / z$$

ß açısı $\beta = 0^\circ$ (Tepe) dan $\beta = 180^\circ$ (Çukur)ye kadar devam ediyorsa, Tepeden çukura bir Sikloid diş yanağı tarif edilir.

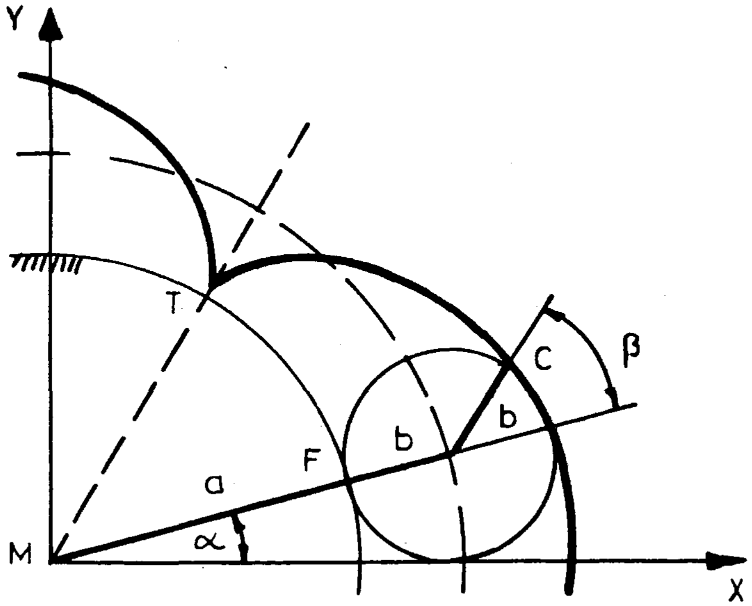
2. EPİSİKLOİD

Aşağıdaki 8,9,10 ve 11 nolu resimlerde Episikloid tarif edilmiştir. ilk olarak Koordinat sisteminde eğrinin başlangıcı tepede ve çukurda olan Episikloid gösterilmiştir.

Eğriyi oluşturan nokta yuvarlanma dairesinin çevresi üzerinde olmadığı zaman kısaltılmış veya uzatılmış sikloid oluşur. 10 ve 11 nolu resimlerde başlangıcı tepe ve çukurda olan kısıltılmış episikloidin oluşumu gösterilmiştir. Uzatılmış sikloid aynı şekilde yuvarlanma dairesi yarıçapı b'den daha büyük olan bir e mesafesi için gerçekleşir. Bütün resimlerde parametre ifadesi x(ß) ve y(ß) cinsindendir. Eşitliklikler taslakta işaretlenmiş büyüklükler yardımıyla kolayca anlaşılabilir. Uzunluklar ve açılar, işaretler dikkate alınmadan miktar olarak yazılmıştır.

2.1 EPİSİKLOİDİN ÄQUİDİSTANTI

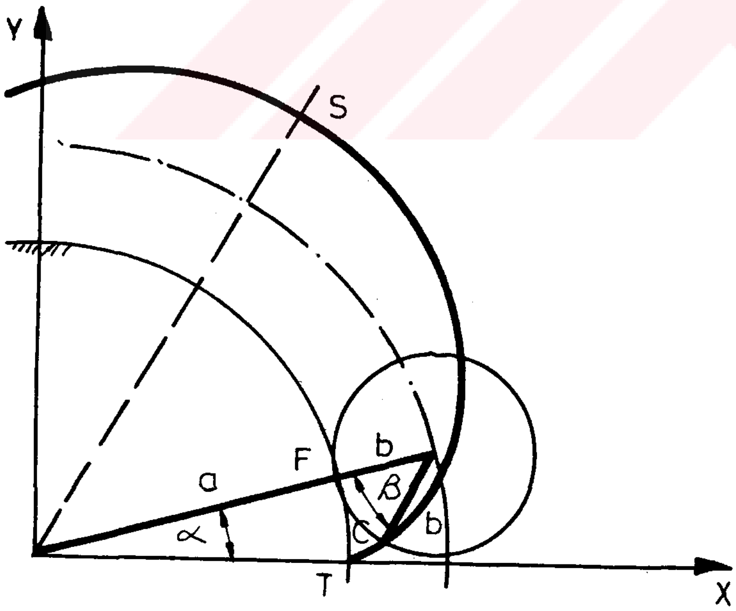
12 ve 13 nolu resimlerde kısaltılmış episikloidin dış ve iç äquidistantları tarif edilmiş ve parametre eşitlikleri verilmitir. Veriler e = b için sivriltilmiş Sikloid ve e>b için uzatılmış sikloide kolaylıkla dönüştürülebilir. 12 nolu resim tepede başlayan eğriyi, 13 nolu resim ise çukurda başlayan eğriyi gösterir.



Şekil 8. Tepede başlayan sivriltilmiş episikloid

$$x = (a+b)\ \mathrm{Cos}\alpha + b\mathrm{Cos}\ (\alpha+\beta)$$

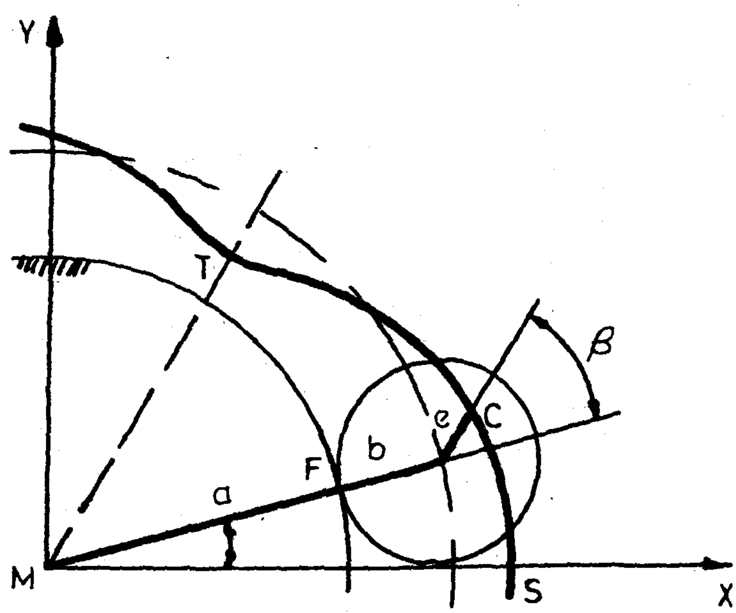
$$y = (a+b)\ \mathrm{Sin}\alpha + b\mathrm{Sin}\ (\alpha+\beta)$$



Şekil 9. Çukurda başlayan sivriltilmiş episikloid

$$x = (a+b)\ \mathrm{Cos}\alpha \mp b\mathrm{Cos}\ (\alpha+\beta)$$

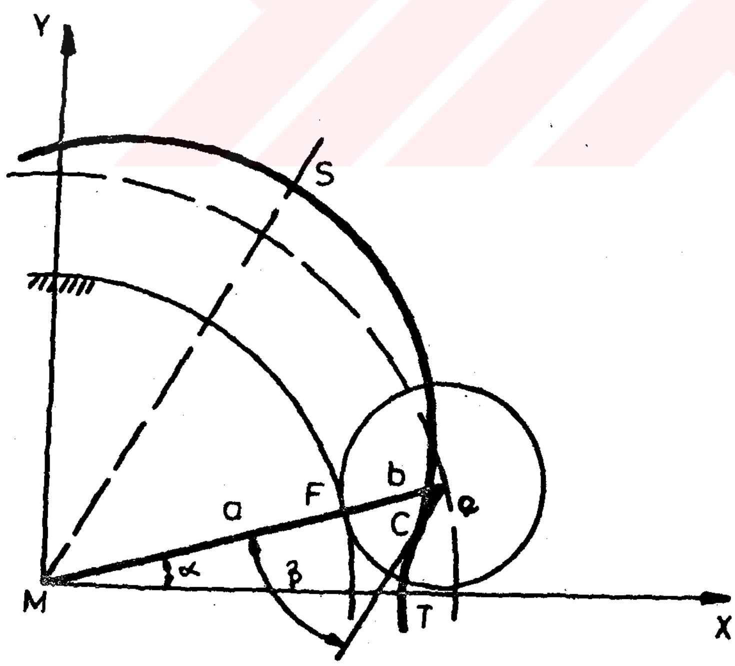
$$y = (a+b)\ \mathrm{Sin}\alpha \mp b\mathrm{Sin}\ (\alpha+\beta)$$



Şekil 10. Tepede başlayan kısaltılmış episikloid

$$x = (a+b)\,\mathrm{Cos}\alpha + e\,\mathrm{Cos}\,(\alpha+\beta)$$

$$y = (a+b)\,\mathrm{Sin}\alpha + e\,\mathrm{Sin}\,(\alpha+\beta)$$



Şekil 10. Çukurda başlayan kısaltılmış episikloid

$$x = (a+b)\,\mathrm{Cos}\alpha \mp e\,\mathrm{Cos}\,(\alpha+\beta)$$

$$y = (a+b)\,\mathrm{Sin}\alpha \mp e\,\mathrm{Sin}\,(\alpha+\beta)$$

α (ß), y(ß) parametreleri 12 ve 13 nolu resimler yardımı ile daha kolay anlaşılabilir.

C noktası Sikloidi tanımlar. İç ve dış äquidistantların bağıl noktaları. C noktasından dolayı eğri normali üzerinde bulunmalıdır. Bu eğri normali "F" ani dönme merkezi yardımıyla çok kolay bulunabilir.

q äquidistant mesafesi bu F ani dönme merkezi ile M merkezinden geçen kutup ışını üzerinde C noktasından içeriye veya dışarıya taşınır. açısı ß yuvarlanma açısının fonksiyonudur. Ve 14 nolu resme göre belirlenir.

Bu geometrik inceleme yanında, äquidistantlar sikloid üzerinde hareket eden dairenin zarf eğrisi olarak analitik yoldanda bulunabilir. Yani äquidistantların belirlenmesinde karmaşık sayılar metoduda uygulanabilir.

2.2 TEPE VE ÇUKUR BAŞLANGICININ FARKI

Geçen konuda; 8....13 nolu resimlerde tepe ve çukur başlangıç yerleri arasındaki farklar gösterildi. Tabii olarak her iki başlangıç noktası, çevre yönünde birbirine göre farklı bükülmüş bulunan, benzer eğriler verir.

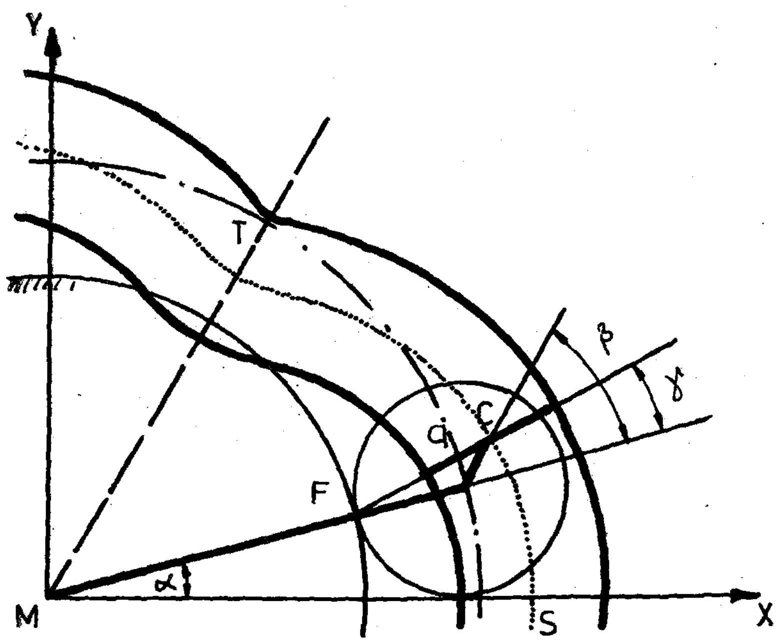
Denklemlerin ayrıntılı bir şekilde ifade edilebilmesi için tepede veya çukurda başlangıç önem kazanır. Ortaya çıkan denklemler birbirine dönüştürülebilir. Bunun için ya ß yuvarlanma açısına ß = 180° faz açısı eklenir.

$$\beta_T = \beta_S + 180^\circ$$

Veya; eksantriklik ters işaretle yerleştirilir;

$$e_T = -e_S$$

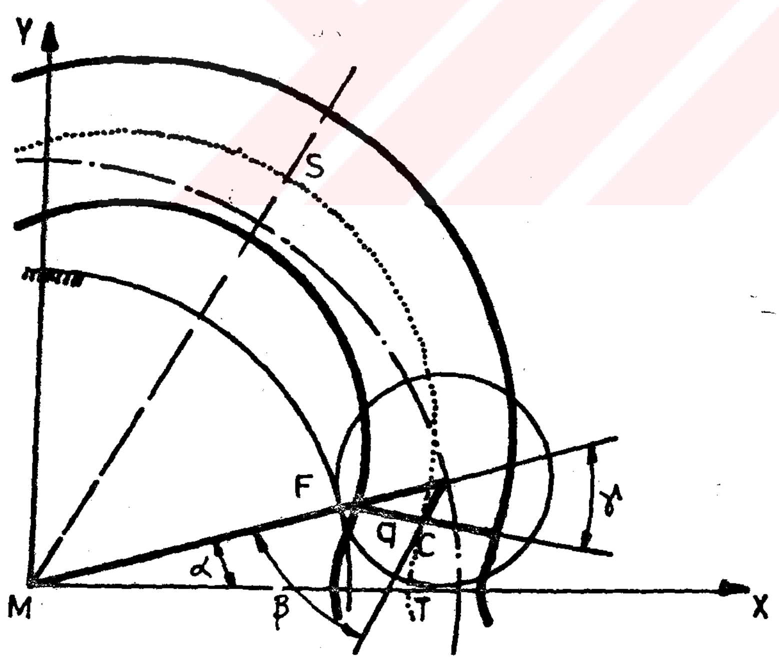
Burada T indisi çukur, S indisi ise tepe başlangıcını gösterir.



Şekil 12. Tepede başlayan episikloidin äquidistantları

$$x = (a+b)\,\mathrm{Cos}\alpha + e\,\mathrm{Cos}\,(\alpha+\beta) \pm q\mathrm{Cos}\,(\gamma+\alpha)$$

$$y = (a+b)\,\mathrm{Sin}\alpha + e\,\mathrm{Sin}\,(\alpha+\beta) \pm q\mathrm{Sin}\,(\gamma+\alpha)$$



Şekil 13. Çukurda başlayan episikloidin äquidistantları

$$x = (a+b)\,\mathrm{Cos}\alpha - e\,\mathrm{Cos}\,(\alpha+\beta) \pm q\mathrm{Cos}\,(\gamma - \alpha)$$

$$y = (a+b)\,\mathrm{Sin}\alpha - e\,\mathrm{Sin}\,(\alpha+\beta) \pm q\mathrm{Sin}\,(\gamma - \alpha)$$

Eşitliklerin daha kullanışlı olması bakımından, tepe ve çukur başlangıcı arasındaki bu ilişki kullanılabilir.

Tepede başlangıç (e_S) veya $e>o$

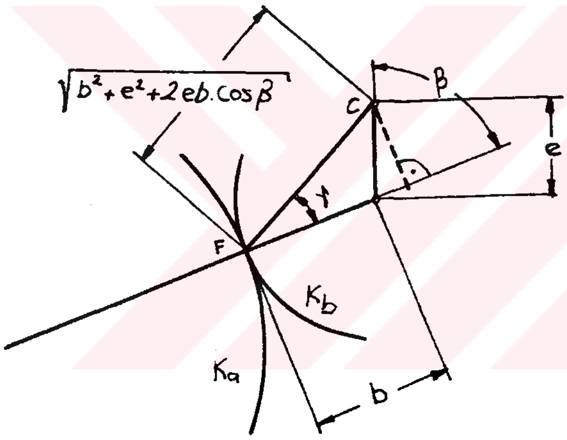
Çukurda başlangıç $(e_T = - e_S)$ veya $e<o$

Parametre işareti $a>o$ $b>o$

$\alpha>o$ $\beta>o$

2.3. KAVRAMA AÇISI

Eğri normali ile, temel daire ile yuvarlanma dairesi merkezlerini birleştiren doğru arasındaki açı, kavrama açısı olarak adlandırılır. Eğri mormali, yuvarlanma dairesi Kb ve temel daire Ka'nın temas noktası F ile Sikloidi oluşturan C noktasından geçer.



Şekil 14. Kavrama açısının geometrisi

Yukarıdaki şekilden Cosinüs ifadesine göre:

$$CF = \sqrt{b^2 + e^2 + 2eb \, Cos\beta} = b\sqrt{1 + m^2 + 2m \, Cos\beta}$$

$$CF \, \alpha \, Sin \, \gamma^1 = e \, Sin \, \beta$$

$$\mathrm{Sin}\,\gamma = \frac{\frac{e}{b}\,\mathrm{Sin}\,\beta}{\sqrt{1+m^2+2m\,\mathrm{Cos}\beta}} = \frac{m\,\mathrm{Sin}\,\beta}{\sqrt{1+m^2+2m\,\mathrm{Cos}\beta}}$$

Ayrıca;

$CF.\ \mathrm{Cos}\,\gamma = b+e\,\mathrm{Cos}\,\beta$

$$\mathrm{Cos}\,\gamma = \frac{1+m\,\mathrm{Cos}\beta}{\sqrt{1+m^2+2m\,\mathrm{Cos}\beta}}$$ olur.

Bununla;

$$\tan\gamma = \frac{m\,\mathrm{Sin}\beta}{1+m\,\mathrm{Cos}\beta} = \frac{\mathrm{Sin}\beta}{\frac{1}{m}+\mathrm{Cos}\beta}$$ bulunur.

Bu eşitliklerde; Tepe ve çukur başlangıç noktalarında $m = e/b$ oranının incelenmesi için e eksantrikliğinin işaretine dikkat edilmelidir.

Şekil 15'te tepe başlangıçlı eğriler için episikloidin, yuvarlanma açısına bağlı olarak, γ kavrama açısının gelişimi gösterilmiştir. Şekil 14 'e göre; Eksantriklik e, $\overline{CF}$ doğrusuna dik olduğunda kavrama açısının max. değeri γmax oluşur.

