

16 KAYIŞ KASNAK ZİNÇİR MEKANİZMALARI

16.1 GİRİŞ

Şaftlar arasındaki güç aktarımı çeşitli yöntemler kullanılarak gerçekleştirilir. Dişlilerin dışında kayışlar ve zincirler hareket ve moment iletiminde en fazla kullanılan esnek makine elemanlarıdır. Bu elemanlar mühendislere hareket ettiren ve hareket ettirilen makinaların şaftları arasına izafi olarak büyük mesafelerin konmasında kolaylık sağlar.

Kayışlar genelde daha az gürültülü makine elemanlarından olup şekil 16.5 de görülen zaman ayar kayışları biraz daha gürültüdüdür ve bu kayışlar ile kasnaklar arasındaki kayma engellenmiştir. Hareket ettiren ve ettirilen kasnaklar arasına yerleştirilmiş olan gerdirme kasnağı hareket ettirilen kasnağa doğru itilerek kayış kolayca yerinden çıkarılıp değiştirilebilir veya temizlenip tekrar yerine takılabilir. Bu durum, hem hareket iletim mekanizmasının fiyatını, ağırlığını azaltırken hem de gereksinim duyulabilecek kavrama kullanımını ortadan kaldırır. Kayışların bu tip esnekliklerinin olması güç iletimi sırasında mekanik ve şok titreşimlerin etkisini önemli derecede azaltarak iletir.

Güç iletiminde kullanılan zincirlerin tasarım karakteristikleri henüz bilim adamları tarafından tam olarak ortaya konulamamıştır. Zincirle hareket iletiminin gerçekleştirildiği iki ya da daha fazla zincir dişlileri mutlaka aynı düzlemde olmak zorundadır.

16.2 DÜZ KAYIŞLAR

Kayış kullanılarak şaftlar arasında güç iletimi başka bir deyişle kayış kullanılarak miller üzerine sabitleştirilmiş kasnaklar arasında güç iletimi demektir. Yıllar öncesinde geniş deri kayışlar kullanılarak bir motordan veya güç kaynağından alınan güç (hareket) bir ya da birden fazla mile iletilmekteydi. Günümüzde ise, genelde daha dar, hafif, düz ve dayanıklı kayışlar yüksek hızlarda güç (moment) iletiminde kullanılmaktadır. Kayışlar esnek olmaları nedeniyle güç iletimi sırasında oluşan titreşimlerin önemli bir miktarını sönmümlerler.

Düz kayışların iletebileceği moment bantlı frenlerde olduğu gibi (şekil 12.28 ve 12.29 ve denklem 34 ve 35) hesap edilir.

$$T = (P_1 - P_2)r \quad (16.1)$$

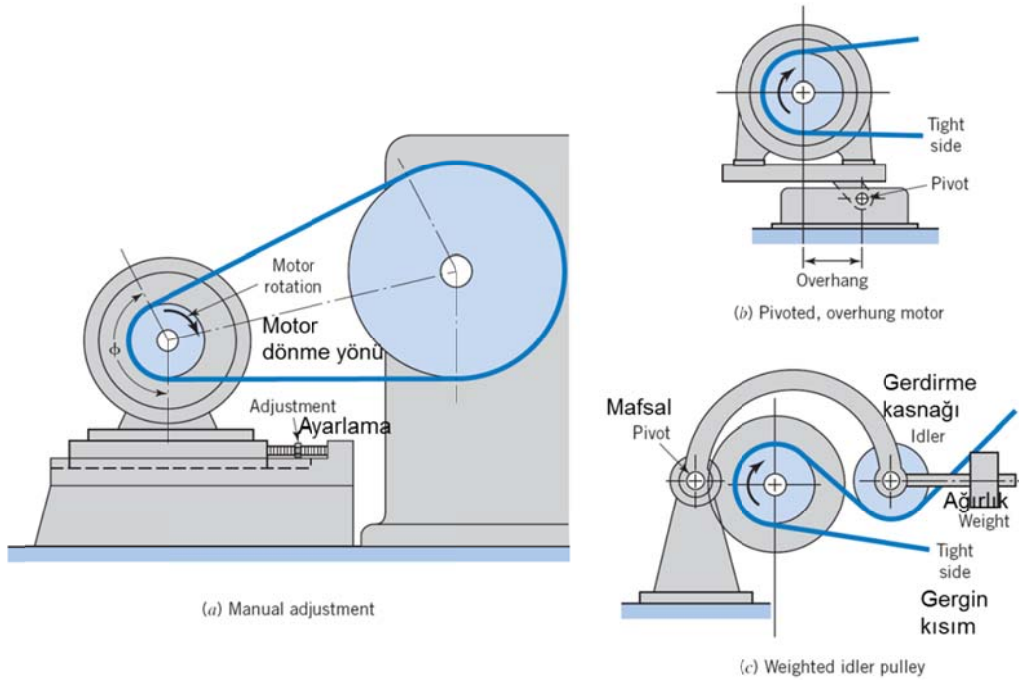
Ara işlemler bantlı frenler kısmından takip edilebilir.

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\phi} \quad (16.2)$$

Burada, P_1 sıkı taraftaki ve P_2 gevşek taraftaki kayış gerilmesi, μ sürtünme katsayısı ve ϕ kayışın kasnak üzerindeki toplam temas açısıdır. Denklem 16.1 ve 16.2 den P_1 ve P_2 değerleri T , μ ve ϕ değişkenlerinin kombinasyonu olarak bulunur. Gerekli kayış gerilmesi P_i , kayışın elastik özelliklerine bağlı olup, genelde aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_i = (P_1 + P_2)/2 \quad (16.3)$$

Kayışın kapasitesi, kayış kasnak sistemindeki en küçük kasnak üzerindeki temas acısı ile belirlenir. Bu özellikle kasnağın hareket ettiren kasnak olması durumunda daha da önemli olup, değişik büyüklükteki kasnaklar bir birlerine yakın olarak yerleştirilirler. Pratik olarak en önemli konu kayışın gerilmesi olup, kayış gerginliği zamanla kontrol edilerek ayarlanmalıdır. Şüphesiz başlangıçta kayış biraz fazla gerdirilerek zaman içindeki gevşeklik sorunu ortadan kaldırılabılır fakat fazla kayış gerginliği hem kayışın hem de yatakların ömrünü azaltabilir. Bunları önlemek için şekil 16.1 de görülen tasarım metoduyla kayıştaki zaman içindeki gevşemeler otomatik olarak kontrol altına alınabilir.



