2010 Nisan

www.guven-kutay.ch

ELASTİK YAYLAR

10

Özet

M. Güven KUTAY

I N H A L T S V E R Z E I C H N I S

0 Genel 5
0.1 Yay karakteristiği 6
0.2 Yaylanma işi 7
0.3 Yayların tertiplenmesi 8
0.4 Yay malzemeleri 9
1 Yaprak yaylar 12
1.1 Yaprak yayların hesaplanması 12
1.2 Yaprak yaylar için hesaplama örneği 14
2 Kangal yaylar 15
2.1 Kangal yayların hesabı 16
2.1.1 Tel çapının hesabı 16
2.1.2 Ortalama çapın "D_{Or}" hesabı 17
2.1.3 Kangalın iç çapı 17
2.1.4 Kangalın dış çapı 18
2.1.5 Dönme açısı "α" 18
2.1.6 Sarım sayısı 19
2.1.7 Yayın imalattaki boyu 20
2.1.8 Eğilme gerilimi "σ_e" 20
2.1.9 Kıvrım katsayısı "q" 21
2.1.10 Emniyetli mukavemet 22
2.1.11 Kuvvet 23
2.1.12 Eğilme momenti 23
2.2 Kangal yaylar için hesaplama örneği 23
3 Spiral yaylar 25
3.1 Hesaplar 25
3.1.1 Eğilme momenti 25
3.1.2 Eğilme gerilimi 25
3.1.3 Yayın tel boyu 26
3.1.4 Yarı çaplar " r_d ve r_i " 26
3.1.5 Dönme açısı " α " 27
3.1.6 Yaylanma işi " W " 27
3.2 Spiral yaylar için hesaplama örneği 27
4 Disk yaylar 29
4.1 Disk yayların grupları 30
4.2 Konstrüktif bilgiler 30
4.3 Disk yayların standart gösterilişi 30
4.4 Disk yayların tertiplenmesi 31
4.5 Disk yayların hesabı 32
4.5.1 Disk yayın seçimi 32
4.5.2 Disk yayın kontrolü 32
4.5.2.1 Almen ve Làszlò ya göre kuvvet 32
4.5.2.2 Yay karakteristiği (rijitliği) "R" 34
4.5.2.3 Gerilimler 34
4.5.2.4 Yaylanma işi "W" 35
4.5.2.5 Sürtünme etkisi 36
4.6 Disk yay malzemesi 37

4.6.1 Standart disk yay malzemeleri 37
4.6.2 Korozyona dayanıklı malzemeler 37
4.6.3 Düşük ısıya (−°C) dayanıklı malzemeler 37
4.6.4 Yüksek ısıya dayanıklı malzemeler 37
4.6.5 Anti manyetik ve korozyona dayanıklı malzemeler 38
4.6.6 Aşırı ısıya dayanıklı malzemeler 38
4.7 Disk yaylar için hsaplama örnekleri 43
4.7.1 Örnek 1, Vinçte yük kaldırma sınırlama mekanizması 43
4.7.2 Örnek 2, Preste yuvarlak sac kesme mekanizması 44
4.7.3 Örnek 3, Sönümleme elemanı 47
5 Çubuk yaylar (Torsiyon) 50
5.1 Çubuk yayların konstrüksiyonu 51
5.2 Çubuk yayların hesabı 52
5.3 Çubuk yaylar için hesaplama örneği 55
6 Helis yaylar 56
6.1 Konstrüksiyon ölçüleri 58
6.1.1 Yay telinin çapının seçimi; 58
6.1.2 Yay boyu 59
6.1.3 Yaylanan sarım sayısı "i_y" 60
6.1.4 Toplam sarım aralığı "s_a" 61
6.1.5 En küçük gerekli yay boyu "s_a" 61
6.1.6 Yaylanma boyu "s" 61
6.1.7 Yaylanma kuvveti "F" 62
6.1.8 Yayın karakteristiği "R" 62
6.1.9 Yaylanma işi "W" 63
6.1.10 En düşük özgül frekans "ω_e " 63
6.1.11 Burkulma emniyeti 64
6.2 Basmaya çalışan helis yaylar için hesaplama örneği 67
6.3 Çekmeye çalışan helis yaylar için hesaplama örneği 71
7 Çeşitli helisel yaylar 73
7.1 Yay tel kesiti yuvarlak, konik sarımlı helis yaylar 73
7.1.1 Yay teli çapının seçimi 73
7.1.2 Maksimum ortalama sarım çapının seçimi 73
7.1.3 Yaylanma boyu " s " 73
7.1.4 Yaylanma kuvveti " F " 74
7.1.5 Konik sarımlı yuvarlak kesitli yaylarda gerilme " τ_i " 74
7.1.6 Kıvrım faktörü " k_k " 74
7.2 Tel kesiti dikdörtgen yaylar 75
7.3 Tel kesiti dikdörtgen silindirik sarımlı yaylar 75
7.4 Tel kesiti dikdörtgen konik sarımlı yaylar 76
8 Kauçuk yaylar 78
8.1 Diskli kauçuk yay 78
8.2 Borulu kauçuk yay 78
8.3 Borulu kauçuk yay 78
8.4 Diskli kauçuk yay 79
8.5 Diskli kauçuk yay 79
9 Konu İndeksi 80
10 Kaynaklar 81