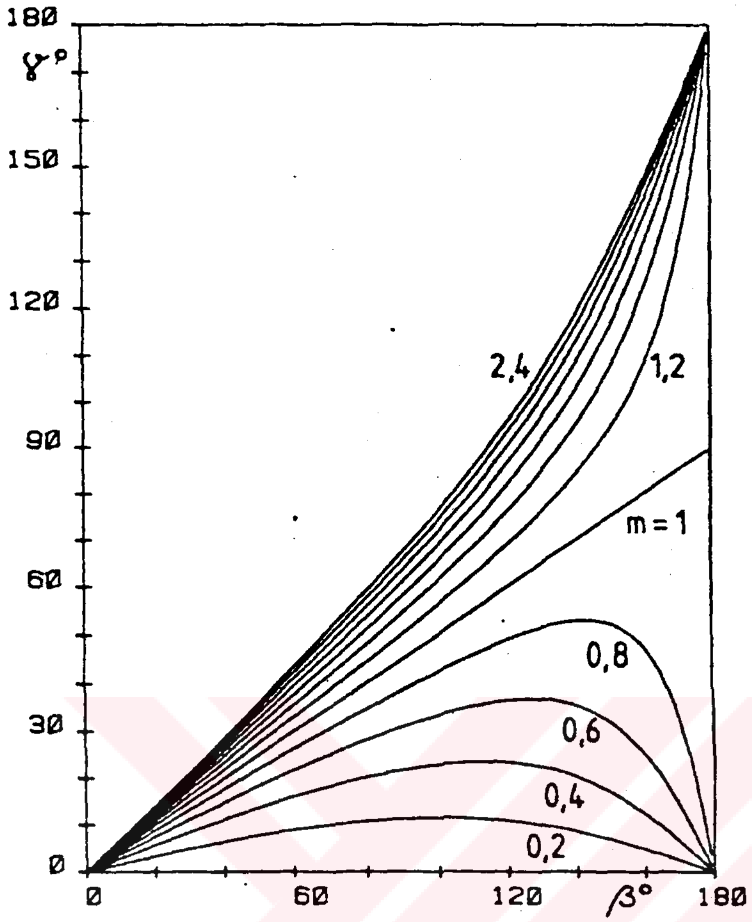
Böylece;

$$\mathrm{Sin}\,\gamma\,max = \frac{e}{b} = m \text{ olur.}$$

Max kavrama durumunda yuvarlanma açısı değeri β_E dir.

14 nolu resme göre:

$180^\circ = \gamma max + 90^\circ + (180^\circ - \beta_E)$



Şekil 15. Episikloidlerdeki kavrama açısının durumu

m<1 : Kısaltılmış episikloid

m+1 : Sivriltilmiş episikloid

m>1 : Uzatılmış episikloid

(1.2, 1.4. .... 2.4)

$\beta E = \gamma_{max} + 90°$ olur.

Veya;

$\cos \beta E = \cos(\gamma_{max} + 90°)$ olur.

$\cos \beta E = -\sin \gamma_{max} = -m$

Sivriltilmiş episikloid $(m = 1)$ için max kavrama açısı $\gamma_{max} = 90°$ $\beta E = 180°$ dedir.

Uzatılmış sikloid $(m > 1)$ için yukarıdaki ilişki artık geçerli değildir. Çünkü C noktası yuvarlanma dairesinin dışındadır, ve eksantrikliğin CF'ye dik olduğu yerde kavrama açısının max olduğu söylenemez. bunun nedeni eksantrikliğin CF'e hiçbir zaman dik olmamasıdır. En büyük kavrama açısı çukurdadır.

$\gamma(\beta = 180°) = 180°$.

Böylece bütün episikloidler ve onların bütün zarf eğrileri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$x = (a+b)\cos\alpha + e\cos(\beta + \alpha) + q\cos(\gamma + \alpha)$$

$$y = (a+b)\sin\alpha + e\sin(\beta + \alpha) + q\cos(\gamma + \alpha)$$

Burada: $e > o$: Tepede başlangıç

$e < o$: Çukurda başlangıç

$|e| = b$: Sivriltilmiş Sikloid

$|e| < b$: Kısaltılmış Sikloid

$|e| > b$: Uzatılmış Sikloid

$q > o$: Dış aquidistant

$q < o$: İç aquidistant

Uzatılmış sikloidlerde kavrama açısı $\gamma > 90°$'dir. Formüle göre:

$$\gamma = \arctan \frac{\sin \beta}{\frac{1}{m} + \cos \beta}$$

Burada $-90^\circ < \gamma < 90^\circ$ olmalıdır.

Buna göre arc $\leftrightarrow$ tan ifadesinin değeri -90° ile $+90^\circ$ arasındadır.

Bu yüzden elde edilen işlem sonucu kullanılamaz. m>1 olan sikloid eşitliklerinde $\gamma > 90^\circ$ değerleri mevcuttur.

Eğer doğru açı $\gamma > 90^\circ$ yerine, ana değer $\gamma < 0^\circ$ kullanılırsa, aquidistanl tanımında gözönüne alınan açı toplamı ($\gamma + \alpha$) tamamen farklıdır.

Bu zorluklar mevcut bulunan trigonometrik ifadeler;

Cos ($\gamma + \alpha$) ve Sin ($\gamma + \alpha$) yerine;

Cos ($\gamma + \alpha$) = Cos γ Cos α - Sin α Sin γ

Sin ($\gamma + \alpha$) = Sin γ Cos α + Cos γ Sin α ifadeleri yerleştirilerek önlenir.

Bu denklemlerdeki Cos γ ve Sin γ 'nın nasıl bulunacağı daha önce incelenmiştir.

2.4 m=1 İÇİN ÖZEL DURUM

Sivriltilmiş episikloidin m=1 için özel durumunda γ kavrama açısı için eşitlik şöyle yazılır:

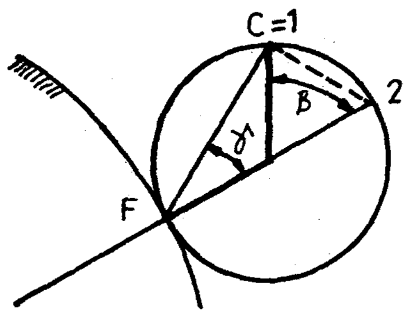
$$\tan \gamma = \frac{\sin \beta}{1 + \cos \beta}$$

Trigonometrik dönüşüm yoluyla eşitlik:

$$\tan \frac{2\gamma}{2} = \frac{\sin (2\gamma)}{1 + \cos (2\gamma)} = \frac{\sin \beta}{1 + \cos \beta}$$

veya $2\gamma = \beta$, $\gamma = \beta / 2$ şeklinde yazılır.

Bu sonuç şekil 16'ya bakarak açıklanabilir.



Şekil 16 m=1 için γ ve ß arasındaki ilişki

Yuvarlanma dairesindeki $\overline{12}$ doğrusunun kestiği çevre yayını gören ß merkez açısı, aynı yayı gören γ açısının iki katı olduğu açıkça görülür. O halde Sivriltilmiş Sikloid için γ ve ß arasında lineer bir ilişki oluşur.

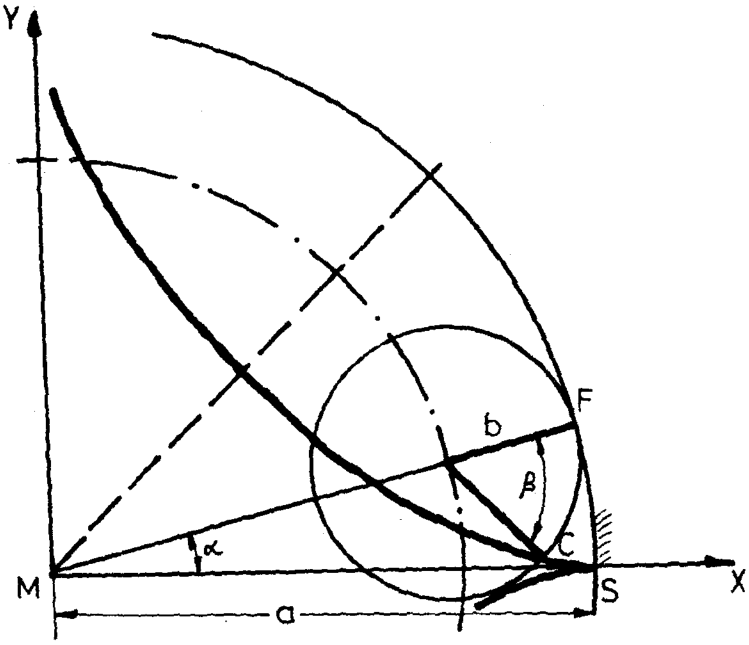
γ açısının; diş sayısından, yuvarlanma ve Temel dairenin mutlak büyüklüğünden bağımsız olduğuna dikkat edilmelidir.

3. HİPOSİKLOİD

Hiposikloidler ve onların zarf eğrilerinin incelenmesinde, formüllerin türetilmesi için, sadece "Tepede başlangıç" formu incelenecektir. Bir önceki konuda ele alınan, episikloidin çukurdaki başlangıcı için ortaya konulan düşünceler hiposikloid içinde geçerlidir. Burada yine temel dairenin merkezinden en uzak nokta Tepe olarak anlaşılmalıdır. 17 ve 18 nolu resimlerde sivriltilmiş ve kısaltılmış hiposikloidlerin oluşumu, aynı şekilde iç ve dış äquidistantları gösterilmiştir. X (ß) ve y(ß) eşitlikleri bir önceki bölümde gösterildiği gibidir.

3.1 KAVRAMA AÇISI

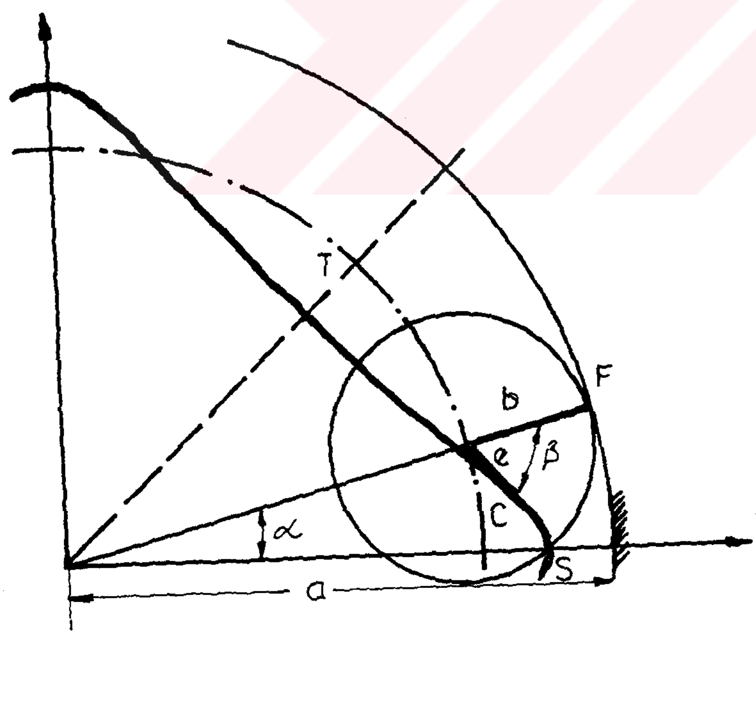
Hiposikloidlerde de kavrama açısı, temel daire ve yuvar_



Şekil 17 Sivriltilmiş hipo sikloid

$$x = (a - b). \cos \alpha + b. \cos (\beta - \alpha)$$

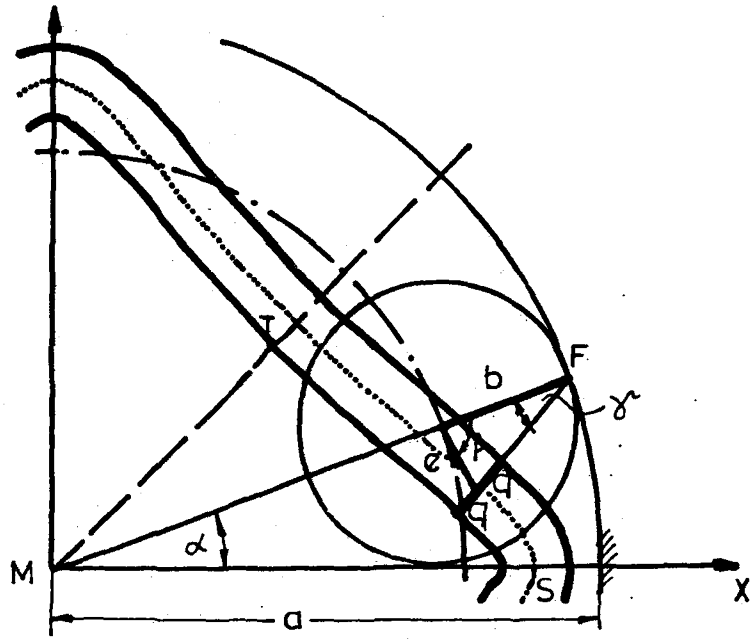
$$y = (a - b) \sin \alpha - b. \sin (\beta - \alpha)$$



şekil 18 Kısaltılmış hiposikloid

$$x = (a - b) \cos \alpha + e. \cos (\beta - \alpha)$$

$$y = (a - b) \sin \alpha - e. \sin (\beta - \alpha)$$



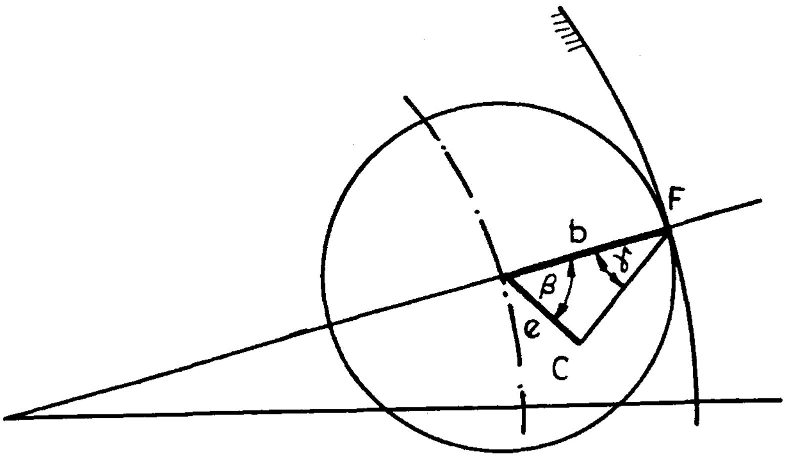
Şekil 19. Hiposikloidin äquidistantları

$$x = (a - b).\ \mathrm{Cos}\ \alpha + e\ \mathrm{Cos}\ (\beta - \alpha) \pm q.\ \mathrm{Cos}\ (\gamma + \alpha)$$

$$y = (a - b)\ \mathrm{Sin}\ \alpha - e\ \mathrm{Sin}\ (\beta - \alpha) \pm q.\ \mathrm{Sin}\ (\gamma + \alpha)$$

lanma dairesi merkezlerinden geçen doğru ile değme noktası F'ten geçen eğri normali arasındaki açı olarak tanımlanır.

Şekil 20' de eğrinin tepede başlangıcı için kavrama açısının durumu görülebilir.



Şekil 20. Hiposikloidlerde kavrama açısının geometrisi

Koinüs teoremine göre:

$$CF = \sqrt{b^2 + e^2 - 2e\,b\,\mathrm{Cos}\,\beta} = b\sqrt{1 + m^2 - 2m\,\mathrm{Cos}\,\beta}$$

$$\mathrm{Sin}\,\gamma = \frac{m.\,\mathrm{Sin}\,\beta}{\sqrt{1 + m^2 - 2m\,\mathrm{Cos}\,\beta}}$$

$$\mathrm{Cos}\,\gamma = \frac{1 - m.\,\mathrm{Cos}\,\beta}{\sqrt{1 + m^2 - 2m\,\mathrm{Cos}\,\beta}}$$

$$\tan\gamma = \frac{m.\,\mathrm{Sin}\,\beta}{1 - m\,\mathrm{Cos}\,\beta} = \frac{\mathrm{Sin}\,\beta}{1/m - \mathrm{Cos}\,\beta}$$ olur.

Max. kavrama açısı $\gamma_{max,H}$ Şekle göre:

$$\sin \gamma_{max,H} = \frac{e}{b} \qquad \beta_{E,H} = 90^\circ - \gamma_{max,H} \text{ dir.}$$

Şekil 21 de γ kavrama açısının yuvarlanma açısı ß'ya bağlı olarak nasıl değiştiği gösterilmiştir. Hiposikloidlerin kavrama açısı eşitliklerinin episikloidlerin γ kavrama açısı eşitliklerinden yalnızca işaretlerle ayrılabildiği görülür. Bu fark dönme yönüne dikkat edilmeksizin b, e doğrularının ve ß açısının dikkate alınarak tamamen geometrik inceleme sonucunda ortaya çıkar.

Parametrelerin işaretlerinin

$a > o \qquad b < o$

$\alpha > o \qquad \beta < o$ olduğuna dikkat edilmelidir.

Bunlarla episikloidler için olanlarla benzer eşitlikler elde edilir.

$$x = (a + b) \cos \alpha + e. \cos (\beta + \alpha) + q. \cos (\gamma + \alpha)$$

$$y = (a + b) \sin \alpha + e. \sin (\beta + \alpha) + q. \sin (\gamma + \alpha)$$

3.2. m = 1 İÇİN ÖZEL DURUM

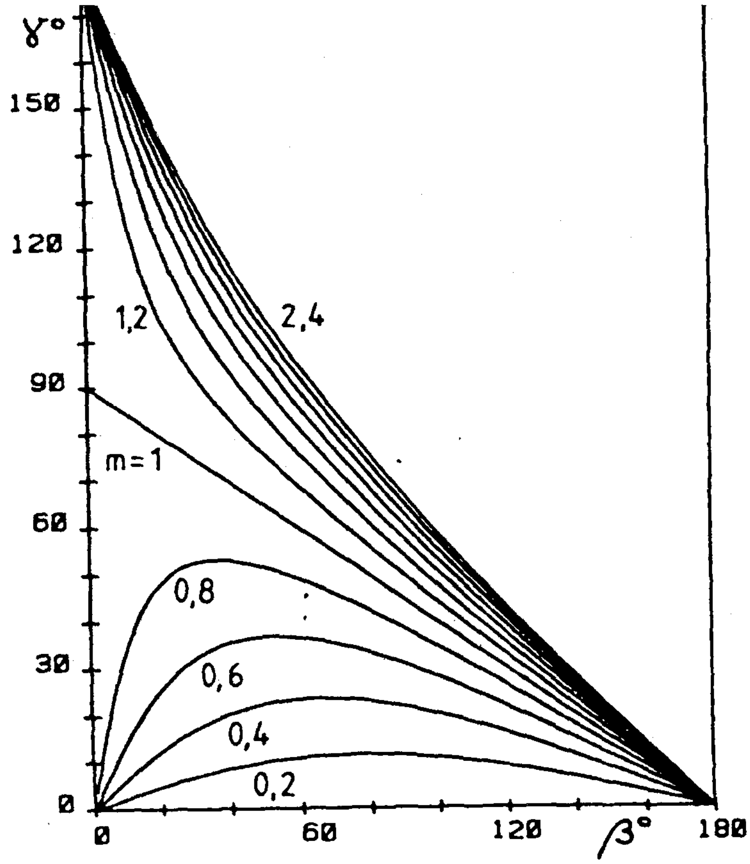
Sikloidi oluşturan C noktası, yuvarlanma dairesinin çevresinde olursa sivriltilmiş hiposikloid oluşur.

$$\tan \gamma = \frac{\sin \beta}{1 - \cos \beta}$$ eşitliğinden trigonometrik dönüşüm yoluyla:

$$\tan \gamma = \cot (90 - \gamma)$$

$$\cot (90 - \gamma) = \cot \frac{[2 (90 - \gamma)]}{2} = \frac{\sin [2 (90 - \gamma)]}{1 - \cos [2 (90 - \gamma)]}$$

$2 (90 - \gamma) = \beta$; $\gamma = 90 - \beta/2$ elde edilir.