Şekil 16.1 Değişik Kayış Gerdirme Metotları

Kayış ile kasnak arasındaki sürtünme katsayısı hava koşullarının etkisi ve sürekli kayma sonucunda değişir. Moment iletimi sırasında kayışla kasnak arasında oluşan normal kaymalara ilaveten, kayışta gerilmeler ve büzülmeler de oluşur. Bu gerilme ve büzülmeler sırasında kayış ile kasnak arasında toplam ϕ acısı kadar kontak yüzeyi mevcut olup, aynı anda kayışa uygulanan kuvvetler P_1 ve P_2 değerleri arasında da değişimler olur. Deri kayış ile dökme demir den imal edilen kasnak arasındaki sürtünme katsayısı genelde 0.3 olarak alınırken, lastik kayış ile dökme demirden imal edilen kasnak arasındaki sürtünme katsayısı 0.25 olarak alınır. Yukarıda verilen genel anlamda ve normal çalışma şartlarındaki sürtünme değerleri olup, bu değerler kayışa uygulanan gerilme ile değişir. Farklı plastikler genelde biraz daha fazla sürtünme katsayısına sahip olmakla birlikte genelde sürtünme katsayılarının imalatçının kataloğundan alınması daha uygundur.

Kayışın taşıyabileceği en büyük P_1 gerilmesi, kayış malzemesinin çekme gerilmesine ve kesit alanına bağlıdır. Kayışlar hareket iletimi sırasında attığı bir turluk dönme esnasında çok karmaşık yorulma yüklemesiyle karşılaşılır. Kayış üzerinde P_1 ve P_2 kuvvetleri nedeniyle

oluşan gerilme kuvvetlerine ilaveten, kayışın kasnağa değdiği noktalarda birde eğilme gerilmesine maruz kalır. Eğilme gerilmesindeki en yüksek değışme en küçük kasnakta oluşacağından, her kayış tipi ve malzemesi için en küçük kasnak çapı belirlenmiştir. Deri kayışlarda gerilen taraftaki çekme gerilmesi değeri (P_1/A) kadar olup, 250 psi ile 400 psi arasında değışmektedir.

Kayış kasnak sisteminin yeteri kadar yavaş hareket ettiğini kabul ederek, kayışın atalet kuvvetleri ihmal edilebilir. Kayışlar normalde güç transferi sırasında oldukça hızlı hareket ettiklerinden merkezkaç (santrifüj) kuvvetlerinin etkisi altında da kalırlar. Merkezkaç kuvveti sonucunda kayışta P_c kuvveti oluşsun. Oluşan P_c kuvveti şöyle ifade edilir.

$$P_c = m'V^2 = m'r^2\omega^2 \quad (16.4)$$

Burada;

m' = Kayışın birim uzunluğunun kütlesi

V = Kayışın çizgisel hızı

r = Kasmak yarıçapı

P_c kuvveti mutlaka denklem 16.1 ve 16.2 ye ilave edilmesi gerekir. Buna göre denklem 16.2 aşağıdaki gibi ifade edilir. Tahmin edileceği gibi, merkezkaç kuvveti kayışın kasnağı sarma acısını ϕ azaltır.

$$\frac{P_1 - P_c}{P_2 - P_c} = e^{\mu\phi} \quad (16.5)$$

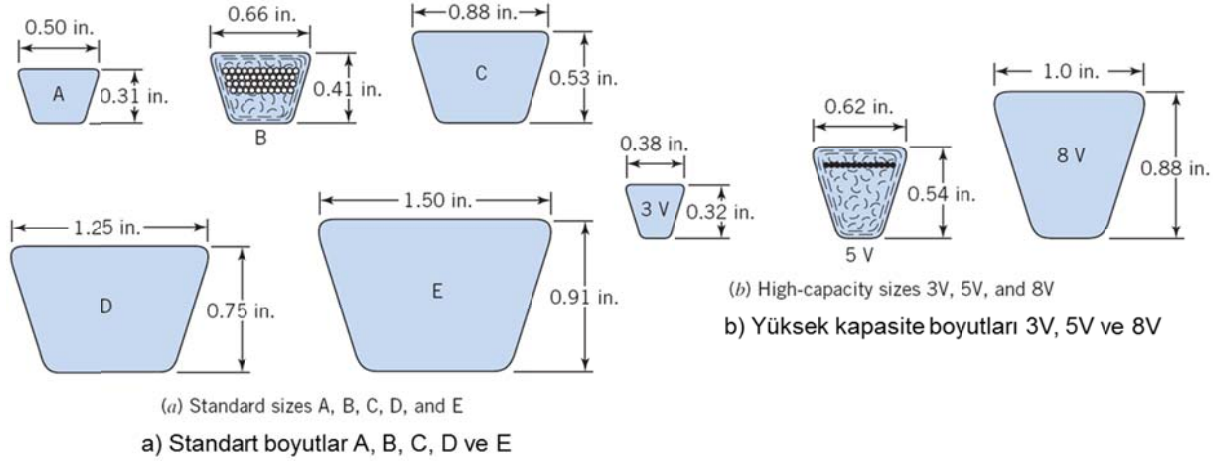
Merkezkaç kuvveti değil ama sürtünme ile sınırlı olan moment iletimi sabit olmalı ve bununla birlikte güç iletimi kayış hızıyla doğru orantılı olmalıdır. Kayış kasnak sisteminde öyle bir bir kayış hızı vardır ki, bu hızda maksimum güç transferi sağlanır. Deri kayışlar için bu hız 30 m/s civarında olup, 20 m/s hız normal çalışma koşulları (gürültü, ömür ve diğerler dahil) olarak kabul edilir.

Kayış kasnak tasarımında genel deneyimler kasnak ve kayış seçimleri için çok önemli olup, çalışma koşullarının (hareket ettiren shaft, başlangıçtaki fazla yük, kasnak çapı) ve çevre koşulları (kirlilik, yağlılık, rutubet gibi koşullar) etkisinin de incelenmesi gerekir.