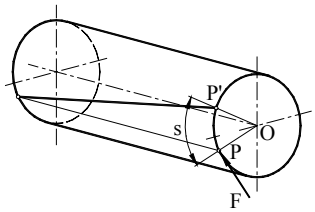
0 Genel

Bütün makina veya konstrüksiyon elemanları ***"yaylanır"***. Yaylanma bir elemanın zorlanması halinde ***elastik*** şekil değiştirmesidir. Bu tanımlamaya göre bütün cisimlerde yaylanma özelliği bulunur. Cisimler dış kuvvetlerin etkisiyle elastik şekil değiştirirler ve bu kuvvetin kalmasıyla bu kuvveti küçük bir kayıpla geri verip eski hallerine dönüşürler. Herhangi bir eleman bu özelliklerinden faydalanılarak kullanılırsa ***"Elastik Yay"*** diye adlandırılır. Elastik yay olarak kullanılacak malzeme gayeye uygun olarak şekli değiştirilir. Elastik yaylar çok yönlü şekilde ve bir çok yerde kullanılırlar. Elastik yaylar genelde geometrik şekillerine göre adlandırılmalarının yanı sıra zorlanmalarına görede gruplandırılırlar.

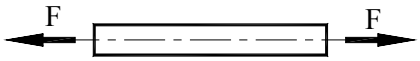
Yayların zorlanmalarına göre gruplanması şu şekildedir;

- Eğilme etkisindeki yaylar, Eğilme yayları; yaprak yaylar, kangal yaylar, spiral yay, disk yaylar.
- Torsiyona (burulma) etkisindeki yaylar, Torsiyon yayları; çubuk yaylar, helisel yaylar (basma veya çekme kuvvetini alan yaylar)
- Çekme veya basmaya zorlanan yaylar, Çeki-Bası yayları; çekme veya basma etkisindeki çubuk yaylar, bilezik yaylar.

Şekil 1, Eğilme yayı



Şekil 2, Torsiyon yayı



Şekil 3, Çeki-Bası yayı

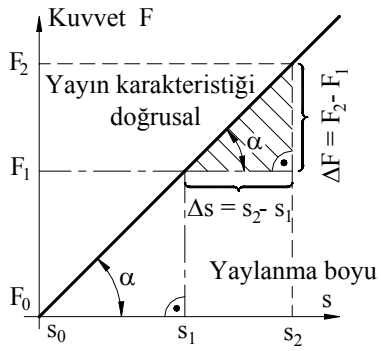
Özel olarakta kullanıldıkları branşa göre adlandırılırlar. Örneğin; Saat yayı gibi.

Yayların teknikte kullanılma şekillerinide şu şekilde sıralayabiliriz:

- Kuvvet veren yaylar; darbeli çekiç, basınçlı valflarda, kaygan veya emniyet kavramalarında, fren açma ve kapamasında, fren kuvveti elde etmede, kavrama kuvveti elde etmede, v.s. kullanılırlar.
- Kuvvet yayan yaylar; yataklama, düzlem veya bir hatta kuvveti eşit olarak yayma, olarak kullanılırlar.
- Darbe ve titreşim azaltan yaylar; vinç tamponları, demiryolu tamponları, vagon tamponları, araba makası, titreşimli eleklerde sönümleme aracı olarak kullanılırlar.
- Hareket yayları; motor fonksiyonu, oyuncaklarda, saatlerde zaman ölçmede, planörlerin atımında, havalı silahlarda, v.s. olarak kullanılırlar.