Şekil 21. Hiposikloidlerdeki kavrama açısının durumu

Bu sonuç, yine yuvarlanma dairesinin incelenmesi sonucu daha açık anlaşılabilir. Yuvarlanma çemberindeki $\overline{12}$ doğru parçasının kestiği çember yayının merkez açısı 180° - ß dır. Aynı çember yayının çevre açısı, merkez açısının yarısına eşittir. O halde;

$$\gamma = \frac{180 - \beta}{2} = 90 - \frac{\beta}{2} \text{ dir}$$

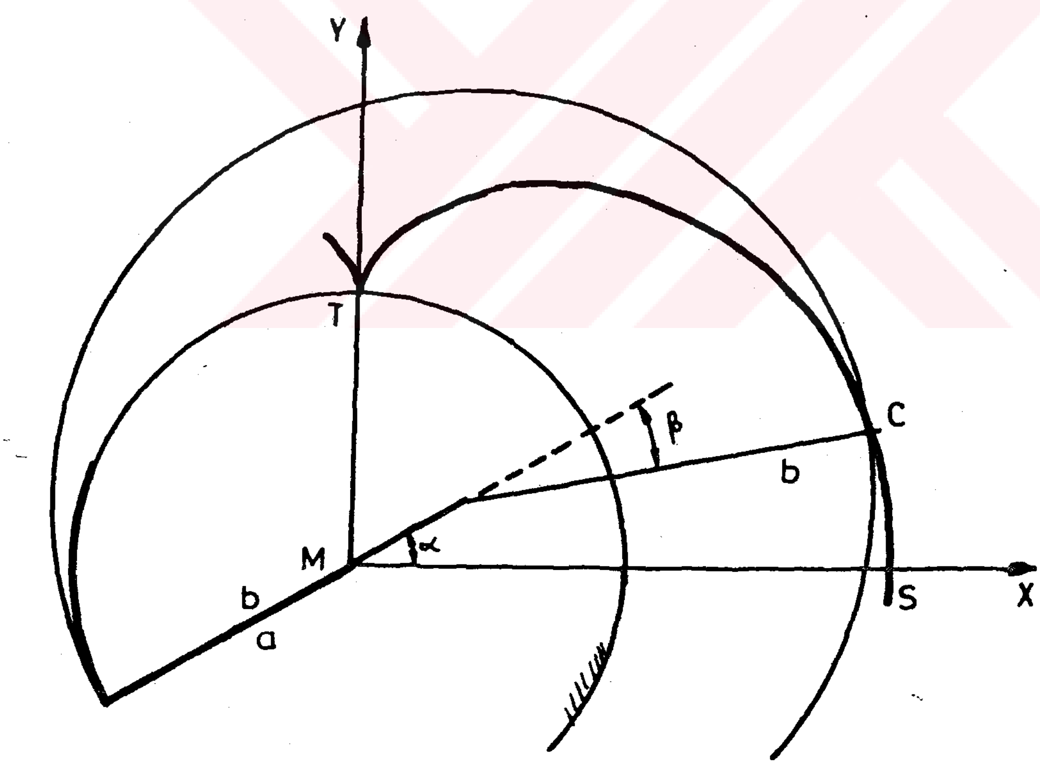
Sivriltilmiş hiposikloidler içinde γ ve ß arasında lineer bir ilişki oluşur.

4. PERİSİKLOİD

Bütün perisikloidler, episikloid olarakta ifade edilebildiği için bu eğriler birçok kitapta incelenmemiştir. Bu düşünce tarzı doğru olmasına karşın tamamen anlamlı değildir. Çünkü episikloidin temelde perisikloidden farklı temel ve yuvarlanma dairesi vardır. Aşağıdaki resimlerde perisikloidler ve äqirdistantları tanımlanmıştır. Eğrilerin parametre ifadeleri x(ß) ve y(ß) cinsindendir.

4.1 KAVRAMA AÇISI

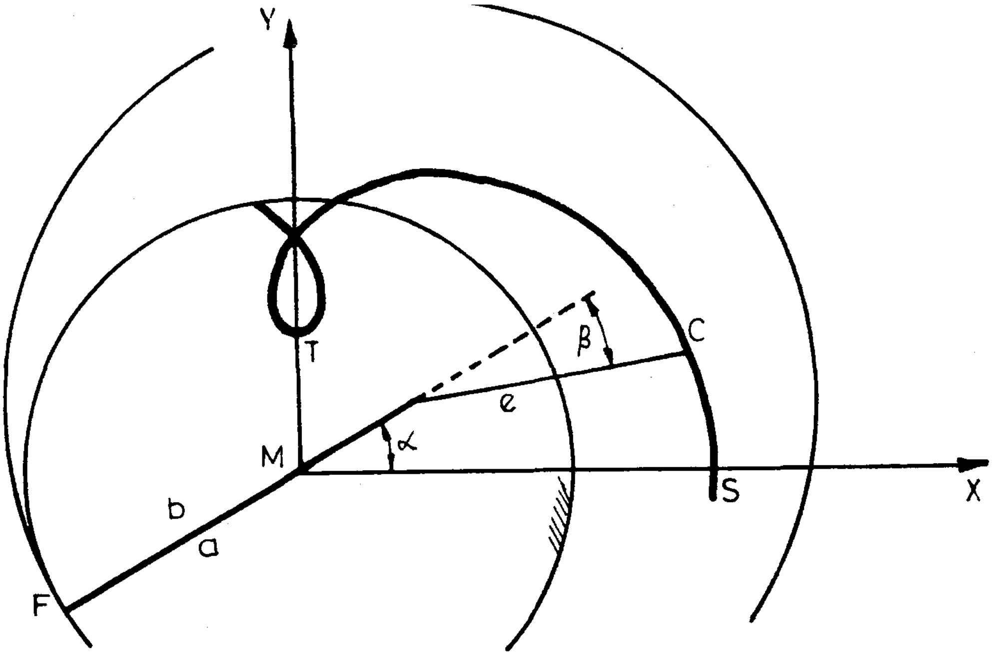
Kavrama açısı; eğri normali ile Temel ve Yuvarlanma daireleri merkezinden geçen doğru olarak arasındaki açı olarak tanımlanır. Eğri normali yuvarlanma dairesi ile temel dairenin değme noktasından geçmelidir.



Şekil 22. Sivriltilmiş perisikloid

$x = (b - a).\ \text{Cos}\ \alpha + b.\ \text{Cos}\ (\alpha - \beta)$

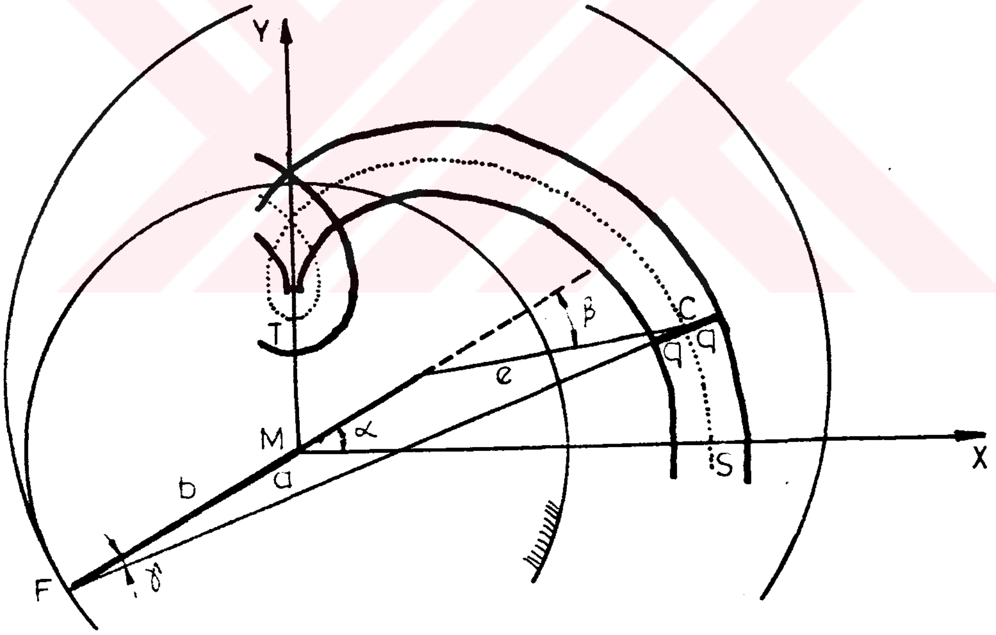
$y = (b - a).\ \text{Sin}\ \alpha\ b + \text{Sin}\ (\alpha - \beta)$



Şekil 23. Kısaltılmış perisikloid

$x = (b - a). \cos \alpha + e. \cos (\alpha - \beta)$

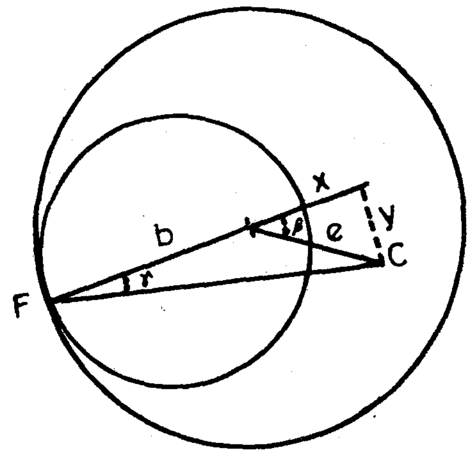
$y = (b - a). \sin \alpha + e. \sin (\alpha - \beta)$



Şekil 24. Perisikloidin aquidistantları

$x = (b - a). \cos \alpha + e. \cos (\alpha - \beta) \pm q \cos ((\alpha - \gamma$

$y = (b - a). \sin \alpha + e. \sin (\alpha - \beta) \pm q \sin (\alpha - \gamma$



Şekil 25. Perisikloidlerde kavrama açısının geometrisi

$$CF = \sqrt{(b + x)^2 + y^2}$$

$x = e. \cos ß$ $\qquad$ $y = e. \sin ß$

$$CF = \sqrt{(b + e \cos ß)^2 + e^2 \sin^2 ß}$$

$$CF = \sqrt{b^2 + e^2 \cos^2 ß + 2.e.b. \cos ß + e^2 \sin^2 ß}$$

$$= \sqrt{b^2 + e^2 (\cos^2 ß + \sin^2 ß) + 2\,eb. \cos ß}$$

$$= \sqrt{b^2 + e^2 + 2\,eb. \cos ß} = b \sqrt{1 + m^2 + 2m \cos ß}$$

$$C.F. \sin \gamma = e. \sin ß$$

$$\sin \gamma = \frac{\frac{e}{b} \sin ß}{\sqrt{1 + m^2 + 2m \cos ß}} = \frac{m. \sin ß}{\sqrt{1 + m^2 + 2m \cos ß}}$$

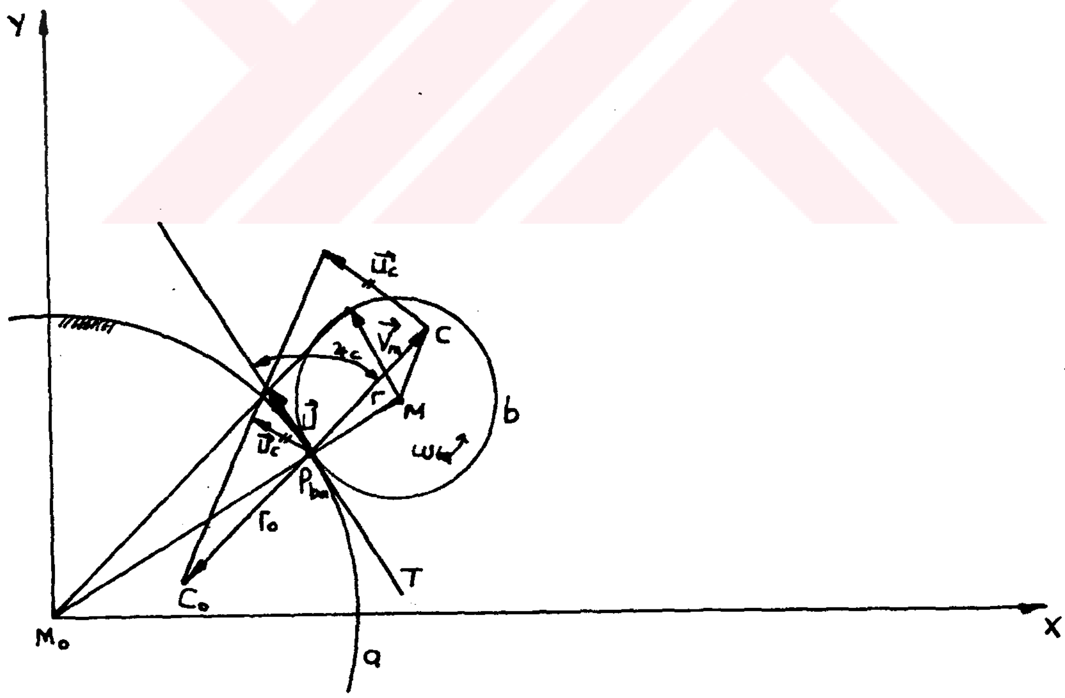
$$CF. \cos \gamma = b + e. \cos ß$$

$$\cos \gamma = \frac{1 + m.\cos \beta}{\sqrt{1 + m^2 + 2m \cos \beta}} \quad \text{olur}$$

Buradan $\tan \gamma = \dfrac{m.\sin \beta}{1 + m.\cos \beta} = \dfrac{\sin \beta}{\dfrac{1}{m} + \cos \beta}$ bulunur

5. SİKLOİDLERDE KAVİS İLİŞKİLERİ

Sikloidlerde kavis yarıçaplarının bulunması grafik yoldan kolaylıkla yapılabilir. Bunun için Bobillier, Hartman veya Euler - Savary metodu kullanılabilir. Aşağıdaki resimde; Episikloid eğrinin C noktası için, eğri merkezi Co ın oluşumu Hartman'a göre gösterilmiştir. Ani dönme merkezi Pba. Teğet T, kutup değişim hızları $\vec{U}$, $\vec{U}_c$'unun Ve' ye paralel bileşenidir.



Şekil 26. Eğri Yarıçapının grafik yolla bulunması

Aynı resme göre; Euler - Savary kanunundan yola çıkılarak da bir ilişki kurulabilir.

$$\frac{Nba}{u} = \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_0} \right) . \mathrm{Sin}\ \psi_{c}$$

$r = \overline{PbaC}$, $r_0 = \overline{PbaCo}$ (Kutuptan itibaren r'ye ters yönde yerleştirildiğinde r_0'ın (–) işaretine dikkat edilmelidir)

ψ_{c} = T teğeti ile $\overline{PbaC}$ arasındaki açı

Grafik metod çok basit bir kavis çapı araştırmasına müsaade eder. Kavis devamının tartışması; kavis çapı hesap yoluyla karakteristik yuvarlanma açısı ß'ya bağlı olarak araştırıldığında daha kolaydır.

sikloid parametre ifadeleri: (aquidistantlara dikkat edilmeksizin)

$$x = (a + b) .\mathrm{Cos} \left(\frac{b}{a} \beta \right) + e. \mathrm{Cos} \left(\frac{a + b}{a} \beta \right)$$

$$y = (a + b) .\mathrm{Sin} \left(\frac{b}{a} \beta \right) + e. \mathrm{Sin} \left(\frac{a + b}{a} \beta \right)$$

x = x (ß) , y = y (ß) eşitlikleriyle verilen bir eğrinin kavis yarıçapı aşağıdaki formüle göre hesaplanabilir.

$$\rho = \frac{\left[\left(\frac{\partial x}{\partial \beta} \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \beta} \right)^2 \right]^{3/2}}{\frac{\partial x}{\partial \beta} \frac{\partial^2 y}{\partial \beta^2} - \frac{\partial^2 x}{\partial \beta^2} \frac{\partial y}{\partial \beta}}$$

$$\frac{\partial x}{\partial \beta} = - (a + b) \frac{b}{a} \mathrm{Sin} \left(\frac{b}{a} .\beta \right) - e \left(\frac{a + b}{a} \right) \mathrm{Sin} \left(\frac{a + b}{a} .\beta \right)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial ß^2} = -(a+b)\,\frac{b^2}{a^2}\,\mathrm{Cos.}\left(\frac{b}{a}\,ß\right) - \frac{e}{a^2}\,(a+b)^2\,\mathrm{Cos.}\left(\frac{a+b}{a}\,ß\right)$$

$$\frac{\partial y}{\partial ß} = (a+b)\,\frac{b}{a}\,\mathrm{Cos.}\left(\frac{b}{a}\,ß\right) + e\left(\frac{a+b}{a}\right)\mathrm{Cos}\left(\frac{a+b}{a}\,ß\right)$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial ß^2} = -(a+b)\,\frac{b^2}{a^2}\,\mathrm{Sin.}\left(\frac{b}{a}\,ß\right) - \frac{e}{a^2}\,(a+b)^2\,\mathrm{Sin}\,.\left(\frac{a+b}{a}\,ß\right)$$

Bu değerleri formüle yerleştirip düzenleyerek Sikloid kavis yarıçapı ρ için bir eşitlik elde edilir. Daha basit bir ifade için eksantriklik e ve yuvarlanma dairesi yarıçapı b yerine kısaltma oranı $m = \frac{b}{a}$ yerleştirilir.

$$\rho = (a+b)\,\frac{[\,1 + m^2 + 2m\,\mathrm{Cos}ß]^{3/2}}{1 + m^2\left(\frac{a}{b} + 1\right) + m\left(\frac{a}{b} + 2\right)\mathrm{Cos}\,ß}$$

Bu eşitlik sikloidin kavis yarıçapını ß'ya bağlı olarak verir. Aynı eşitlik aqidistanlar içinde geçerlidir. Bununla q mesafesindeki bir aquidistant eğrisi için:

$\rho_A = \rho + q$ $\qquad$ $q > o$ (dış äquidistant)

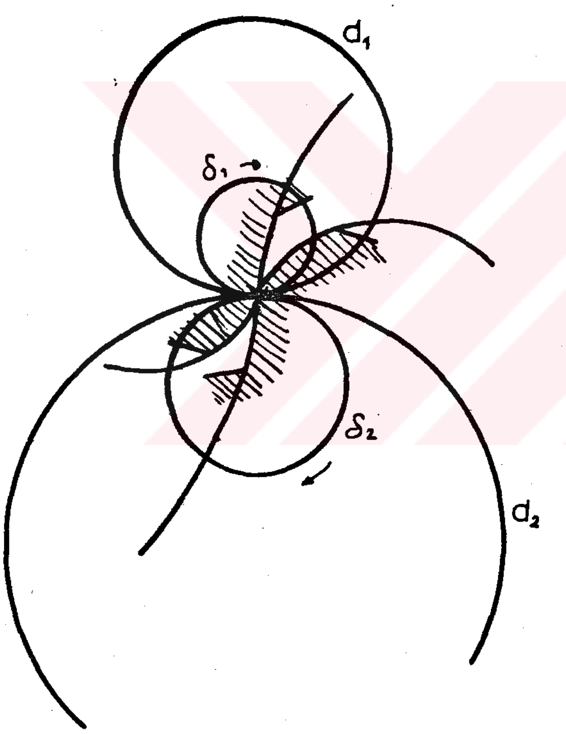
$\qquad\qquad\qquad$ $q < o$ (İç äquidistant)

IV. SİKLOİD DİŞLEME

Sikloid dişlemenin pratikte çok büyük yeri yoktur. Sikloid profillerin özellikle eşlenik eğri prensiplerine göre normal çalışabilmesi için, diş profillerinin çok hassas işlenmesi ve montajlarının da keza son derece hassas yapılması gerekir. eksen mesafelerinde meydana gelebilecek hatalar, işletme açısından rahatsız edici durumlar doğurur, buda ekonomik açıdan elverişsiz bir husustur. Yalnızca Cyclo - Mekanizmasında sikloid dişlemenin özel bir şekli kullanılır. Sikloid diş yanağının genel oluşumundan gidilerek, bu bölümde özel formlar geliştirilmiştir.