16.3 V-KAYIŞLAR

V- kayışlar genelde elektrik motorlarında fanların, kompresörlerin, çiftlikte kullanılan makinelerinin, endüstride kullanılan makinelerin ve daha birçok makinenin hareket ettirilmesinde kullanılır. Bununla birlikte motorlarda yardımcı elemanların ya da aksesuarların (su pompası, alternatör, kılma, soğutma fanı gibi) hareket ettirilmesinde kullanılır. Kayışlar Şekil 16.2 de görüldüğü gibi standart kesitlerde ve standart boylarda imal edilirler. V-şeklinde kanal açılmış kasnaklara “*V-Kasnağı*” (*sheaves*) denir ve genelde dökme demir, dövme çelik

ve basınçlı dökülmüş malzemelerden imal edilirler. V- kayışları genelde kısa mesafelerde hareket ve güç iletmek için kullanılırlar. V-kayışları için başlangıçta gerilme ayarı yapıldıktan sonra, içinde bulunan gerilme kordonları nedeni ile sürekli gerilme ayarı yapmaya gerek yoktur.



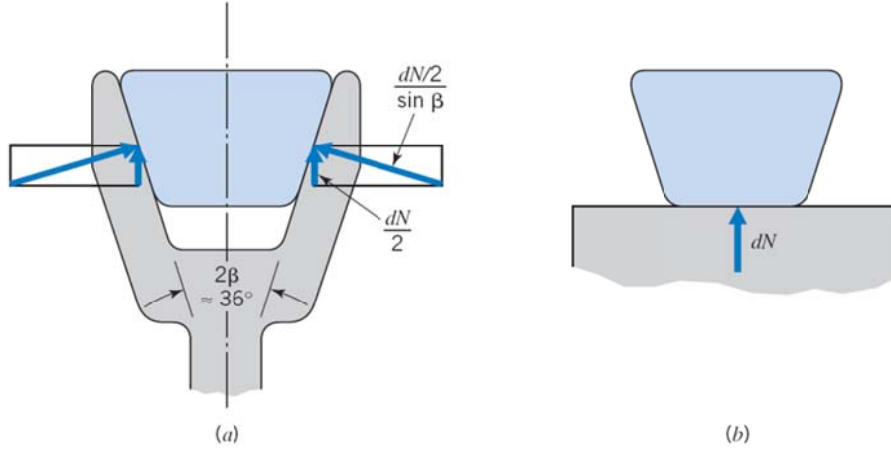
Şekil 16.2 V- Kayışlarının Standart Kesit Alanları. (Kayışların içinde arası lastikle doldurulmuş kumaştan gerilme kortları vardır ve kayış koruyucu ile kaplanmıştır).

Tek V- kayışının yeterli olmadığı durumlarda Şekil 16.3 de görüldüğü gibi birden fazla V- kayışı kullanılır. Bir kasnakta en fazla 12 taneye kadar V-kayışının kullanıldığı görülmüştür. Burada en önemli konu tüm kayışların aynı gerginliğe sahip olmaları ve birisinin değiştirilmesi durumunda tüm setin değiştirilmesi gerektiğinin bilinmesidir.



Şekil 16.3 Çok V-Kayışlı Kayış Kasnak Sistemi

Şekil 16.4a da V-kayışının kasnak yivinin kenarlarına, kayışın kasnak yivinin tabanına olan konumunu ve kayışa gelen kuvvetleri göstermektedir. Kayışın kenar hareketi (*edge action*), kayışın birim elemanına gelen kuvveti dN den $dN/\sin\beta$ değerine yükseltir (Şekil 16.4b). Bu değer yaklaşık olarak $3.24 dN$ civarlarındadır ($1/\sin\beta = 3.24$). Kayış kasnak sistemiyle iletilen tork, sürtünme kuvveti dolayısı ile normal kuvvet ile orantılıdır. Bu durum düz kayış için elde edilen denklemde (denklem 16.5) sürtünme katsayısı yerine $\mu/\sin\beta$ koyarak V-kayış için elde edilir.



Şekil 16.4 V-Kayışının V-Yivli kasnakta ve Düz Kasnaktaki Konumu

$$P \cos \frac{\phi}{2} - (P + dP) \cos \frac{\phi}{2} + \frac{2 \mu dN}{2 \sin \beta} = 0 \Rightarrow dP = \frac{\mu dN}{\sin \beta}$$

$$\text{Burada; } P \sin \frac{\phi}{2} + (P + dP) \sin \frac{\phi}{2} - \frac{2dN}{2} \Rightarrow dN = P d\phi$$

$$dP = \frac{\mu P d\phi}{\sin \beta} \Rightarrow \int_{P_2}^{P_1} \frac{dP}{P} = \frac{\mu}{\sin \beta} \int d\phi \Rightarrow \frac{P_1}{P_2} = e^{\mu \phi / \sin \beta}$$

$$\frac{P_1 - P_c}{P_2 - P_c} = e^{\mu \phi / \sin \beta} \quad (16.6)$$

V-kayışın güç (tork) iletme kapasitesi en küçük V-yivli kasnakta oluşan kaymaya bağlıdır. Bununla birlikte V-kayışı daha büyük çaplı düz kasnakla birlikte herhangi güç kaybına uğramaksızın Şekil 16.4b de olduğu gibi kullanılabilir.