1. DİŞ YANAĞININ GENEL OLUŞUMU

Diş formunun oluşumu için iki tane bağımsız olarak seçilebilen, dişli çarkın bölüm dairesine eşit olan, temel daire üzerinde yuvarlanan δ_1 ve δ_2 daireleri kullanılır.



Şekil 27 Sikloid diş formunun oluşumu

İçte bulunan yuvarlanma dairesi δ_1, diş ayağını hiposikloid olarak oluşturur; dışta bulunan yuvarlanma dairesi δ_2 diş başını episikloid olarak oluşturur. Karşı çarkın diş yanağı, aynı yuvarlanma dairelerinin uygun temel daire d2 üzerindeki yuvarlanmasıyla oluşur ve $\delta 1$ diş başını episikloid olarak d_2 ise diş ayağını hiposikloid olarak oluşturur. Keyfi olarak seçilen yuvarlanma dairelerine dayanan sikloid dişleme, dişli çarkta diş formlarının taksimat mesafesinde tekrarlanmasıyla oluşur.
Kavrama eğrisi, yuvarlanma daireleri üzerinde bulunur ve dişbaşı daireleriyle sınırlanır. Birbirleriyle eş çalışan iki çark için, yuvarlanma dairelerinin büyüklüğü esasen serbest seçilebilir. Literatürde bölüm dairesi çapının 1/3 olarak seçilebileceği verilmiştir.

$$\delta \cong 1/3 \ d$$

1.1 TAKIM ÇARKLAR

Dişli Çark çiftlerinin dişlenmesinde; bir dişli çark sadece belirli bir çift karşı çarkla çalışabilirken, takım çarklar karşılıklı çiftlenebilir.
Bunun için şu şartlar gerçekleştirilmelidir.

a) Taksimat eşit olmalı

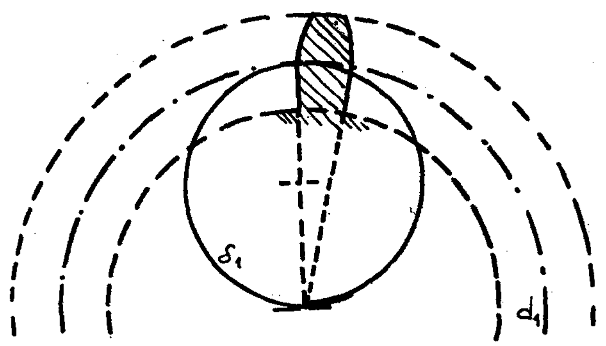
b) Kavrama eğrisi, yuvarlanma noktasına göre simetrik olmalıdır.

Bu sikloid dişleme için; Bütün takım dişlilerde dişbaşı ve dişayağı formunun oluşumu için, yuvarlanma dairelerinin çaplarının eşit olması gerekir demektir.

$$\delta_1 = \delta_2$$

1.2 DİŞDİBİ YANAĞININ DOĞRU OLMASI

Çarkta; dişdibi yanağını tanımlayan yuvarlanma dairesi temel dairenin yarısı kadar olduğunda, dejenere olmuş hiposikloid olarak bir doğru oluşur. Bu özel bir durumdur. Özellikle saat dişlerinde kullanılır.

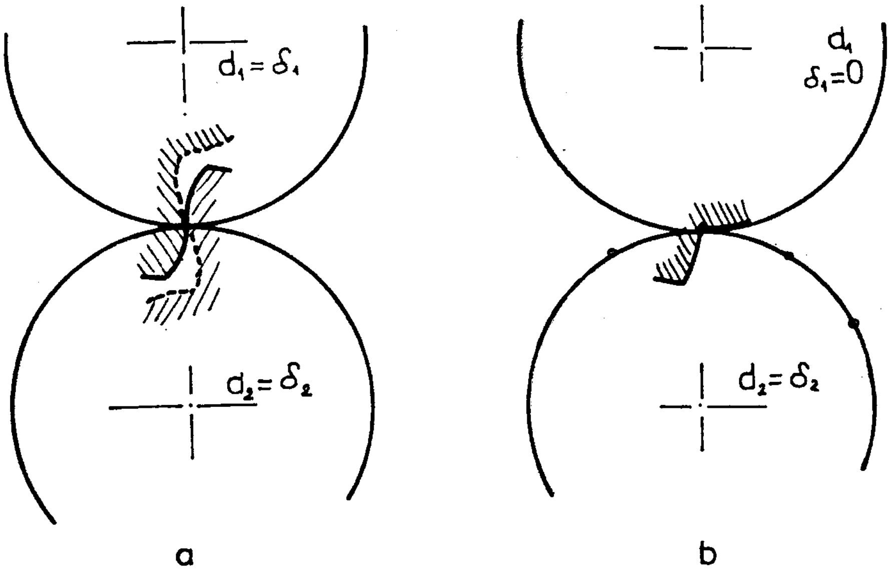


Şekil 28 Doğru dişdibi yanağı

1.3 NOKTA DİŞLEME

Sikloid dişlemede; yuvarlanma dairesi tam temel daire büyüklüğünde olduğunda, diş dibi profili olarak, yalnızca bir nokta oluşur. Diş başı geçerli tarzda ikinci yuvarlanma dairesi tarafından oluşturulur.

Yalnızca bir yuvarlanma dairesi uygun temel daire buyüklüğünde olduğunda basit nokta dişleme, ikinci yuvarlanma dairesi de ikinci temel daire büyüklüğünde olduğunda çift nokta dişlemeden bahsedilir. Diş ayağı (dişdibi); dişlemenin bu çeşidinde izafi dişbaşı çapının iç kısmında olmalıdır.



Şekil 29.   a) Nokta dişleme   b) Tek taraflı nokta dişleme

Dişdibi formu bu dişlemede sadece bir nokta yoluyla kurulduğu için karşı çarkın dişbaşı her defasında bu noktayla kayarak kavramaya girer. Bundan çıkan sonuç; bölüm dairesinin bu bölgesinde özellikle kuvvetli bir aşındırma olduğudur.

1.4 TEK TARAFLI NOKTA DİŞLEME

Tek taraflı nokta dişleme; sadece dişdibi bir noktaya dejenere olduğunda değil ($d_2 = \delta_2$), bilakis dişbaşıda aynı nokta tarafından kurulduğunda oluşur. ($\delta_1 = 0$)

Şekil 29 b'de d_1 çarkında, δ_2 yuvarlanma dairesi d_2 çarkının bu noktasıyla kavramaya giren dişbaşı yanağını oluşturur.

1.5 BAŞLIK DİŞLEME

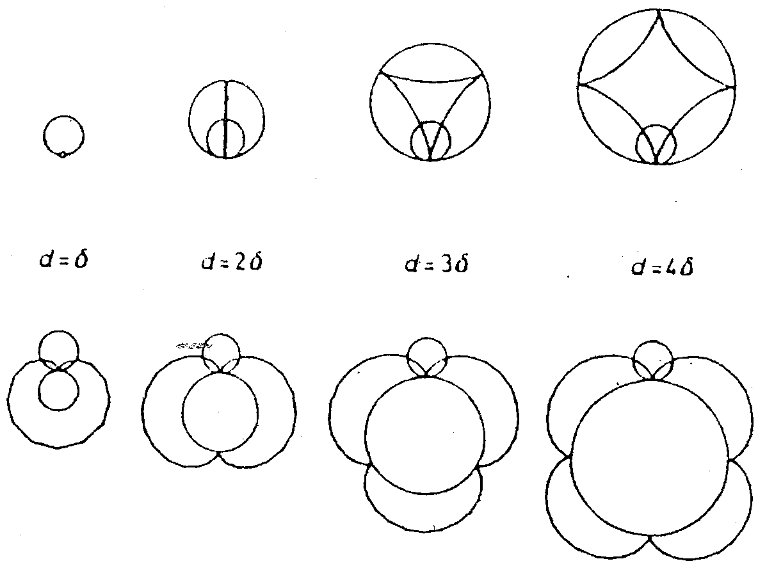
Bir nokta şeklindeki diş formu pratikte kullanılamaz. Nokta bundan dolayı pimlere genişletilir. Karşı yanakta bununla eğrinin aquidistantı yoluyla kurulur.

2. YUVARLANMA DAİRESİNİN SEÇİMİYLE ÖZEL FORMLAR

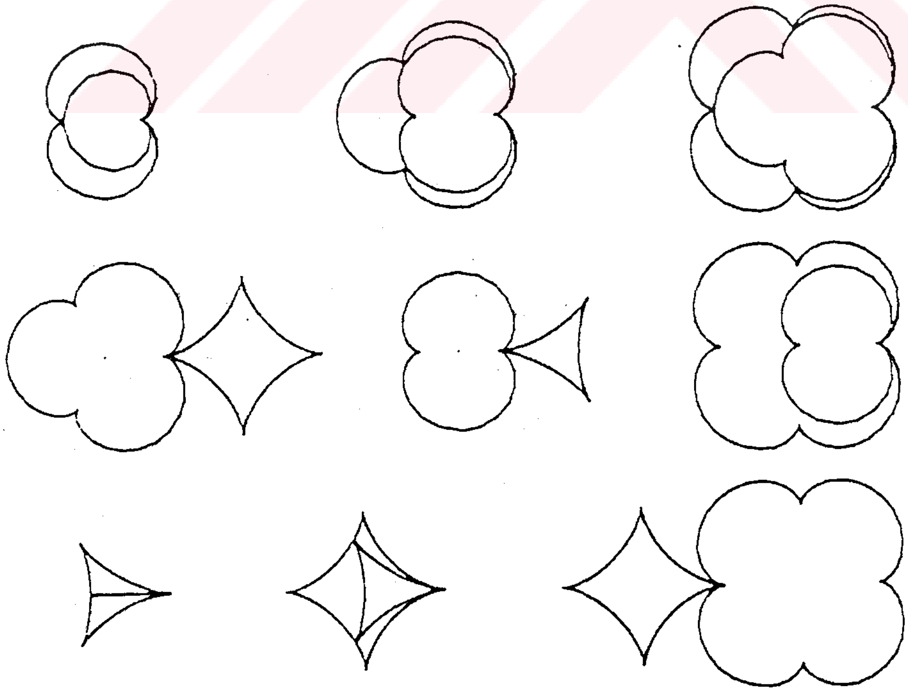
Her iki temel dairede (d_1 ve d_2) diş yanakları sadece bir tek yuvarlanma dairesi $\delta 1$ tarafından oluşturulduğunda ($\delta 2 = 0$) bir tek taraflı sikloid dişleme oluşur. Bu kavrama, yuvarlanma noktasının sadece bir tarafında oluşur demektir. Bir sonraki adımda, her iki bölüm daireleri (veya temel daire) artık yuvarlanma dairesi δ'nın tamsayılı tekrarı olduğu kabul edilir. Bu arada oluşan hipo veya episikloidler bölüm dairesi etrafında uzunluklarının tamamında direkt diş formu olarak kullanılabilen kapalı eğriler kurarlar. Şekil 30.1'da bu tip eğriler ifade edilmiştir. İki dişli Çarkın çiftlenmesi için bu eğrilerin yuvarlanma çemberlerinin temasta bulunması gerekir. Bu şu demektir; hiposikloidlerden herbiri, diğer bütün episikloidlerle çalışabilirler. Bundan başka hiposikloidler ve episikloidler içiçe çalışabilirler. Böyle küçük diş sayılı birkaç çift Şekil 30.2'de gösterilmiştir.

Bu arada özellikle ilginç olanı; iki aynı tür n ve n-1 dişli içiçe dişlemedir. Şekil 30.3'de bu çarklar örnek olarak (4 veya 3 dişli Epi veya hiposikloid olarak) ifade edilmiştir. Eğrilerin 4 veya 3 noktada birbirine dokundukları ve bu yolla 4 veya 3 tane, birbirinden ayrılmış yüzey oluştuğu anlaşılabilir. Bu yüzden bu tür eğri çevreler, pompalar veya pistonlu makinalar için enine keşit olarak düşünülebilir.

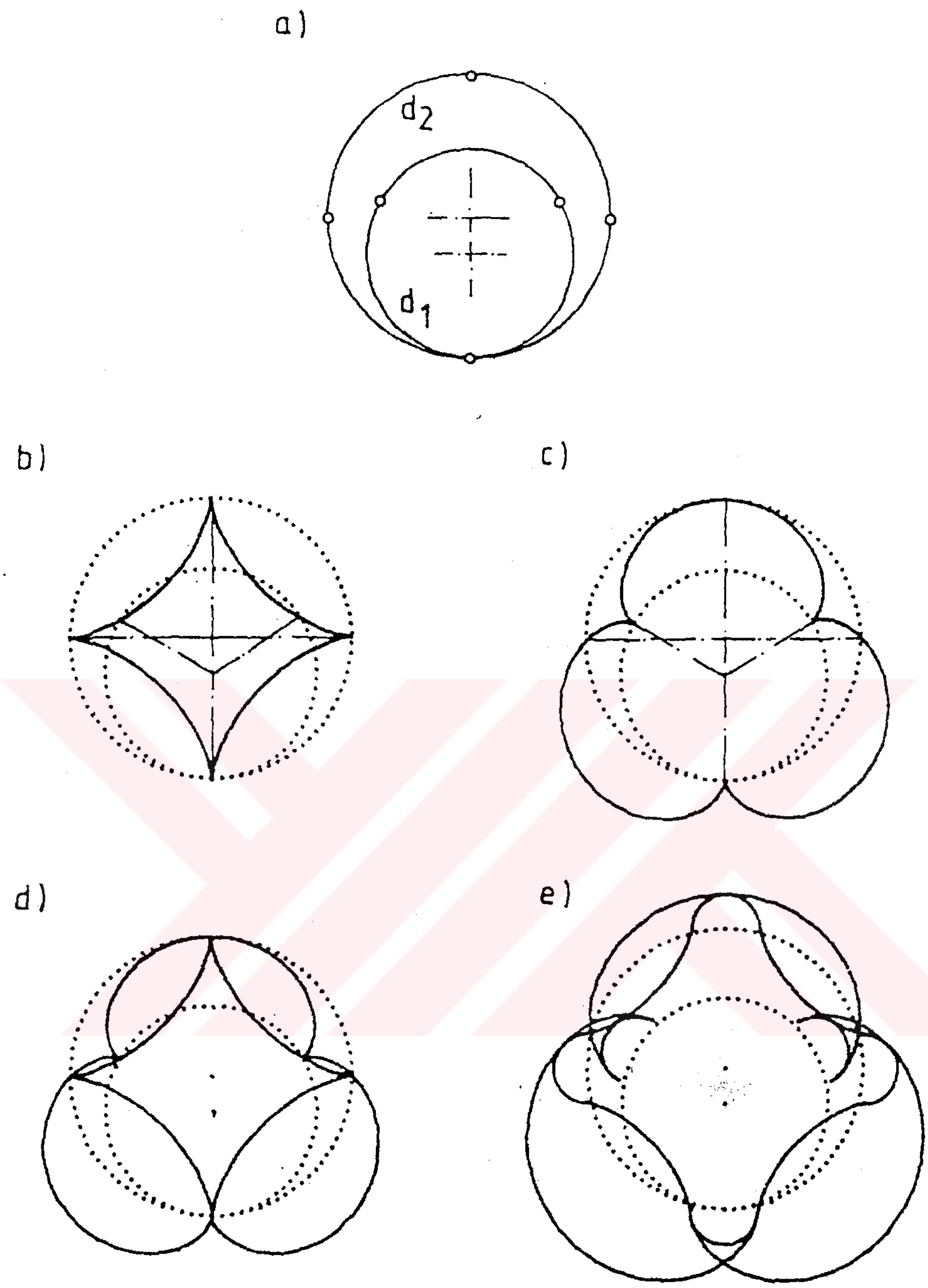
Bundan başka bir diğer özel durumda; $d = \delta$ için hiposikloid dişlemede, bölüm dairesinin çevresinde herhangi



Şekil 30.1 Normal sikloidlerden oluşan diş şekilleri



Şekil 30.2 Mümkün olan eşleştirmeler (Şekil 30.1'e göre)



Şekil 30.3 Hipo - Perisikloid eşleşmesi

a) $d_1 / d_2 = k / (k + 1) = 3/4$

b) dört kollu hiposikloid

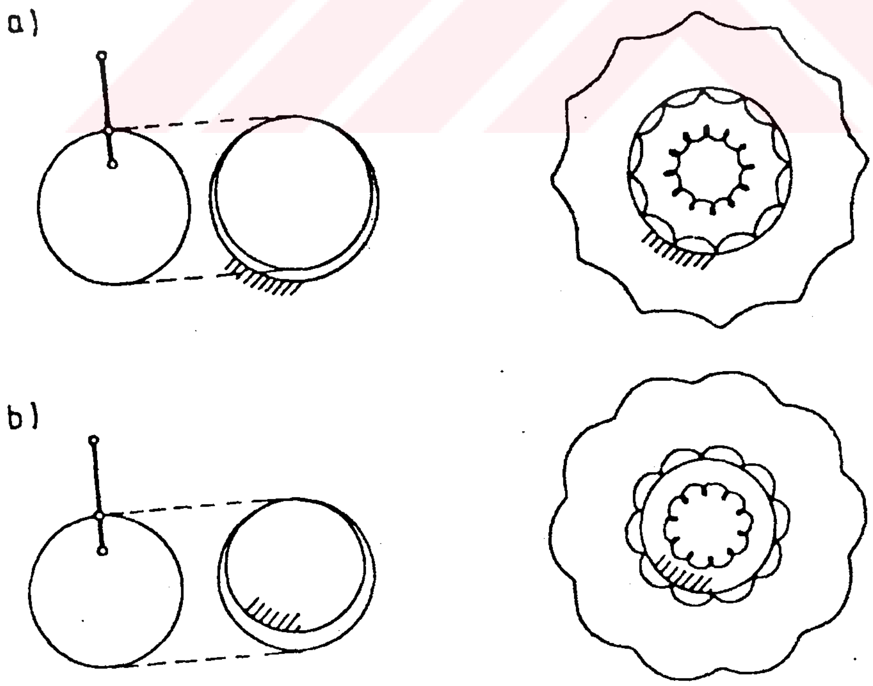
c) üç kollu perisikloid

d) b ve c'nin eşleşmesi

e) eşleştirmenin dış eşdurumu

bir nokta oluşur, episikloid dişlemede kardioid oluşur. $d = 2\,\delta$ için , içte yuvarlanma durumunda, bir çift doğruya dejenere olmuş hiposikloid oluşur. $d = 4\,\delta$ için oluşan hiposikloid literatürde astroid olarak geçer.
Diğer mümkün olabilecek diş formları nokta yuvarlanma dairesinde kısaltılmış olarak bulunduğunda bulunur. $d = 2\,\delta$ için kısaltılmış hiposikloidin özel formu olarak elips oluşur.Uzatılmış sikloid durumunda göz önüne alınması gereken husus,teorik olarak mümkün olabilen diş formlarının oluştuğudur.oluşan sikloid eğriler düğümler içerdiğinden,dişlerin tamamının pratikte gerçekleştirilmesi mümkün değildir.