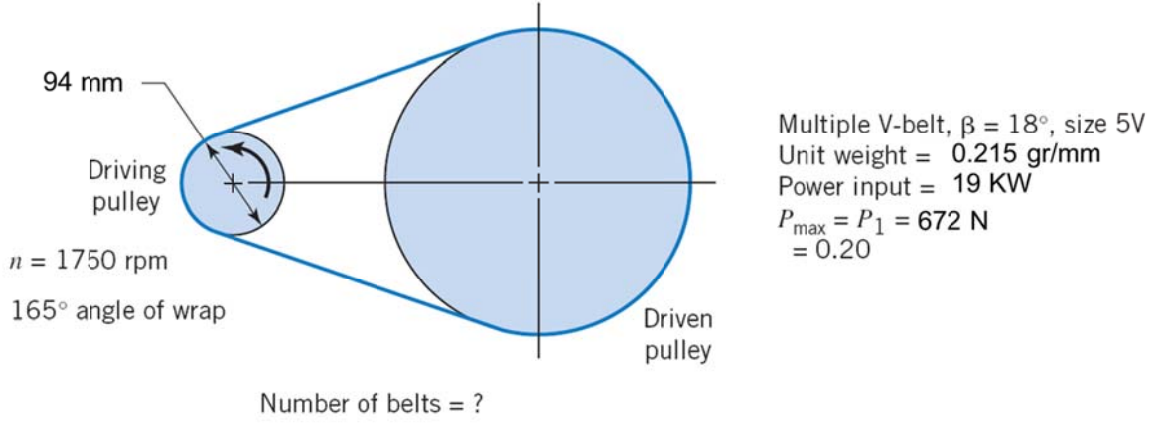
Çok değişik firmalar tarafından üretilen değişik markada V-kayışları mevcut olup, bu kayışlara ait olan gerilme ve sürtünme katsayıları deneylerden ya da imalatçı kataloglarından elde edilmelidir. Genelde kayışlar için önerilen hız 20 m/s (4000 ft/min) civarındadır.

V-kayışlarının ve düz kayışların ömrü sıcaklığın artmasıyla önemli oranda azalır. Kayışların ömürlerini artırmak için etraflarında hava akımı sağlamak iyi bir uygulamadır.

Problem:1 Elektrik motoru 19 KW lık bir makine parçasını 1750 rpm ile birden fazla V-kayışı kullanarak hareket ettiriyor. Boyutu 5V-kayışı $\beta = 18^\circ$ ve kayışın birim kütlesi 0.215 gr/mm dir. Motor kasnağının pitch çapı 94 mm ve kayışın kasnağı sardığı acı 165° dir. Kayıştaki gerilme yükünün en fazla 672 N ve sürtünme katsayısının 0.20 olduğu kabulü ile Kaç tane V-kayışının kullanılacağını hesap ediniz.

Verilenler: Güç = 19 KW , devir 1750 rpm , kayış tipi, $\beta = 18$, birim ağırlık = 0.215 gr/mm , Kasnak Çapı = 94 mm , $\phi = 165^\circ$, $P_{max} = 672 \text{ N}$ ve $\mu = 0.2$

İstenenler: V- kayış sayısı = ?



Çözüm:

$$\frac{P_1 - P_c}{P_2 - P_c} = e^{\mu\phi/\sin\beta} \quad \text{ve} \quad T = (P_1 - P_2)r$$

Burada P_c bilinmemektedir.

$$P_c = m'V^2 = m'\omega^2r^2$$

$$V = r\omega = \frac{94}{2(1000)} \frac{\pi 1750}{30} = 8.61 \text{ m/s}$$

$$P_c = m'V^2 = \left(0.215 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right)(8.61)^2 = 15.94 \text{ N}$$

$$\frac{672 - 15.94}{P_2 - 15.94} = e^{0.20 \left(\frac{165}{180}\pi\right)/\sin 18} \Rightarrow P_2 = 117.5 \text{ N}$$

Denklem 16.1 den

$$T = (P_1 - P_2)r = (672 - 117.5) \left(\frac{94}{2(1000)}\right) = 26.1 \text{ N.m}$$

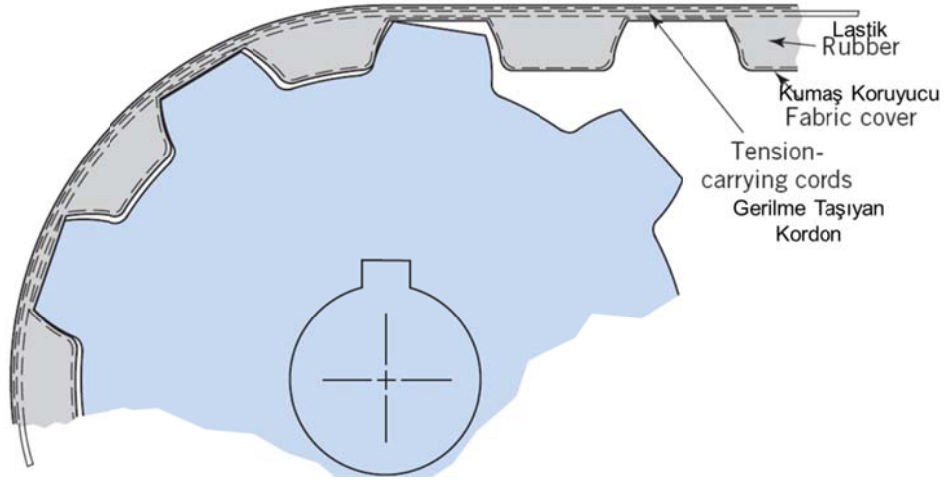
$$T = 9550 \frac{P}{n} \Rightarrow P = \frac{Tn}{9550} = \frac{(26.1)(1750)}{9550} = 4.78 \text{ KW/kayış}$$

$$\text{Kayış sayısı} = \frac{19}{4.78} = 3.97 \text{ kayış,} \quad \text{Kayış sayısı 4 alınır.}$$

16.4 DİŞLİ KAYIŞLAR

Şekil 16.5 de dişli ya da zaman ayar kayışı görülmektedir. Burada tork iletimi kayış ile kasnak arasındaki sürtünme ile değil dişler tarafından sağlanır ve hareket eden ve hareket ettiren kasnaklar izafi olarak sürekli aynı konumdadırlar. Bu tip kayışlar motorlarda kam mili ile krank mili arasında kullanılmakta olup başka tip kayışların kullanılması olanaksızdır. Bu

kayışlarda diğer kayışlardaki kadar gerilmeye ihtiyaç olmadığından gerilme kordonunun taşıdığı gerilme en az düzeyde olur ve hem yatakların hem de kayışın ömrümü uzatır.

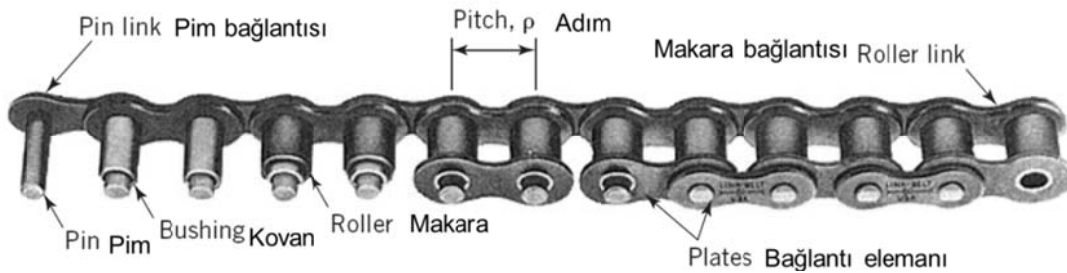


Şekil 16.5 Dişli ya da Zaman Ayar Kayışı

Dişli kayışlar genelde küçük çaplı kasnaklarda düşük sarma açıları ile kullanılırlar. En az 6 dişin kavraması durumunda ful kapasite ile tork iletimi sağlanır. Dişli kayışlar diğer tiplere oranla daha hafif olup 80 m/s ($16,000 \text{ ft/min}$) lık hızlara kadar kullanılabilirler. Temel dezavantajları, kayışın ve kasnağın diğer tiplere oranla daha pahalı olmalarıdır. Dişli kayışlar uzun bir servis ömrüne sahip olmakla birlikte, zincirler ve dişliler kadar uzun ömürlü değildir. Örneğin: motorda dişli kayışın standart ömrü 100,000 km civarında olup, zincirlerin ömrü motor ömrüyle aynıdır.

16.5 MAKARALI ZİNCİRLER

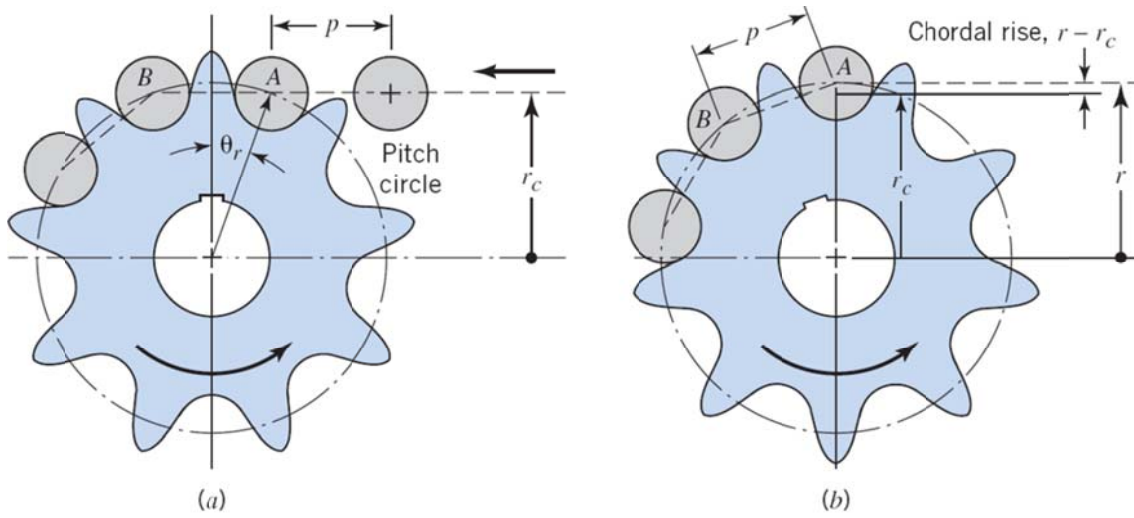
Birçok çeşit zincir mevcut olup en çok kullanılan tipi *makaralı zincirlerdir*. Birçok uygulamanın içinden en fazla uygulandığı alan bisikletlerdir. Şekil 16.6 değişken pim ve makara bağlantılı zincirin yapılışını göstermektedir. Makarayla taşınan güç dönme hareketi ile kovana, pime ve iki tane bağlantı elemanına iletilir. Zincirin hareketiyle bu güç iletimi zincir boyunca sağlanır. Sonuçta pim, kovana, ve bağlantı elemanları gücü zincirin gergin olan tarafından başarılı bir şekilde iletir. Zincirlerde hız 15 m/s (3000 ft/min) den daha fazladır. Merkezkaç kuvveti bağlantı elemanının gerilme kuvvetine ve pim ile kovana arasına yatak kuvveti hatırı sayılır bir yük ilave eder.



Şekil 16.6 Makaralı Zincirin Parçaları

Kuvvet iletimi boyunca birçok kritik potansiyel bölgeler oluşur. Zincir dişlisinin makarasının serbest olması nedeniyle, makara ile zincir dişlisi arasında ihmal edilecek kadar az bir kayma oluşur. Aşınmayı azaltmak için yağlama mutlaka makara ile kovan ve pim arasında ve de makara ile zincir dişlisi arasında yapılmalıdır. Aşınma, pim yüzeylerinin daha küçük olması nedeniyle pim yüzeylerinde daha kritiktir. Bağlantı elemanlarına gelen gerilme kuvveti sıfır ila maksimum arasında değiştiğinden pim ve pim delikleri gerilme yorulmasına maruz kalır.

Şekil 16.7 de görüldüğü gibi, özellikle yüksek hızlarda düzgün hareket iletimi sağlamak için *akort ayarlaması (chordal action)* yapılır. Şekil 16.7a da görüldüğü gibi standart harekette zincir pim merkezi, A , zincirin adım yarıçapıyla belli bir açıda θ_r kesiyor. Şekil 16.7b de ise zincir pim merkezi zincir dişli merkeziyle, A tam zincir dişlisinin merkezinde kesiyor. Bu iki tasarımdan pim merkezleri arasındaki fark aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 16.7 Makaralı Zincirlerde Akort Ayarlaması

$$\Delta r = r - r_c = r(1 - \cos\theta) = r \left[1 - \cos \left(\frac{180^\circ}{N_t} \right) \right] \quad (16.7)$$

Burada, N_t zincir dişlideki diş sayısıdır. Zincirin yükselmesi ve alçalmasıyla r_c ve r meydana gelen değişmelerin etkisiyle akort hareketi hız oranındaki düzgünlüğü bozar. Fakat iyi tasarlanmış zincir sisteminde, zincirin elastikliği birçok küçük hız değişimlerini yutar.