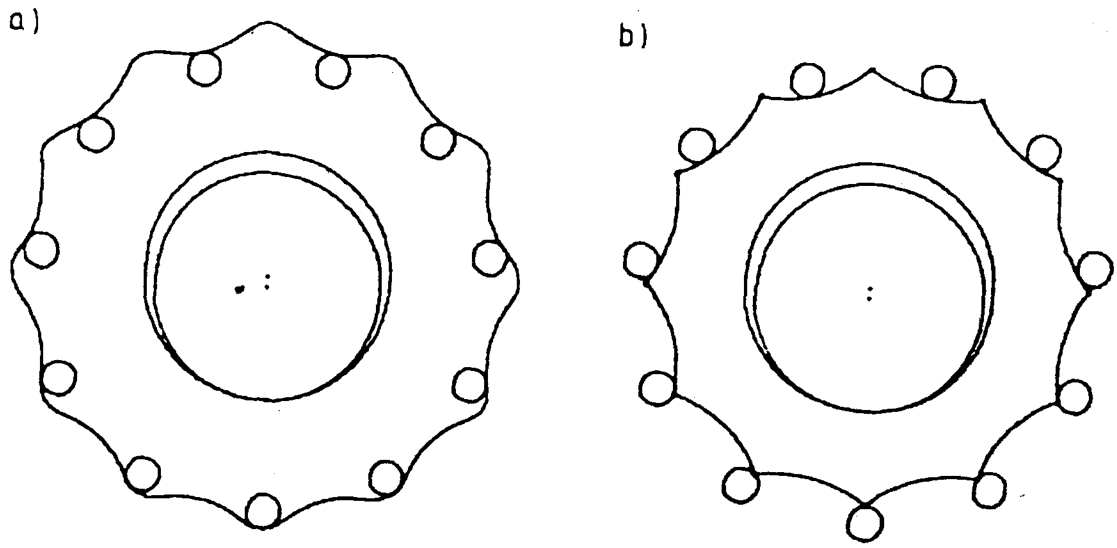
Yuvarlanma dairesi temel daire ile aynı olduğunda diş formu olarak, daire çevresinde, uzatılmış veya kısaltılmış olarak bulunan bir nokta oluşur. Yuvarlanma dairesi ve temel daire çapta sadece çok küçük farklı olduğunda hiposikloid ($\delta<d$) veya perisikloid ($\delta>d$) oluşur. Oran $d/d = k / (k \pm 1)$ (k bir tamsayı) olduğunda her ikiside kapalı bir eğri oluştururlar.



Şekil 30 Temel çember ~ yuvarlanma çemberi için diş şekli

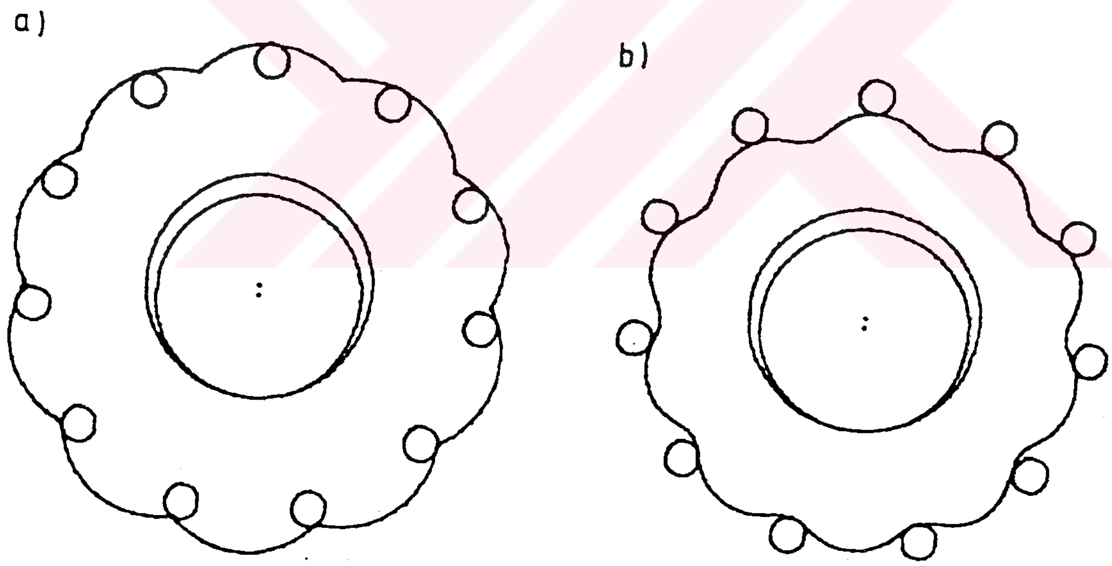
a) $\delta < d$ Hiposikloid

b) $\delta > d$ Perisikloid



Şekil 30 c Hiposikloid ile burçların eşleşmesi

a) Dış äquidistant b) İç äquidistant



Şekil 30 d Perisikloid ile burçların eşleşmesi

a) Dış äquidistant b) İçäquidistant

Bölüm daireleri (Temel daire) $d_1 = \delta$, $d_2 = [(k + 1) / k] \delta$ olan iki dişli çark çiftlendiğinde 1. çark için dişformu olarak nokta, 2. çark için bağıl basit, kısaltılmış veya uzatılmış hiposikloid elde edilir. Yuvarlanma dairesi çapı temel dairesi çapından daha büyük olduğu için kısaltılmış hiposikloidin ilmiği vardır. Bundan dolayı bir dişleme için kullanılmaz.

Bir tek yuvarlanmadan sonra dairelerin birbirleriyle asıl durumlarına erişildiğinde nokta 1 nolu çarkta $2\pi/k$ kadar yer değiştirir. Şimdi başlangıç yerinde bulunan yeni bir nokta, tamamen aynı hiposikloidi tanımlar.

Böylece çevrede k + 1 adet hiposikloid elde edilir. Bu k noktaları sürekli hiposikloid üzerindedir.

$d_1 = \delta$ ve $d_2 = [(k-1) / k] \delta$ olan bir dişli çark çifti için k noktaları basit, kısaltılmış veya uzatılmış persikloid olan 1 nolu çarkta, 2 nolu karşılık Çarkı olarak kavramadadır. Bu durumda yuvarlanma dairesi yarıçapı temel daire yarıçapından büyük olduğu için, kısaltılmış perisikloidler girift (girişik) eğri kurarlar. O halde bunlar bir dişleme için kolaylıkla kullanılamazlar.

Bir dişleme için noktalar dişformu olarak uygun değildirler. Bundan dolayı pimlere büyütülürler. Sikloidin äquidistantı bundan sonra bağıl karşı çapı kurar. Bundan sonra 30 nolu resimlerde tarif edilen toplam 4 varyant bulunabilir.

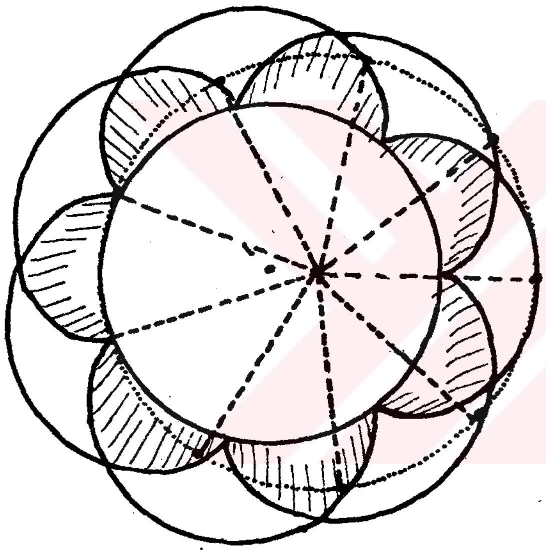
- Hiposikloidin dış äquidistantı - Pim kovanı
- Hiposikloidin iç äquidistantı - Pim kovanı
- Perisikloidin dış äquidistantı - Pim kovanı
- Perisikloidin iç äquidistantı - Pim kovanı

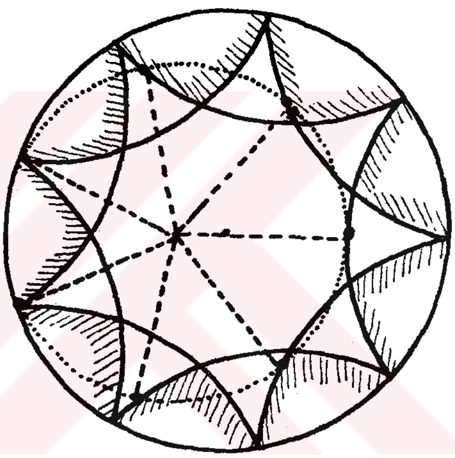
Bunlardan şimdiye kadar yalnızca "Uzatılmış perisikloidin iç aquidistantı - Pim kovanı" çift olarak Cyclo - Mekanizmasında gerçekleştirilmiştir.

4.1 1'DEN BÜYÜK DİŞ SAYISI FARKI

Sikloid dişli çiftlerinin bölüm daireleri $d_1/d_2 = k / (k + 1)$ oranında olduğunda çeşitli formlar oluşur. Bölüm daireleri $d_1/d_2 = k / (k + n)$ tam sayılı oranında bulunduğunda da diş formları türetilebildiği kolaylıkla düşünülebilir. Bu oluşan sikloidler için şu demektir. Eğri çevre yuvarlanma dairesinin n dönüşünden sonra kesişir.

Böyle oluşan bir kaç dişleme aşağıdaki resimlerde gösterilmiştir ve 31 nolu resimlerde kücük çarkın diş sayısı 2 diş daha az olan sivriltilmiş sikloid gösterilmiştir. ($d_1/d_2 = 7/9$). Bu şu demektir. Sikloid ancak iki dönüşten sonra kesişir.





Şekil 31a.7 Perisikloid eğri kesiti 9 nokta diş

Şekilb 7 nokta diş, 9 hiposikloid eğri kesiti

Gerçekleştirilen bir dişleme için nokta olarak tarif edilen dişler pimlere genişletilmektedir. Bu arada karşı profil olarak dış veya iç aquidistantlar oluşur. Sikloid kolları kesiştiği için, eğrinin bir kısmı kuvvet iletimine katılmaz.

5. EŞİT AKS MESAFESİNDE FARKLI ÇARKLARIN ÇİFTLENMESİ

1 ve 2 Çarklarının diş sayıları herhangi bir değerle ayrılabilir.

$(d_1 / d_2 = Z_1 / Z_2 = k / (k + n)$

Örn: Büyük çarkın bir r çapı üzerinde bulunan (k+n) noktadan kurulduğu kabul edilirse, bir devam eden ilişki kurulabilir. Bu çarka 1,2,3 daha az dişi olan eğri levhaları aranması istendiğinde, bu istek çarkların aks mesafelerinin saklı kalması şartıyla bağlanır. Açıklama için 9 noktadan oluşan bir çarka, 8 veya7 eğri kesiti olan iki Eğri levhası aranmalıdır. Diş sayıları isteğe bağlıdır, aks mesafesi $\overline{e}$ saklı kalmalıdır.

a durumu için

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{8}{9} \Leftrightarrow d_1 = d_2 \frac{8}{9}$$

$$\frac{d_2 - d_1}{2} = \overline{e} \qquad \frac{d_2}{2} = 9.\overline{e} \qquad \frac{d_1}{2} = 8 . \overline{e}$$

b durumu için

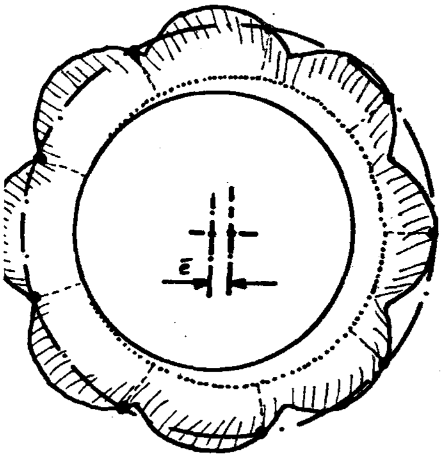
$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{7}{9} \Leftrightarrow d_1 = d_2 \frac{7}{9}$$

$$\frac{d_2 - d_1}{2} = \overline{e} \qquad \frac{d_2}{2} = 4.5.\overline{e} \qquad \frac{d_1}{2} = 3.5 . e$$

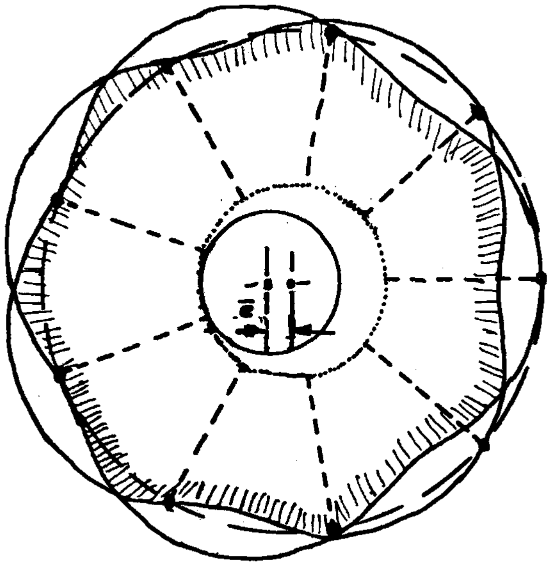
Nokta her iki durumda d_2 çarkının merkezinden r mesafesinde bulunur.

Oluşan eğri levhaları 32 nolu

resimlerde görülmektedir.



Şekil32a 9 Nokta dişi , 8 Uzatılmış perisikloid eğri kesiti



Şekil 32b 9Nokta dişi, 7 uzatılmış perisikloid eğri kesiti

O halde ileri sürülen bir çarka aynı aks mesafesinde farklı diş sayıları olan çeşitli eğri levhaları oluşturulabileceği görülür.

Bu ilginç sonuç; noktalardan oluşan çarkta sadece taksimat ve noktaların çark merkezinden mesafesinin tesbit edilmesine dayanır. Hangi yuvarlanma dairesinin düşünüleceği karşı çarka bağlıdır. Vites kutusu için bu tarz çevrim değişklikleri çok az yapı elemanlarıyla mümkündür.

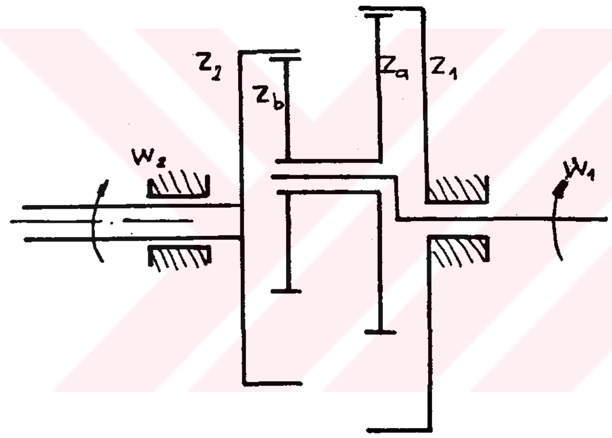
6. BİRLEŞİK MEKANİZMA

Mekanizmada yüksek çevrim oluşumunun bir olanağı aşağıdaki resimde görülen; alın çarklarının diferansiyel düzenlenmesidir.

Şöyle bir çevrim oluşur:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{Z_a . Z_2}{Z_a . Z_2 - Z_b . Z_1}$$

Bu prensip sikloid dişlilerin kullanımına uygundur. Çünkü gerekli diş sayısı farkı kolaylıkla kullanılabilir.



Şekil 33 Diferansiyel alın dişli Mekanizması

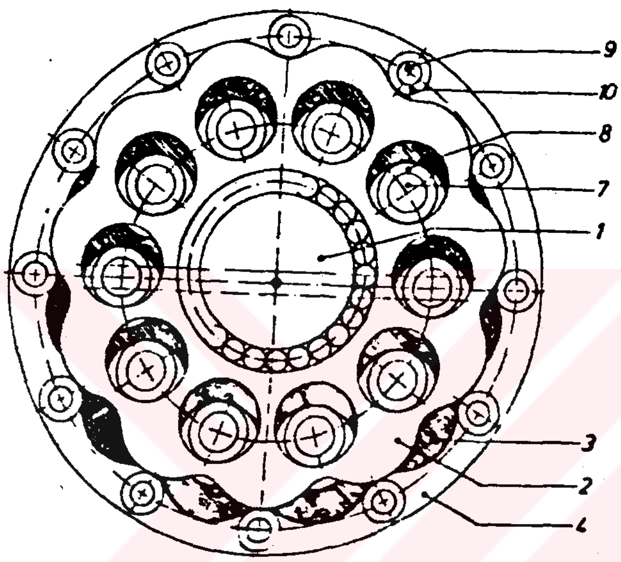
Örneğin; pim çarkı $Z_1 = 12$ ve $Z_2 = 11$ ve perisikloid levhası $Z_b = 10$ ve $Z_a = 11$ olan bir. mekanizma düşünüldüğünde, çevrim şöyle olur:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{11.11}{11.11 - 10.12} = 121$$

V. CYCLO MEKANİZMASI

Dişler tek taraflı nokta dişlemeye göre $d_1 = \delta$ ve $d_2 = [(k - 1) / k]\ \delta$ ile oluşur. Bununla beraber nokta yuvarlanma dairesinin dışında bulunur ve 2 nolu çark üzerinde uzatılmış perisikloid oluşturur. 1 nolu çarkta noktalar pimlere genişler, karşı çap uzatılmış perisikloid için iç aquidistanttır.