Makaralı zincirler çok çok az kırılırlar fakat pim ile kovan arasındaki aşınma nedeniyle belli sürelerde değiştirilmeleri uygundur. Bu aşınma durumu iki makara arasındaki mesafeyi (adımı) artırır. Aşınma sonucu oluşan adım büyümesi, zincir dişlisinin ayarlanması ile yada gerdirme dişlisinin ayarlanması ile ortadan kaldırılabilir. Zincirin aşınmasıyla adımın %3 den fazla değişmesi durumunda makaralı zincir mutlaka değiştirilmelidir. Genelde makaralı zincirlerin ömrü 15,000 saat civarındadır.

Düşük devirlerde gerekli gerilme kuvveti sonucunda oluşan aşınmalar 15,000 saatlik çalışma süresinde bağlantılarda arızalanmalara sebep olabilir. Çok yüksek hızlarda ise, merkezkaç kuvvet ve şok yüklemeler çok fazla olacağından yeteri kadar güç iletimi sağlanamaz.

American Society of Mechanical Engineering 2000 yılında yayınladığı ASME B29.100-2000 standart ile zincir ve zincir dişlilerinin boyutlarını ve standart yük parametrelerini vermiştir. Bu zincirler ve dişliler değişik imalatçılar tarafından imal edilmiş olsalar bile farklı imalatçıların zincir parçaları zincir üretiminde karışık olarak kullanılabilirler. Tüm zincir imalatçıları kataloglarında tablo halinde zincirlerin değişik hızlardaki kapasitelerini ve küçük zincir dişlisinin diş sayısını vermektedirler. Bu değerler aşınma ve yorulma arızalarını içermekle birlikte, giriş gücünün (elektrik motordan yada başka sistemden) düzgün olduğunu kabul ederek derlenmiştir. En kötü şartlar için nominal yük belli bir çarpanla çarpılarak zincirin kapasitesi hesaplanır. Bu çarpan genelde yüksek şok altında olan giriş ve çıkış şaftları için 1.7 ye kadar artırılabilir. Eğer Şekil 16.8 da görüldüğü gibi birden fazla zincir kullanılırsa, tek zincir değeri iki zincir için 1.7 ile, üç zincir için 2.5 ve dört zincir için 3.3 ile çarpılır.

Küçük zincir dişlilerinde diş sayısı 17 ila 25 arasındadır. Düşük hızlar için daha az diş sayısı seçilebilirken yüksek hızlarda daha yüksek diş sayısı seçilebilir. En büyük zincir dişlisindeki diş sayısı 120 ile sınırlıdır.



Şekil 16.8 Birden Çok Makaralı Zincir

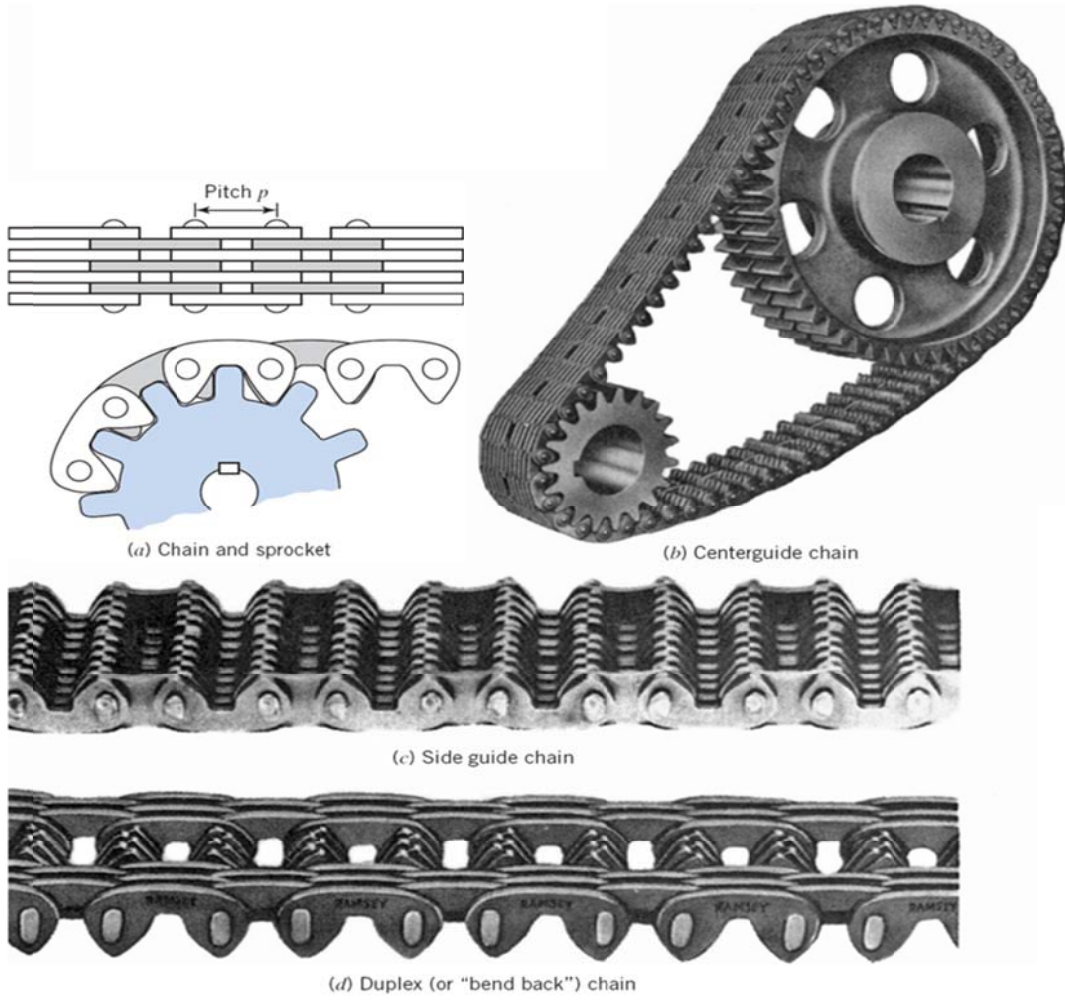
19.6 TERS DİŞLİ ZİNÇİR

Şekil 19.9 da ters dişli zincir görülmektedir. Bu zincir aynı zamanda *sessiz zincir* olarak adlandırılır. Bağlantılar *dişler* genelde düzgün kenarlıdır. Zincir dişlisinde düzgün kenarlı olup bu zincir dişlisindeki diş sayısının artmasını sağlar. Zincirdeki aşınmayı azaltmak için en kritik kısım pim bağlantılarıdır.

Burada amaç zincirin zincir dişlisinden kaymasını önlemektir. Şekil 16.9b de zincirin ortasındaki yönlendirici, dişlinin ortasındaki kanal ile ilişkilendirilerek kayma önlenmiştir. Şekil 16.9c de dişlinin kenarındaki bağlantılar dişlinin kenarına geçerek referans olarak kaymayı önlerler. Şekil 16.9d de ise ikili (iki katlı) zincir, zincir dişli vasıtasıyla her iki taraftan hareketlendirilerek yapılır.

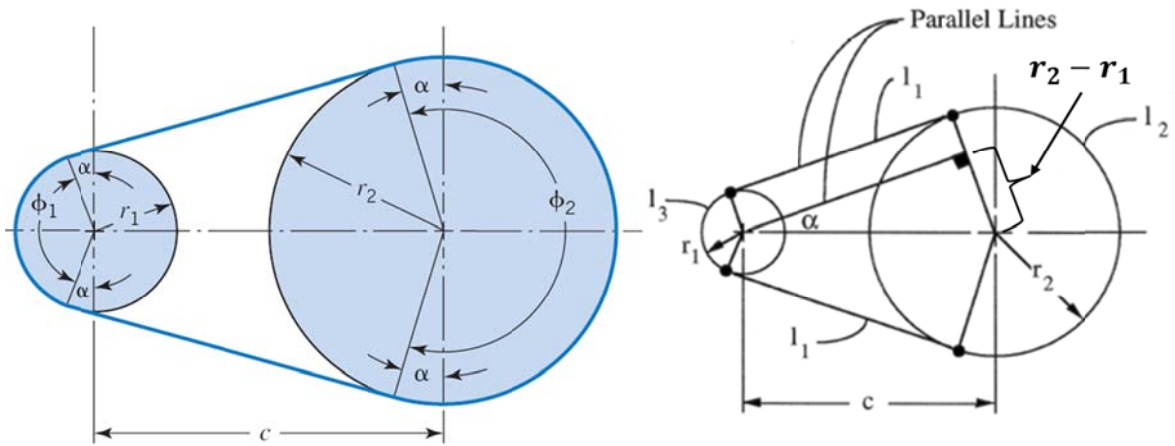
Ters dişli zincirlerin standartları (ANSI/ASME B29.2M-1982) de verilmiştir. Daha önceki zincir dişliler için kurallar burada da geçerlidir. Standart adım 3/8 ila 2 inch arasında

değişmektedir. Ters dişli zincirler makaralı zincirlere oranla daha sessiz çalıştığından daha yüksek hızlarda kullanılabilirler.



Şekil 16.9 Ters Dişli Zincir

Problem 2: Aşağıdaki şekilden kayış boyunu (L) c, r_1, r_2 ve α ya bağlı olarak elde ediniz.



İstenen: $L = ?$

Çözüm: Yerçekimi kayışın şekline etki etmiyor ve kayış yeteri kadar gergin ve gevşeklik yok.

$$L = 2l_1 + l_2 + l_3$$

$$l_1 = c \cos \alpha$$

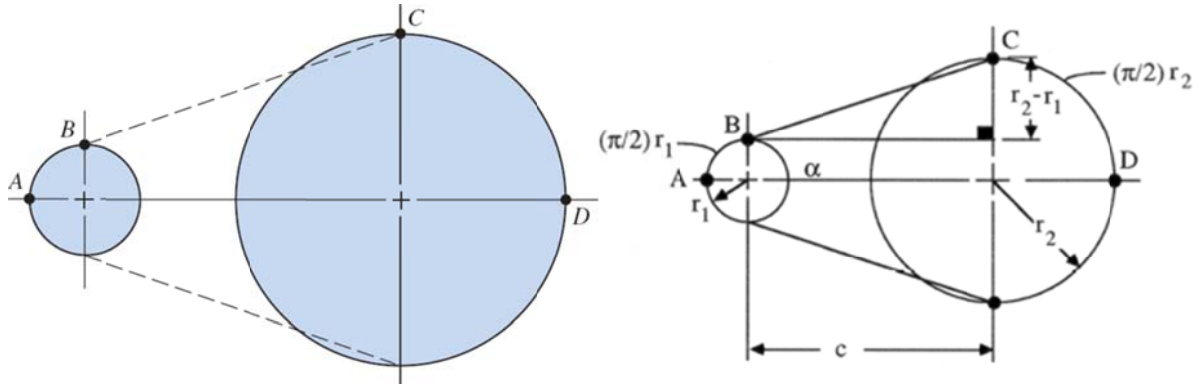
$$l_2 = 2\pi r_2 \left(\frac{180 + 2\alpha}{360} \right)$$

$$l_3 = 2\pi r_1 \left(\frac{180 - 2\alpha}{360} \right)$$

$$L = 2c \cos \alpha + 2\pi r_2 \left(\frac{180 + 2\alpha}{360} \right) + 2\pi r_1 \left(\frac{180 - 2\alpha}{360} \right)$$

$$L = 2c \cos \alpha + \frac{\pi}{90} [r_2(90 + \alpha) + r_1(90 - \alpha)]$$

Burada c (merkez uzaklığı) değerini hesaplayalım;



$$\frac{L}{2} = AB + BC + CD$$

$$AB = \frac{1}{2}\pi r_1; \quad BC = \sqrt{c^2 + (r_2 - r_1)^2}; \quad CD = \frac{1}{2}\pi r_2$$

$$\frac{L}{2} = \frac{1}{2}\pi r_1 + \sqrt{c^2 + (r_2 - r_1)^2} + \frac{1}{2}\pi r_2$$