Bir Cyclo Mekanizmasının fonksiyonu aşağıdaki resimler vasıtasıyla tarif edilebilir



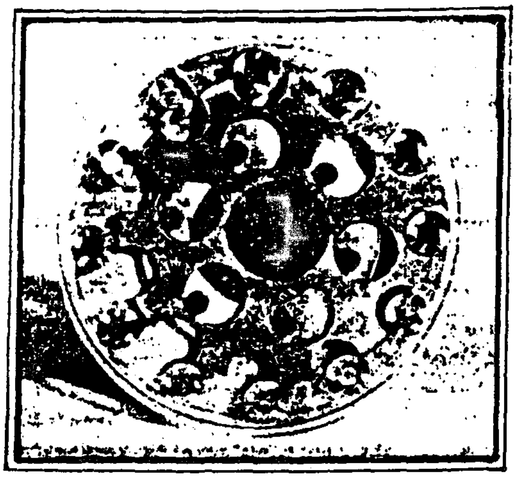
Şekil 34 Cyclo Mekanizmasının Görünüşü

180° farkla yerleştirilmiş, eşit büyüklükteki iki eğri levhası (2) tahrik eksantriği (1) vasıtasıyla, kovan (4) içine tespit edilmiş pimler (9) üzerinde yuvarlanır. Eğri levhalarının diş sayısı pim kovanından 1 eksik olduğu için, tahriğin (n) dönme sayısına karşılık $\frac{n}{Z}$ dönme sayısıyla ters yönde dönerler. Bu azaltılmış dönme hareketini çıkış miline taşımak için, çıkış pimleri eğri levhalarının delikleri içinde yuvarlanan eş eksenli sevk diski kullanılır. Sürtünmeden dolayı oluşan güç kaybı ve aşınmayı mimimuma indirmek için, dış pimler üzerinde dönebilen burçlar vasıtasıyla, eğri levhası ile pim kovanı arasında yuvarlanma hareketi ile kuvvet iletimi sağlanır.

1. KISALTMA ORANININ DEĞİŞİMİ

e Eksantriklik eğri formunu kesin olarak etkiler. Büyük eksantrikliğin avantajı; aynı tahrik momentlerinde, tahrik eksantriği üzerine gelen kuvvet daha küçüktür. Çünkü kuvvet daha büyük kaldırma kolunda karşılanmaktadır. Konveks dış elemanların (pimler) konkav eğri parçalarıyla kavramaya girmesi uygundur. Konvex'in konkav'a alışması yağ filminin oluşumunu olumlu etkiler ki bu durumda Hertz basıncı daha küçülür. Buna karşın kapalı eğrinin tamamı artık kullanılmadığı için sadece daha az dış eleman eğri levhasıyla kavramaya girmesi dezavantajdır. Bu bağlamda diş yanak toleransının oluşumu için doğru düzeltme ölçüleri alınması önemlidir. Bu yolla kavramanın geriye kalan diş yan yüzü parçasına da kaydırılması mümkün olur. Bu sessiz çalışma için mutlaka gereklidir.
Büyük eksantriklikteki bir diğer dezavantaj: Eş eksenli çıkış levhası karşısındaki eğri levhasının hareketini ayarlamak için, tahrik sisteminde büyük delikler içinde ince pimler gereklidir. Bu ince pimler yuvarlanma sürtünmesinin avantajlarını çıkış sisteminde muhafaza etmek için daha büyük deliklerde paylaşılmalıdır. Bu çeşit ince pimlerin sadece daha düşük çıkış momentine dayanabildiği açıkça görülebilir.

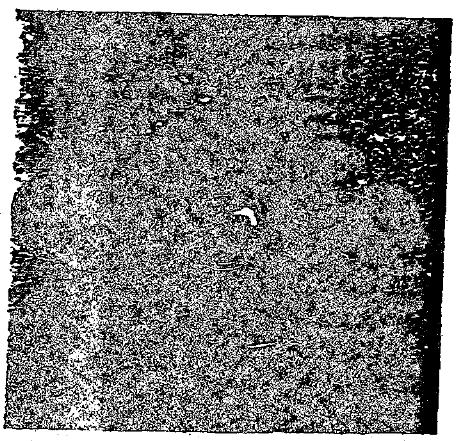
İnce pimler tahrik deliklerine çok iyi uymadıkarı için yüzey basıncı etkilenmesi dezavantajdır. Bu bölgede eksantrikliğin yuvarlanma dairesi çapına eşit olması gerektiği söz konusudur.

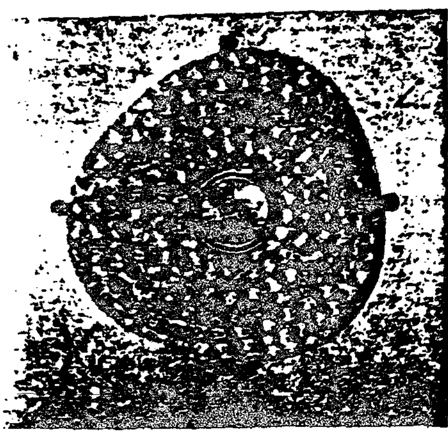


Şekil 35 Uzatılmış Sikloid

2 ÄQUİDİSTANTLARIN DEĞİŞİMİ

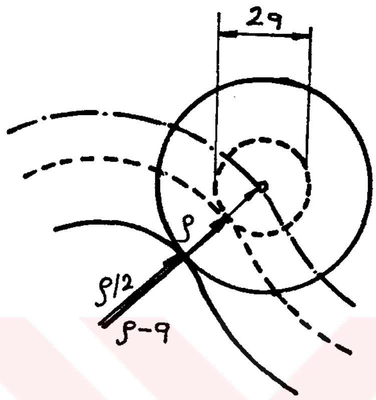
Aşağıdaki resimlerde dış pim yarı çaplarının (q) eğri formu üzerindeki etkisi gösterilmiştir.





Şekil 36 aquidistantlar arasındaki fark

Bu değişim olanağı herşeyden önce, dış elemanlarla eğri levhası arasındaki yüzey basıncının en uygun seviyeye getirilmesi gerektiğinde önemlidir. Örnek olarak eğri levhaları uzatılmış episikloid formunda olan bir mekanizmayı inceleyelim. Episikloid dış yüzü burada nokta şeklindeki dış elemanlarla kavramada olmalıdır. Bu noktalar q yarıçapıyla dış pimlere dönüşür. Aynı zamanda oluşan eğri levhasında eğrilik yarıçapı (ρ - q) kadar küçülür.



Şekil 37 Dış pimlerin eğrilik yarıçapının araştırılması

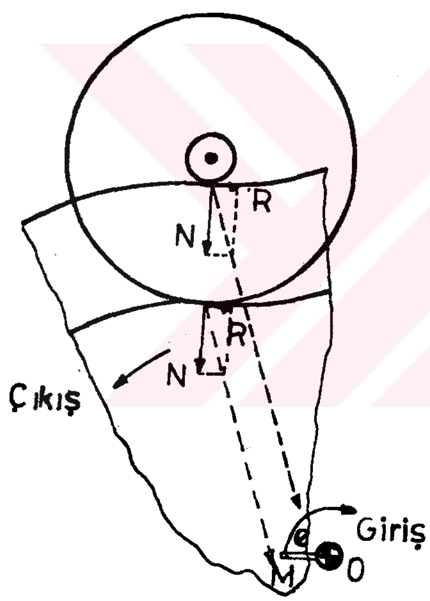
Hertz basıncının hesaplanmasında, her iki teğet düzlemin q ve ρ - q eğriliklerini hesaba katan r yedek eğrilik yarıçapına ihtiyacı duyulur. Bu yedek eğrilik yarıçapı ne kadar büyük olursa (sabit kuvvette) oluşan yüzey basıncı o kadar küçük olur. Yedek eğrilik yarıçapı şu formüle göre hesaplanır.

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{q} + \frac{1}{\rho - q} + \qquad r = q - \frac{q^2}{\rho}$$

Bu eşitliğe göre q = ρ/2 için bir maximum yedek eğrilik yarıçapı elde edilir. Bu şu anlama gelir: episikloidin eğrilik yarıçapı dış pimlerle eğri levhası arasında yarı yarıya paylaşılır.

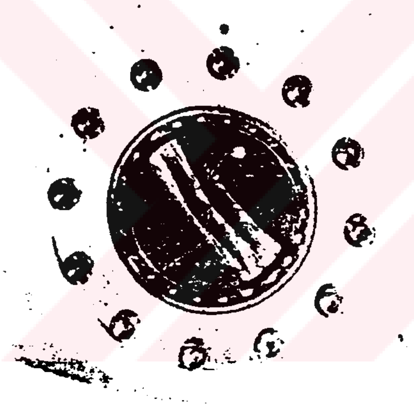
Aquidistant (q) seçimi için; yaklaşık episikloid tepesindeki eğrilik yarıçapının yarısı kadar büyüklükte olması gereken veya daha iyisi yaklaşık episikloid yüzündeki minimum konveks eğrilik yarıçapının yarısı kadar olan bir değer oluşur. Çünkü bu bölgede dişlerdeki maximum kuvvette oluşur.

Verilen örnekte daha geniş bir etkiye işaret edilmelidir.: Aşırı küçük diş sayılarında (Örn: Z=3) aquidistantlar çok küçük yapıldığında, mekanizma sıkışabilir. Bunu açıklamak için bir dış eleman, bir parça eğri levhası diş yanağı bulunan aşağıdaki taslak incelenirse:



Şekil 38 İki aquidistantın kıyaslanması

Dış eleman ile eğri levhası arasındaki normal kuvvet N kabul edilirse, bu kuvvet äquidistant q'nun büyüklüğünden bağımsızdır. Normal kuvvet eğri levhasında bir sürtünme kuvveti oluşturur. ($R = N.\mu$). Normal ve sürtünme kuvvetinin bileşkesinin akışı incelenirse, bileşkenin çok küçük äquidistantlar için eksantriklik e (= $\overline{OM}$)' dan geçtiği görülür. Bu durmda eğri levhasının çıkış yönünde dönüşü artık mümkün değildir. Mekanizma tersinmez olur. Buna karşın büyük äquidistant kabul edilirse, bileşke çıkış dönme hareketini önlemeyecek şekilde devam eder. Diğer değişim imkanları dış äquidistantların iç bölgede kullanılmasıyla oluşur.



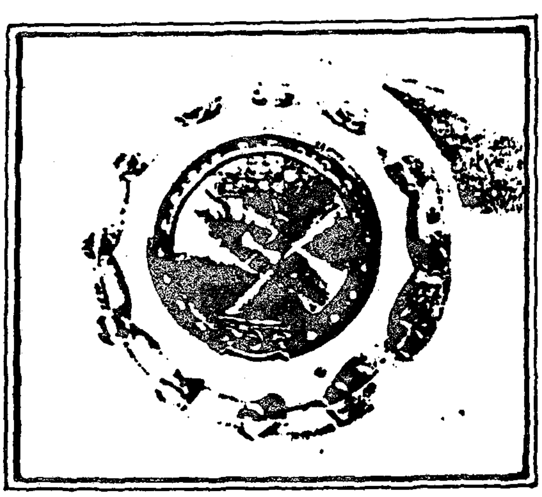
Şekil 39 Episikloidin dış aquidistantı

Yukarıdaki resimde bir pim kovanının bir episikloidin dış äquidistantı ile kavramada bulunduğu bir mekanizma modelini göstermektedir. Aynı zamanda bir durum değişimi başlar. Bunun anlamı; eğri levhasının tespit edildiğidir. Pim kovanı eksantrik üzerinde hareket ettirilir. Pim kovanının

12 dişi vardır, dışta bulunan eğri levhasının 11 dişi vardır. 12 Dişli bir çarkın sadece 11 dişi olan bir iç dişlinin içinde yuvarlanması bir mekanizma için alışılmadık bir durumdur. Giriş ve Çıkış aynı doğrultuya yönelmiştir. Çevrim $i =$ (+) 12 dir. Bu mekanizma tipinde teknik olarak ilginç olanı pim kovanının dönmesinde pimlerdeki Merkez kaç kuvveti diş kuvvetlerine karşılıktır. Delik ve pimler arasındaki yağlama bu yolla düzeltilir. Pimlerin bu arada direkt tahrik sistemi için kullanılabilmeside ilginçtir. Yine de herşeyden önce içeriye yöneltilmiş eğrinin imalatının çok zor olması dezavantajdır.

3. SİKLOİD TİPLERİNİN DEĞİŞİMİ

Genelde kullanılan düzenlemeler episikloidin veya perisikloidin kullanımına dayanır. Hiposikloid durumunda da çok ilginç dış profilleri bulunabilir. Dişlemede diş sayısının değişimi, eksantrikliğin ve äquidistant mesafesi değişimi vasıtasıyla geniş bir çeşitlilik imkanı oluşur.



Şekil 40 Hiposikloidin iç äquidistantı

4. DİŞ SAYISI FARKININ DEĞİŞİMİ

Bu konu daha önce IV4 nolu konuda ele alındı. Burada bir örnekle açıklama yapmak yeterli olacaktır. 11 Dişli bir pim kovanı ve 9 dişli perisikloid iç äquidistantı olan bir mekanizma ele alalım.

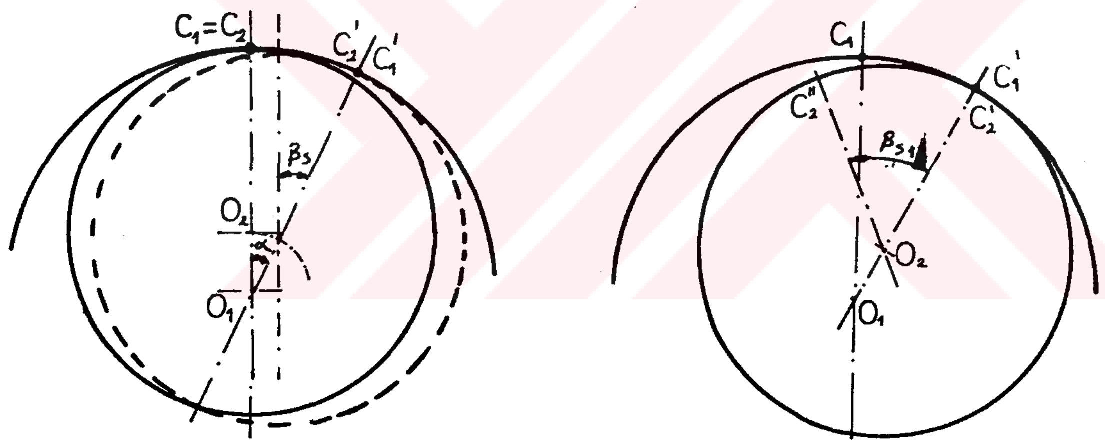
Şekil 41 Diş sayısı farkı 2

Diş uçları çok sivri olacaktır. Ancak pimlerin kavrama başlangıcında ve bu sivri ucun çok az boşluk ve imalat hatasında, çarpmayı ve kentelenmeyi veya birden kavramayı önlemek için diş başları yuvarlatılmalıdır. Sikloidin parçaları kesildiği için daha az pim kavramadadır. Fakat tamamıyla kullanılabilen geniş bir diş ayağı oluşur. Bu yolla diğer eğri levhalarında olduğu gibi zorlama kırılması emniyeti yüksektir. Böyle bir mekanizmada çevrim Z / 2 dir.

5. CYCLO MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ

Cyclo Mekanizması prensipte; planet Çarkı yaklaşık güneş çarkı çapında olan bir planet Mekanizmasıdır. Farklı olarak Cyclo Mekanizmasında planet çarkı kapalı bir sikloid eğrisine sahiptir ve güneş çarkı bir iç dişli değil, bir pim kovanıdır.

Normal planet dişli mekanizmalarında 0_1 merkezine göre dönme hareketi yapan S koluna yataklanmış olan 0_2 merkezinden hareket almak mümkün değildir. Oysa Cyclo Mekanizmasında, giriş S kolundan verilir ve bu dönme momenti eğri levhasının dış pimler üzerinde yuvarlanmasıyla eğri levhasına aktarılır ve eğri levhasının deliklerinde yuvarlanan pimlerden çıkış momenti olarak alınır.



Şekil 42 Cyclo mekanizmasında hareketin analizi

Eğri levhasının hareketini bir t anı için inceleyelim. Saat ibresi yönündeki dönme hareketini (+), aksi yönü (-), kabul edelim.

İlk adımda eğri levhasının kendi ekseni etrafında dönemediğini düşünelim. Bu durumda S kolunun α kadar dönmesiyle eğri levhası kendi ekseni etrafında β_s kadar döner. $\alpha = \beta_s$ 'tir.

Bir sonraki adımda eğri levhası kendi ekseni etrafında serbest dönebildiğinde; S kolunun t anında O_1 merkezi etrafında α kadar dönmesiyle eğri levhası pim kovanına göre yuvarlanma hareketi yapar. Bu harekette eğri levhası O_2 merkezine göre (–) yönde β_{s1} kadar döner. Buna göre $\overset{\frown}{C_1C_1'} = \overset{\frown}{C_2C_2''}$ yazılabilir.

$$\alpha \,.\, r_{01} = -\beta_{s1} \,.\, r_{02} \text{ 'dir.}$$

Sonuç olarak bu açılar arasındaki bağıntılar şöyledir.

$$\beta_s = \alpha$$

$$-\beta_{s1} = \beta_s \frac{Z_1}{Z_2}$$

Hareketin toplamını yazarsak

$$\beta_2 = \beta_s - \beta_{s1} = \beta_s - \beta_s \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{bulunur.}$$

Denklemde açılar yerine dönme sayıları yazılabilir.

$$n_2 = n_s - n_s \frac{Z_1}{Z_2}$$

Bir düzenlemeyle:

$$n_2 = n_s \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2}\right) = -n_s \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_2}\right)$$ eşitliği elde edilir.

Bu eşitlik şunu gösterir: En büyük çevrim oranına diş sayıları arasındaki fark 1 olduğunda erişilir. Eşitlikte (Z_1 - Z_2) yerine 1 yazılarak:

$$n_2 = -\, n_s \frac{1}{Z_2}$$ oranı elde edilir.

Cyclo Mekanizmasında çevrim oranı eğri levhasının diş sayısıyla belirlenir. (–) işareti giriş ve çıkış dönme yönlerinin ters olduğunu gösterir.

6. CYCLO MEKANİZMASINDA KUVVETLERİN HESAPLANMASI

Cyclo Mekanizması şaşırtıcı görünüşüne rağmen, çok basit bir kinematiğe dayanır. Yani çapları çok az farklı iki çarkın birbiri üzerinde yuvarlanmasına. Cyclo mekanizmasında iki tane 180° farkla yerleştirilmiş eğri levhası kullanılır. Bu düzenleme çok sayıda planet çarkının alışılmış planet mekanizmasında kullanılmasına karşılık gelir ve asıl fonksiyona etkisi yoktur. Eğri levhaları; diş sayıları pim kovanından bir diş daha az olduğu için, n giriş dönme sayısına karşılık, n/z dönme sayısıyla, ters yönde dönerler. Çevrim $i = \frac{Wan}{Wab} = -Z$ tir. Sürtünme kayıplarını ve aşınmayı mimimuma indirmek için pimler etrafında dönebilen burçlar yardımıyla eğri levhasıyla pimler arasındaki yuvarlanma kuvvet iletimi sağlanır. Yine çıkış pimleri üzerinde burçların kullanılmasıyla, eğri levhasıyla çıkış sistemi arasında da yuvarlanma kuvvet iletimi sağlanır.

Mekanizmada belirli bir dönme momentinde hangi kuvvetlerin oluştuğu ve bu kuvvetlerin nasıl hesaplandığı aşağıdaki konuda tarif edilmiştir.

6.1. KUVVET PLANININ ARAŞTIRILMASI

1.1. SEMBOLLER

B_i -	Eğri levhasıyla dış elemanların değme noktası
C -	Dış elemanın yay sabiti
$\overline{C}$ -	Çıkış piminin yay sabiti
$D_{ab.}$ -	Eğri levhasındaki çıkış deliklerinin bölüm dairesi Çapı = Çıkış levhasındaki çıkış pimlerinin bölüm dairesi çapı
D_{cycl} -	Eğri levhasındaki çıkış deliklerinin çapı
Dibo -	Çıkış pimlerinin çapı
e -	Eksantriklik = Om
f_i -	Bir dış elemanın eğilmesi
$\overline{f}_i$ -	Bir çıkış piminin eğilmesi
K_i -	Çıkış kuvveti
M -	Eğri levhaları merkezi
M_{an} -	Giriş dönme momenti
M_{ab} -	Çıkış dönme momenti
M_i -	Bir dış elemanın merkezi
M_{ki} -	Bir çıkış kuvveti dolayısıyla oluşan moment
n_I -	Giriş dönme sayısı
N_{Hi} -	Dış eleman-Normal kuvvetin Giriş eksantriği yönündeki bileşeni
N_i -	Dış eleman - Normal kuvvet
N_n -	Adsal Güç
N_{vi} -	Dış eleman - Normal kuvvetin Giriş eksantriğine dik yöndeki bileşeni

P_{ex} - Türetilmiş eksantrik kuvvet

P_H - Türetilmiş eksantrik kuvvetin giriş eksantriği yönündeki bileşeni

P_i - Eğri levhasıyla çıkış pimlerinin değme noktası

P_V - Türetilmiş eksantrik kuvvetin Giriş eksantriğine dik yöndeki bileşeni

q - Dış eleman yarıçapı (äquidistant mesafesi)

r - Dış pim bölüm dairesi yarıçapı

r_i - Bi M mesafesi

$\overline{r_i}$ - Pi M mesafesi

u - Çıkış pimi sayısı

W - Yuvarlanma noktası

Z - Diş sayısı

β - Giriş kol açısı

γ_i - Kavrama açısı OM_iW

ε - PEX ve eksantrik (OM) arasındaki açı

φ_0 - İlk çıkış piminin başlangıç yeri (β = O)

X_i - Dış eleman - Normal kuvvet ile Eksantrik yönüne dikme arasındaki açı

ψ_i - WB_iM açısı

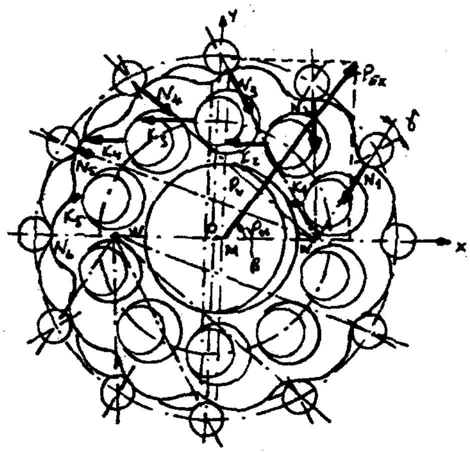
$\overline{\psi_i}$ - $\overline{r_i}$ ve Eksantrik yönü arasındaki açı

$\triangle\varphi$ - Rijit eğri levhasının sonsuz dönme açısı (Pim kovanında)

$\overline{\triangle\varphi}$ - Rijit eğri levhasının sonsuz dönme açısı (Çıkış pimlerinde)

1.2 KUVVETLERİN BULUNMASI İÇİN TEMEL EŞİTLİKLER

Aşağıdaki formül çıkarımlarını açıklamak için 43 nolu resimdeki 6 - 11 (Büyüklük-diş sayısı) , yaklaşık 4 kW güç ve n_1 = 750 sn^{-1} giriş dönme sayısında bir Cyclo-Mekanizmasının kuvvet planı ifade edilmiştir. Çıkış dönme momenti $M_{ab} \cong$ 560 N.m'dir. Çizilen kuvvetlerin öndeki eğri levhasına etkileri izah edilmiştir.



Şekil 43 Bir Cyclo Mekanizmasının kuvvet planı

1.2.1 EKSANTRİK KUVVETİN Pv GİRİŞ BİLEŞENİ

Her iki 180° farkla yerleştirilmiş eğri levhası dönme momentinin yarısını taşır. Giriş kolunun e eksantrikliğine dik bileşeni P_v, M_a- Giriş dönme momenti ve e eksantrikliğinden hesaplanır.

$$P_v = \frac{M_{an}}{2e} \quad (1)$$

1.2.2 Ni DIŞ ELEMAN - NORMAL KUVVET

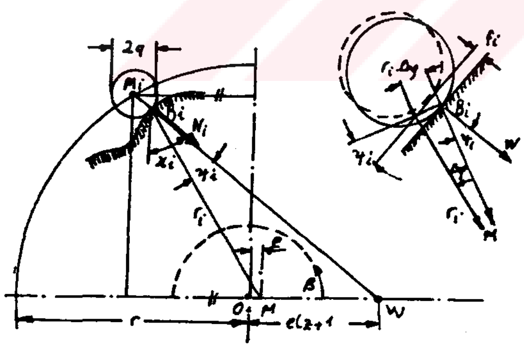
Bütün dış eleman - Normal kuvvet Ni' ler W dönme noktasına (ani dönme merkezi) yönelir. W noktası eğri levhası merkezi M den e,z mesafesinde bulunur yani pim kovanı merkezi O'dan e(z+1) mesafesinde bulunur.

Eğri levhasında birden çok eleman kavramada bulunduğu için, dış Eleman - Normal kuvvetin dağılımı statik belirsiz sistemlerin elastisite teorisi metoduna göre yapılır.

R. Unterberger tarafından önerilen bir yönteme göre pim kovanına ilişkin rijit eğri levhaları kendi M merkezleri etrafında bir $\triangle \varphi$ kadar döndükleri düşünülür; bu arada oluşan fi dış eleman eğilmesi, Ni dış Eleman - Normal kuvvete doğru orantılı kabul edilir.

Ni = C.fi (2)

fi eğilmesinin büyüklüğü ilgili kavrama durumundan bulunur.



Şekil 44. Bir dış elemanın fi eğilmesinin oluşumu

fi = ri. $\triangle \varphi$ Sinφi (3)

Ni = (c. $\triangle \varphi$).ri. Sinφi (4)

Giriş eksantiriği OM'e dik bileşen Nvi'nin toplamı eksantrik kuvvetin giriş bileşeni Pv ile dengede bulunur.

$$N_i = (c.\triangle\varphi).r_i . \sin\psi_i . \cos x_i \qquad (5) \qquad N_{vi} = N_i . \cos x_i$$

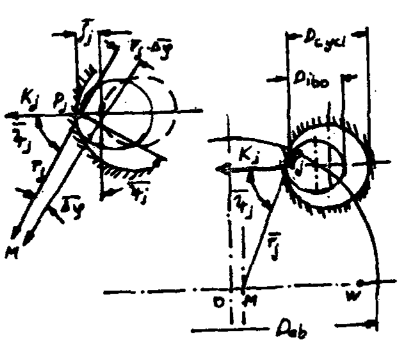
$$\sum_i N_{vi} = P_v \qquad (6)$$

$$(c.\triangle\varphi) = \frac{P_v}{\sum_i r_i . \sin\psi_i . \cos x_i} \qquad (7)$$

Bu yolla ortaya çıkan orantı faktörüyle dış Eleman - Normal kuvveti Ni (4) nolu eşitlik gereğince kendi gerçek büyüklüğünde ortaya çıkar. N_i dış Eleman - Normal kuvvetin max. büyüklüğü γ açısının max. değerinde bulunur.

1.2.3. ÇIKIŞ PİM KUVVETİ K_i

Aynı yönteme göre eğri levhanın çıkış sistemine ilişkin $\overline{\triangle\varphi}$ açısı kadar döndüğü düşünülür. Ortaya çıkan $\bar{f}_i$ çıkış pimi eğilmesi ilgili çıkış pimi kuvveti K_i ile orantılıdır.



Şekil 45. Bir çıkış piminin fi sehiminin oluşumu.

Geometrik sebeplerden çıkış pimleri kuvvet hattı daima birbirine paraleldir ve e = OM eksantriğine de paraleldir.

$$K_i = (\overline{c}.\ \overline{\Delta\varphi}).\overline{r_i}.\ \mathrm{Sin}\overline{\psi_i} \qquad (8)$$

Mekanizma merkezine ilişkin çıkış pimi kuvvetini oluşturan bütün dönme momentlerinin toplamı çıkış dönme sayısının yarısıyla $\frac{Mab}{2}$ dengededir. (Her eğri levhası çıkış dönme momentinin yarısı taşır.)

$$\sum_i Mk_i = \frac{Mab}{2} = Pv.e.z \qquad (9)$$

$$m k_i = K_i.r_i.\mathrm{Sin}\overline{\psi_i} \qquad (10)$$

$$Mk_i = (\overline{c}.\ \overline{\triangle\ \varphi})\ \overline{r_i}.^2\ \mathrm{Sin}^2\overline{\psi_i} \qquad (11)$$

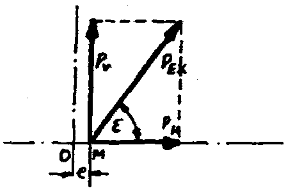
$$(\overline{c}.\ \overline{\triangle\ \varphi}) = \frac{Pv\ .\ e\ .\ z}{\sum_i (\overline{r_i}\ \mathrm{Sin}\overline{\varphi_i}.)^2} \qquad (12)$$

Böylece oluşan orantı faktörü (c. △ φ) ile çıkış pim kuvveti Ki (8) nolu eşitlik gereğince kendi gerçek büyüklügünde ortaya çıkar.

1.2.4. TÜRETİLEN EKSANTRİK KUVVET P_{EX}

Türetilen eksantrik kuvvet P_{EX} , giriş bileşeni Pv ve eksantrik yönündeki bir bileşen P_H 'ın vektör toplamıdır.

$$\overrightarrow{P_{EX}} = \overrightarrow{P_V} + \overrightarrow{P_H} \qquad (13)$$



Şekil 46. Türetilmiş eksantrik kuvvet P_{EX}

P_H bileşeninin oluşumu için bir eğri levhasında eksantriklik yönündeki kuvvet dengesi düzenlenir.

$$P_H = \sum_i N_{Hi} + \sum K_i \qquad (14)$$

$$N_{Hi} = N_i . \mathrm{Sin}\; x_i \qquad (15)$$

Bununla türetilmiş eksantrik kuvvet P_{EX} büyüklük ve yöne göre bellidir.

$$P_{EX} = \sqrt{P_V^2 + P_H^2} \qquad (16)$$

$$\varepsilon = \arctan\,(P_V / P_H) \qquad (17)$$

Açıklanan bu hesap yolu ani dış eleman - Normal kuvveti ve çıkış pimi kuvveti hem de eksantrik kuvvet belirli bir eksantriklik durumu için ve bu konumdaki Mekanizma geometrisi için bulunabilir. (Burada $ß = 0°$)

Kullanılan doğrular ve açılar r_i, $\overline{r_i}$, ψ_i, $\overline{\psi_i}$, x_i ; ß'ya bağlı mekanizma parametreleriyle ifade edilebilen geometrik büyüklüklerdir. Her mekanizma için her eksantriklik konumunda ($\beta \neq O$) aynı şekilde hızlı hesaplama yapabilmek için, hesap yolu genel olarak bir ALGOL - Hesap programında formülize edilmelidir.

2.6.11'lik bir CYCLO MEKANİZMASI İÇİN HESAP SONUÇLARI

Aşağıdaki bölümde kabul edilen hatasız bir mekanizma için bulunan hesap sonuçları bir hesap programıyla ifade edilmiştir.

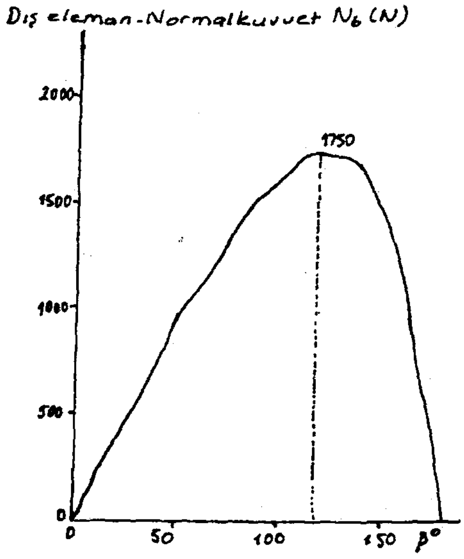
6.114'lik bir Cyclo - Mekanizması sözkonusudur. (Büyüklük 6 ,r = 109 mm, çevrim oranı =11) Çıkış dönme momenti Mab = 575 Nm işletme değişkeni olarak giriş açısı $\beta = O^\circ \sim 180^\circ$ arasından bir dış eleman arasında tepeden çukura kusursuz bir kavrama olur.

Sonuçlar özellik bakımından diğer çevrim oranlarına ve diğer yüklere taşınabilir.

2.1. GİRİŞ AÇISINA BAĞLI DIŞ ELEMAN - NORMAL KUVVETİNİN DEĞİŞİMİ

Dış eleman - Normal kuvvet $\beta = O^\circ$'lik bir giriş açısında $N_6 = O$ dan (dış elemanın tam eğri kesitinin tepesinde durduğu: Kavrama başlangıcı) eğri yanağındaki dönme noktası bölgesinde bir maksimum'a yükselir ve tekrar $\beta = 180^\circ$ de $N_6 = O^\circ$ düşer. (Dış eleman eğiri kesidinin tam çukurunda bulunur, kavrama sonu)

Değişimde, $\beta = i.\,30^\circ$ deki ($= i.30^\circ/(z+1)$) zayıf çıkıntılar bilinmelidir. Bu olay; $i.$ 30° den sonra taşımaya ortak olan dış elemanlardan birinin kavrama dışı kalmasına dayanır, buarada tam yeni bir dış eleman yük taşımaya başlamıştır.



Şekil 47. Dış eleman - Normal kuvvet N_6 (ß)

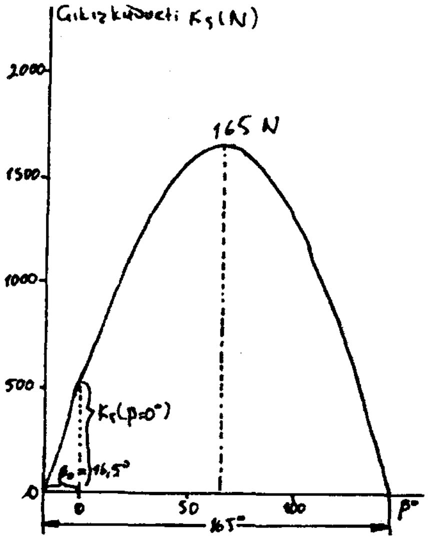
O halde kuvvet iletiminde bir an bir dış elaman eksik olarak taşıma geçekleşir, bu arada diğer elemanların taşımaya katılımı uygun büyüklüktedir. Kuvvetin değişimi bütün dış elemanlar için aynıdır, bununla beraber taksimata uygun olarak

$$ß_N = \frac{360^\circ}{(z+1)} = 30^\circ \text{ de faz dışıdır.}$$

2.2 GİRİŞ AÇISI ß'YA BAĞLI ÇIKIŞ PİM KUVVETİ K'NIN DEĞİŞİMİ

Çıkış pim kuvveti K_5'in değişimi resimde gösterilmiştir. Bu kuvvet değişimi resim 3'e göre çizilen konumda (ß = O°) tam K_5 kuvvetini taşıyan 5 nolu çıkış pimi için geçerlidir.

Bu çıkış pimi giriş açısı $ß_o$ = -16.5° olan bölgede kuvvet taşımaya başlar. Kuvvet taşımanın sona ermesi, giriş, çıkış pimi eksntrik yönüne gelecek uzaklığa kadar ilerlediğinde olur.

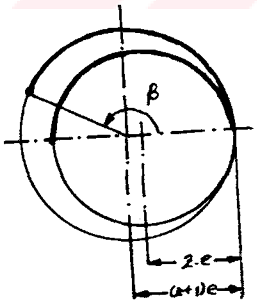


Şekil 48. Çıkış kuvveti K5

Kuvvet iletimi sırasında vuku bulan bütün açılar Cyclo eğri levhası için yuvarlanma şartlarına göre hesaplanır.

$$ß\,(z+1)\,e = 180^{\circ}\,(z.e)$$

$$ß = \frac{180^{\circ}.z}{Z+1}$$



Şekil 49. Çıkış pimlerinin kavrama süresinde yuvarlanma şartları

Güzönüne alınan mekanizmada (z = 11) ß = 165° 'lik bir açı oluşur.