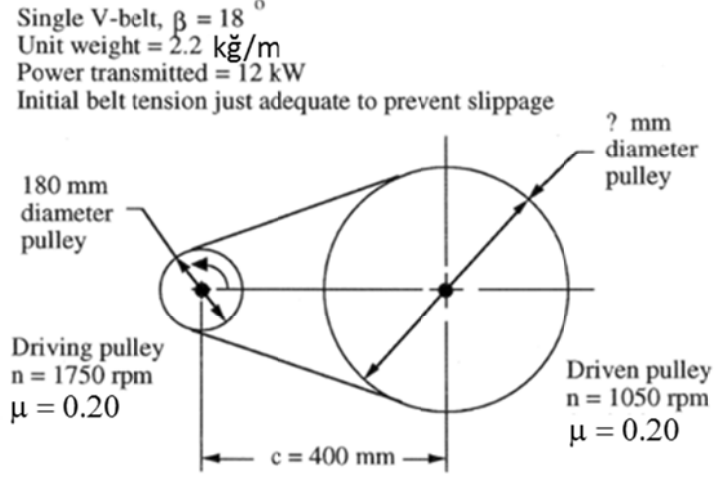
$$c^2 = \frac{1}{4} [L^2 - 2L\pi(r_1 + r_2) + \pi^2(r_1 + r_2)^2] - (r_2 - r_1)^2$$

$$c^2 = \frac{1}{4} [L - \pi(r_1 + r_2)]^2 - (r_1 - r_2)^2$$

α açısının denklemini: Sarma açıları $\phi_1 = \pi - 2\alpha$ ve $\phi_2 = \pi + 2\alpha$. Yukarıdaki şekillerden,

$$\sin \alpha = \frac{r_2 - r_1}{c} \quad \Rightarrow \quad \alpha = \sin^{-1} \left(\frac{r_2 - r_1}{c} \right)$$

Problem 3: Tek V-kayış $\beta=18^\circ$ ve birim ağırlığı 2.2 N/m dir. Bu kayış 12 kW gücü 1750 dev/d ile iletmektedir. Hareket ettiren kasnak çapı 180 mm ve hareket ettirilen milin 1050 dev/d olup kasnakların merkezleri arasında 400 mm lik mesafe mevcuttur. a) sürtünme katsayısı 0.20 ve kayma olmadığı durumda P_1 ve P_2 kuvvetlerini bulunuz. b) Kayıştan kasnaklara gelen radyal ve tork kuvvetlerini bulunuz. c) Hareketsiz durumda kayış gerilmesini bulunuz. d) Kayış normal hızda dönerken ve 6 kW güç iletirken P_1 ve P_2 kuvvetlerini bulunuz.



Verilenler: $\beta=18^\circ$, birim ağırlığı 2.2 kğ/m, güç=12 kW, 1750 rpm, kasnak çapı = 180 mm, döndürülen kasnak devir sayısı = 1050 rpm, $c = 400$ mm ve $\mu = 0.20$

İstenenler: a) P_1 ve $P_2 = ?$, b) Kasnak şaftlarındaki kuvvet = ?, Kayış gerginliği = ? ve 6 kW güç iletiminin oluşturduğu P_1 ve $P_2 = ?$

Çözüm: a)

$$\text{Büyük kasnak çapı} = 180 \frac{1750}{1050} = \mathbf{300 \text{ mm}}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{r_2 - r_1}{c} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{150 - 90}{400} \right) = \mathbf{8.63^\circ}$$

$$P_c = m' \omega^2 r^2 = \left(\frac{2.2}{9.81} \right) \left(\frac{2 \pi 1750}{60} \right)^2 (0.09)^2 = \mathbf{61 \text{ N}}$$

$$\phi = \pi \left(\frac{180 - 2(8.63)}{180} \right) = \mathbf{2.84 \text{ rad}}$$

$$\frac{P_1 - P_c}{P_2 - P_c} = e^{\mu \phi / \sin \beta} = \frac{P_1 - 61}{P_2 - 61} = e^{0.2(2.84) / \sin 18^\circ} = \mathbf{6.285} \quad (1)$$

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{12}{1750} = \mathbf{65.48 \text{ Nm}}$$

$$T = (P_1 - P_2)r \Rightarrow 65.48 = (P_1 - P_2)0.090 \Rightarrow (P_1 - P_2) = \mathbf{727.54 \text{ N}} \quad (2)$$

Yukarıda elde edilen denklem 1 ve 2 den;

$$P_1 = 926 \text{ N} \quad \text{ve} \quad P_2 = 199 \text{ N}$$

b) Hareket ettiren şafttaki tork

$$T = (P_1 - P_2)r = (926 - 199)0.090 = 65.5 \text{ Nm}$$

$$\text{Hareket ettirilen şafttaki tork} = (926 - 199)0.150 = 109.2 \text{ Nm}$$

$$\text{Radyal Yük} = \sqrt{(P_1 + P_2 \cos 2\alpha)^2 + (P_2 \sin 2\alpha)^2}$$

$$\text{Radyal Yük} = \sqrt{(926 + 199 \cos 17.26)^2 + (199 \sin 17.26)^2} = 1117.6 \text{ N}$$

$$\text{Herbir şafta uygulanan radyal yük} = 1118 \text{ N}$$

$$P_1 + P_2 = 1125 \text{ N} \text{ olarak kabul edelim.}$$

c) Başlangıçtaki kayış gerginliği

$$P = \frac{1125}{2} = 562.5 \text{ N}$$

d) Gücün 6 kW olması durumunda P_1 ve P_2 yükleri

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{6}{1750} = 32.74 \text{ Nm}$$

$$T = (P_1 - P_2)r \Rightarrow 32.74 = (P_1 - P_2)0.090 \Rightarrow (P_1 - P_2) = 363.78 \text{ N} \quad (3)$$

Denklem 1 ve 3 den

$$P_1 = 493.2 \text{ N} \quad \text{ve} \quad P_2 = 129.4 \text{ N}$$