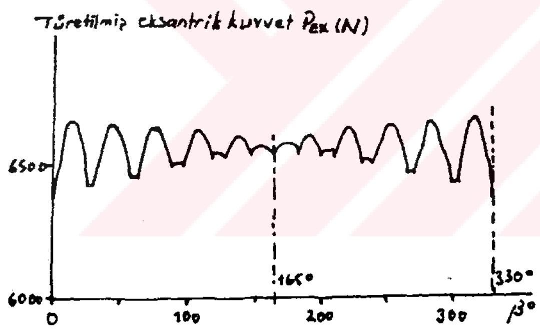
Çıkış sistemi içinde dış eleman - Normal kuvvetindeki gibi bütün çıkış pimlerinde kuvvetin akışı eşit fakat fazdışıdır.

Faz açısı; iki birbirini takip eden çıkış pimi j ve (j-1)'in kuvvet iletim başlangıcı için giriş açılarının farkı yoluyla belirlenir.

$$ß_K = \frac{360°.z}{u\,(z+1)} \qquad u : \text{Çıkış pimi sayısı}$$

Ele alınan mekanizma için $\triangle ß = 33°$'lik bir faz açısı oluşur.

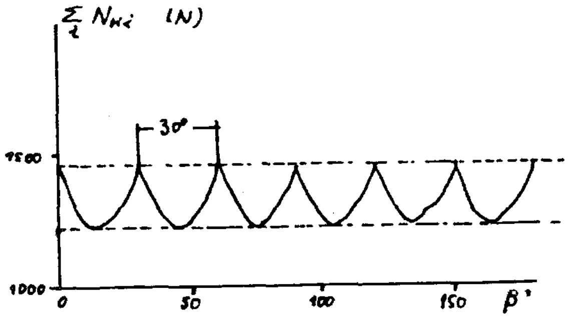
2.3. GİRİŞ AÇISI ß'YA BAĞLI P_{EX} EKSANTRİK KUVVETİNİN DEĞİŞİMİ



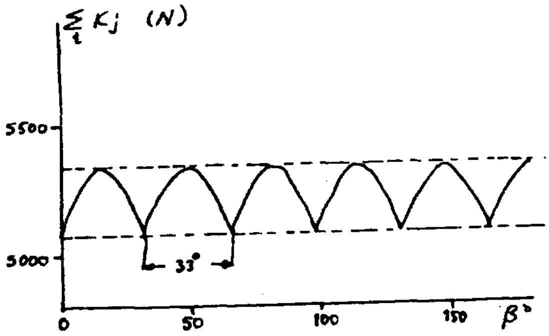
Şekil 50. $0° < ß < 360°$ bölgesinde eksantrik kuvvet P_{EX}

Yukarıdaki resim türetilmiş eksantrik kuvvet P_{EX}'in değişimini gösterir. Bu orijinal bir askılı akış olarak bilinir. Giriş bileşeni P_V sabit olduğu için (sabit giriş momenti) yatay bileşen P_H buna sebeptir. Yatay bileşen P_H (14) nolu kuvvet dengesi formülüne göre yatay yönde $\sum N_{Hi}$ ve $\sum K_i$ kısımlarından oluşur.

51 ve 52 nolu resimler bu iki kısmı ß giriş açısının fonksiyonu olarak gösterir.



Şekil 51 Dış eleman - Normal kuvvetin yatay bileşen tolamı



Şekil 52. Çıkış kuvvetinin toplamı

Σ N_{Hi}. dış eleman bölüm dairesindeki taksimat gereğince

$$\triangle \beta_N = \frac{360^\circ}{(z+1)} = 30^\circ$$ açısıyla periyodik bir akışı gösterir. Aynı şekilde

Σ K_i toplamı $\triangle \beta_K = 33^\circ$ (18) açısıyla periyodik bir akışı gösterir. Resim 52'a göre P_{EX} için periyodu $\triangle \beta_p = 330^\circ$ olan bir girişim olarak gözönüne alınabilecek bir akış oluşur.

3. ÖZET VE SONUÇ

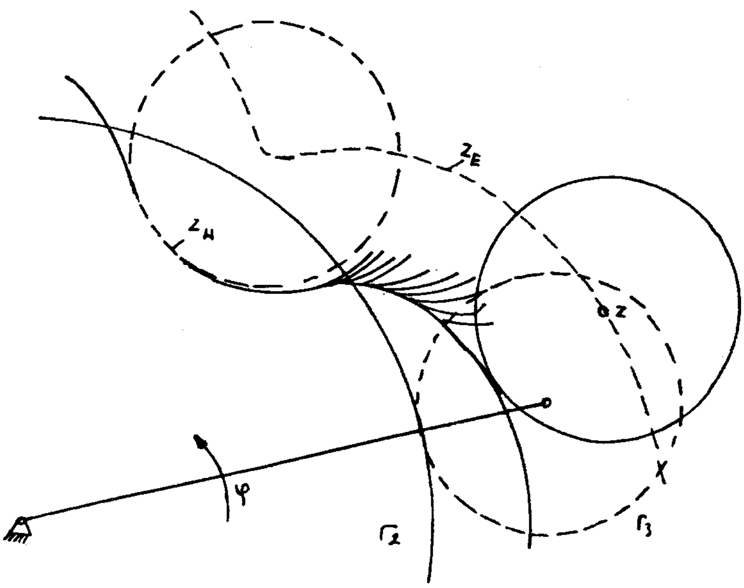
Bir Cyclo - Mekanizmasındaki kuvvetlerin burada anlatılan hesabı çıkış dönme momentinin etkisi altındaki kuvvet iletimine ortak elemanların elastik şekil değişiminin kabulünden çıkar. Mekanizmanın geometrisinden ortaya çıkabilen eğilme, meydana gelen kuvvete orantılı olarak yerleştirilir. Eğri levhalarında kuvvet ve momentin denge şartları dış elamanlarda, çıkış pimlerinde ve eksantrikte kuvvetler oluşturur. Bu kuvvetler ß giriş kol açısına bağlı olarak diyagramda ifade edilmiştir. Kuvvet akışı bir toleranssız ve hatasız mekanizma için geçerlidir. Kuvvet iletimine ortak olan eleman sayısının değişimi yoluyla verilen eşitliklerle toleranslı mekanizmalarda hesaplanabilir. Böyle bir mekanizmada da benzer kuvvet akışları oluşur.

Kuvvetin maximum değeri toleranslı mekanizmalarda daha yüksektir, tek tek dış elemanlar ve çıkış pimleri çıkış açısı ß'nın daha küçük bölgelerinde kuvvet iletimine ortaktırlar. Ölçme yoluyla hesaplar onaylanabilir.

7. CYCLO MEKANİZMASINDA EĞRİ LEVHASININ İMALAT PRENSİBİ

Normal sikloid dişlilerin birbirinden farklı iki eğriden oluşan diş profilleri nedeni ile imalatları oldukça zordur. Yuvarlanma metoduna göre imal edilemediklerinden, özel frezeler kullanılması gerekir. Bundan başka kramayer profilinin bir eğri olması, kramayer dişini bıçak profili olarak almak işi basitleştirmemektedir.

Cyclo mekanizmasında kullanılan sikloid diş profilleri, normal sikloid dişlilerden farklılık göstermektedir. Temel daire üzerinde yuvarlanan temel daireden çok az büyük yuvarlanma dairesi, teme daire üzerinde kapalı bir eğri oluşturur. Karşı profil olarak oluşan nokta äquidistant mesafesinde pimlere büyütülür. Eğrinin oluşum prensibi eğrinin imalatı için de kullanılabilir.



Şekil 53. Sikloid dişli imalat prensibi

Yukarıdaki resimde sabit r_2 dairesinin üzerinde yuvarlanan r_3 dairesinin Z noktası Z_E episikloidini tanımlar. Yuvarlanma dairesi r_3'e, merkezi Z noktasında bulunan freze bıçağı bağlandığında, Z_E sikloidinin Z_H zarf eğrisi oluşur. Bu Z_H zarf eğrisi eğri levhası formuna karşılık gelir. Freze, Cyclo mekanizması dış eleman çapında olmalıdır. Bu URG prensibi olarak (umlaufrädergetriebe) adlandırılır. Resimde episikloid için gösterilen prensib kinematik dönüşümle perisikloidler için de kullanılır.

8. ÖRNEK UYGULAMA

Kabul edilen değerler:

$k = 43$

$2.q = 10$ mm

$D_1 = 215$ mm

$P = 5.51$ kw

$n_1 = 1500$ d/d

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{Z}{Z+1} = \frac{k}{k+1}$$

$$\frac{215}{D_2} = \frac{43}{44} \Rightarrow D_2 = 220 \text{ mm}$$

Eksantriklik miktarı

$$\bar{e} = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{220 - 215}{2} = 2.5 \text{ mm bulunur.}$$

Cyclo mekanizmasında hız eşitliği

1

$$n_2 = n_s - n_s \left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = n_s \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2}\right) = -n_s \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_2}\right) = -n_s \frac{1}{Z} \quad \text{idi.}$$

$n_1 = 1500$ d/d için $\quad n_2 = n_s \dfrac{1}{z} = \dfrac{1500}{43} = 35$ d/d çıkış devir sayısı bulunur.

Giriş Momenti: $M_s = \dfrac{9.55.P}{n} = \dfrac{9.55.5510}{1500} = 35.08$ Nm.

Çıkış Momenti : $M_2' = m_s \,.\, Z = 35{,}08.43 = 1508{,}44$ Nm

Ancak % 90 ~ 94 verim hesaba katıldığında (% 91) elde edilebilecek çıkış momenti:

$m_2 = 1508,44.091 = 1370$ Nm

Cyclo mekanizmasında maksimum dış eleman - Normal kuvvet, γ_{max} kavrama açısı bölgesinde oluşur. Perisikloid eğrilerde kavrama açısı eşitliği ß yuvarlanma açısına bağlı olarak;

kısaltma oranı:

$$\tan\gamma = \frac{\operatorname{Sin} \beta}{\frac{1}{m} + \operatorname{Cos}\beta} \quad \text{idi} \qquad m = \frac{e}{b} = \frac{153}{110} = 1{,}39 \text{ mm}$$

Maksimum kavrama açısı $\beta = 90^\circ$ de oluşur.

$$\tan\gamma = \frac{\operatorname{Sin} 90}{\frac{1}{1{,}39} + \operatorname{Cos} 90^\circ} = \frac{1}{\frac{1}{1{,}39} + 0} = 1{,}39$$

$\gamma_{Max} = \arctan 1{,}39 = 54{,}267^\circ$

Eğri levhasının kavis yarıçapı

$$\rho = (a+b)\frac{[1+m^2 + 2m \operatorname{Cos}\beta]^{3/2}}{1 + m^2 \left(\frac{a}{b-a} + 1\right) + m\left(\frac{a}{b-a} + 2\right).\operatorname{Cos}\beta}$$ formülüyle hesaplanır.

Maksimum dış eleman - Normal kuvvetin oluştuğu kavis yarıçapı $\beta = 90^\circ$ için

$m = 1{,}39$ mm

$a = 107{,}5$ mm

$b = 110$ mm

$e = 153$ mm

$$\rho_{90^\circ} = (107.5+110)\,\frac{[1+1,39^2]^{3/2}}{1+1,39^2\left(\dfrac{107,5}{110-107,5}+1\right)} = 12.69 \text{ mm}$$

Bu değer sikloid eğrinin gerçek yarıçapını gösterir. Bu değerden q äquidistant miktarı çıkarıldığında eğri levhası diş formunun yarıçapı bulunabilir.

$$\rho = \rho_{90^\circ} - q = 12,69 - 5 = 7,69 \text{ mm}$$

Bir dış elemanın (pim) bir eğri kesitiyle kavramada bulunmasında dış eleman-Normal kuvvet oluşur. Bu kuvvetin etkileri Hertz-formülü ile hasaplanır.

$$P_{max} = \sqrt{\frac{N.E}{2,86.b.\delta}} \quad \text{daN/mm}^2$$

$E = 2,1.10^4$ daN/mm^2 (Elastisite modülü St/St için)

$b = 15$ mm (kalınlık)

$$1/\delta = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{q}+\frac{1}{\rho}\right) = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{5}+\frac{1}{7,69}\right) \qquad \delta = 6,061 \text{ mm (yedek eğrilik yarıçapı)}$$

$$N = \frac{m_2}{2.r} \qquad r = 153,848 \text{ mm (Şekilden)}$$

$$N = \frac{1370}{2.0,153848} = 4452,446\text{N}$$

Bu değerler Hertz formülündeki yerlerine yerleştirilerek:

$$P_{max} = \sqrt{\frac{445,2446x2,1.10^4}{2.86.15.6,061}} = 189,63\ daN/mm^2$$ 'lik bir basınç değeri bulunur.

Emniyetli basınç değeri Pem = (0,2~0,3).H.B = 0.3.65 ≅ 195 daN/mm^2 olan 16 MnCr5 malzeme seçilir. Ancak yukarıda hesaplanan değer bütün yükün tekbir eğri keşiti (diş) tarafından karşıladığı düşünülerek hesaplanan değerdir. Kavrama oranı hesaplanarak tek bir dişe gelebilecek max. Normal kuvvet bulunabilir.

Şekil......

$$\overset{\frown}{AB} = \frac{\alpha}{360^\circ} 2\,\pi.d = \frac{285^\circ}{360^\circ} 2\pi.\ 150,5 = 748,61\ mm$$

$$\hat{COD} = \alpha' = \frac{\overset{\frown}{AB}.\ 360^\circ}{2\,\pi\ 153} = 280,343^\circ \qquad \frac{280,343^\circ}{8,1818^\circ} = 34,264$$

$$\frac{\overset{\frown}{CD}}{34,264} = to = 21,848\ mm$$

Buradan kavrama oranı:

$$\varepsilon = \frac{748,61}{to} = 34,264$$ bulunur. Bu değerin % 85'ini almak uygun olacaktır.

$$\varepsilon\ gerçek = 0,85\ .\ \varepsilon = 0,85.34,264 = 29.124$$

Maksimum Normal kuvvet kavrama oranına bölünerek oluşacak basınç bulunur.

$$\frac{N}{\varepsilon_{gerçek}} = \frac{4452,446}{29,\ 124} = 152,\ 879\ \ N$$

$$P_{max} = \sqrt{\frac{15,2879.2,1,10^4}{2,86.15.6,061}} = 35,138\ daN/mm^2$$

Yukarıdaki sonuçtanda anlaşılabileceği gibi Cyclo- Mekanizması diğer mekanizmalarda dış kırılmalarına sebep olan yüksek zorlanmalara dayanıklıdır. Bu; çarpma zorlanma emniyetli eğri dişlerinin en az 2/3'üne dağıtıldığı için mümkündür. Buna karşılık bu zorlanmalar diğer mekanizmalarda 1 yada 2 diş tarafından karşılanır. Burada 195 daN/mm²'lik Pem değeriyle 16 MnCr5 malzeme uygundur.

Momentler:

Giriş Momenti $M_1 = 35,08$ Nm

Çıkış Momenti $M_2 = 1370$ Nm

Moment kuvvetleri :

$$P_V = \frac{M_1}{2.e} = \frac{35,08}{2.00025} = 7010\ N \qquad \text{(Eksantrik kuvveti)}$$

$$N_{MAX} = \frac{M_2}{2.r} = \frac{1370}{2.0,153848} = 4452,446 \qquad \text{(Dış eleman - Normal kuvveti)}$$

$$K_{MAX} = \frac{1370}{2.0,110} = 6227,27\ N \qquad \text{(Çıkış pimlerine gelen kuvvet)}$$

Giriş Mili boyutlandırılması:

$$d_1 = 134{,}4 \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} = 134{,}4 \sqrt[3]{\frac{7{,}45}{1500}} = 22{,}9 \qquad d_1 = 30 \text{ mm seçilir.}$$

Çıkış Mili St 50 Malzeme için $\tau_{em} = 400 \text{ daN/cm}^2$

$$d_{min} = \sqrt[3]{m_d / 0{,}2.\tau_{bem}} = \sqrt[3]{\frac{1058{,}45}{0{,}2.400}} = 5{,}73 \text{ cm}$$

d = 60 mm seçilir.

Çıkış pimlerinin boyutalandırılması:

Çıkış pimleri eğilmeye çalışmaktadır. Pimlere gelen kuvvet:

$$K_{MAX} = \frac{1370}{2.0{,}110} = 6227{,}27 \text{ N} \quad \text{idi.}$$

Pim sayısı u = 10 kabul edilirse bir pime gelen kuvvet:

$$F = \frac{K_{MAX}}{u} = \frac{6227{,}27}{10} = 622{,}727 \text{ N}$$

Pim boyu l = 35 mm

Eğilme Momenti:

Me = F.l = 622,727 x 0,035 mm = 21,795 Nm

Pimler tam değişken gerilme etkisi altındadır. (R = 0) St - 50

Malzeme için $\sigma_{eem} = 26 \text{ daN/mm}^2$

$$\sigma_e = \frac{Me}{We} \leq \sigma_{eem}$$

$$We = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$= \frac{Me}{\frac{\pi d^3}{32}} = Te_{em}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.Me}{\pi Te_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{32.2179,5}{\pi 26}} = 9,487 \text{ mm}$$

d = 20 mm seçildi.

SONUÇ

Yaptığımız çalışmada sikloid eğri ailesini tanıtmaya çalıştık. Sikloid eğrilere Cyclo mekanizmasının araştırılması amacıyla başladık. Sonuç olarak Cyclo mekanizmasında kullanılan sikloid türleri artaya konulmuştur. Araştırmanın bu kısmı Cyclo mekanizmasının kinematik ilişkisinin temelini oluşturmaktadır. Ayrıca kullanılan eğrinin geometrisi de kendiliğinden ortaya çıkmıştır. Calışmanın son bölümünde Cyclo mekanizmasının projelendiğinden ortaya çıkmıştır.

Burada Sikloid eğrilerinin denklemleri parametrik olarak verilmiştir. Bunun yanında kutupsal koordinatlar veya kompleks sayılar ile bu denklemler ortaya konulabilir. Ayrıca mekanizmalarda oluşan äquidistant eğrileri daha ayrıntılı olarak incelemeye alınabilir. Bunlar araştırmanın devamı ve tamamlayıcı boyutlarıdır.

KAYNAKLAR

1 - LEHMANN, M — Die Beschreibung der Zykloiden, ihrer Äquidistanten und Hüllkurven, Technische Universitât München, 1981.

2 - LEHMANN, M — Berechnung der Krâfte im Trochoiden Getriebe, Antriebstecnik 18, 1979, H, 12, S.613 - 616.

3 - LEHMANN, M — Sonderformen der Zykloiden Verzahnung, Konstruktion 31, 1979, H.11. S.429 - 433.

4 - NEUMANN, R — Technische Anwendungen des Umlaufrâder - prinzips - Maschinenbau technik 25, 1976 S.50-57

5 - FİRMA KATALOGLARI — Cyclo - Getriebebau, Lorenz Braren Gmb H Markt Indersdorf, D - 806 2.

6 LEHMANN, M — "Berechnung und Messung der Krâfte in einem Zykloiden - Kuvvenscheiben - Getriebe" Technischen Universitât München 1976.