0.1 Yay karakteristiği

Yaylar bir kuvvet "F" ile zorlanır ve bu kuvvetin etkisiyle etkşlenen yer yay yolu "s" kadar kayar. Bu olay yaylanma olayıdır. Yay karakteristiği yayı etkileyen kuvvet ile yayın şekil değiştirmesi arasındaki bağıntıdır. Bu bağıntıyı Şekil 4 ile "***lineer karekteristik"*** olarak görebiliriz. Burada kurulan bütün bağıntılar, eşitlikler ve değerler ***sürtünme etkisi*** olmadan kabul edilmelidir. Şekil 4 ile gösterilen kuvvet-yol diyagramından şu bağıntıları yazabiliriz;



Şekil 4, Kuvvet-Yol diyagramı

$$\tan\alpha = \frac{F_1}{s_1} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1}$$

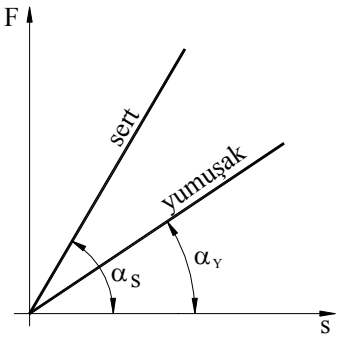
$$\boxed{R = \tan\alpha = \frac{dF}{ds}} \qquad F(1)$$

R	N/mm	Yay rijitliği veya yay sabitesi
F	N	Yay kuvveti
s	mm	Yaylanma yolu

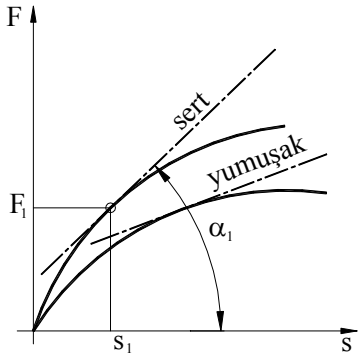
Şekil 4 ile gösterilen sabit orantı "R" harf, ile gösterilir ve ***"Yay rijitliği"*** veya ***"Yay sabitesi"*** diye adlandırılır. Bu orantı ***"Yay karakteristiği"*** dir.

Yay malzemesi Hook kanunları çerçevesinde çalışıyorsa yay karakteristiği lineer dir. Eğer yay karakteristiği lineer ise, yani doğru ise burada çalışma geometrik şekli içkendir. Dik üçken bağıntılarından bütün değerlerin bir birine oranı ve büyüklükleri kolaylıkla bulunur.

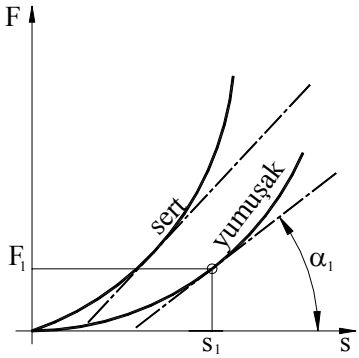
Doğrunun eğimi büyüdükçe yayın sertliğide büyür.



Şekil 5, Lineer karakteristik



Şekil 6, Alçalan karakteristik



Şekil 7, Yükselen karakteristik

Elastik yaylar yay karakteristiklerine göre değerlendirilirler. Yay karakteristiği ile yay kuvveti, yay yolu, moment durumu ve burulma (torsiyon) açısı arasındaki bağıntılar bulunur. Çeşitli yay karakteristiklerini Şekil 5 den Şekil 7 ye kadar görülmektedir. Diyagramlar sürtünme yokmuş gibi kabul edilerek yapılmışlardır.

Lineer karakteristikli yaylar; Çubuk yaylar, yaprak yaylar, kangal yaylar (spiral silindirik), disk yaylar, helisel yaylar.

Alçalan karakteristikli yaylar; Disk yaylar, çekiye çalışan lastik yaylar.

Yükselen karakteristikli yaylar; Belirli sayıda disk yaylar bataryası, özel yaprak yaylar, lastik yaylar.

Yay konstrüksiyonunda devamlı olarak yay karakteristiği kullanılacak yere uygun olan yayların seçilmesine uğraşılır. Genelde lineer karakteristikli yaylar seçilir. Böylece yay sabitesi sabit olduğundan konstrüksiyonda istenilen fonksiyon daha rahat elde edilir.

0.2 Yaylanma işi

Genel olarak "iş" in tarifini formül olarak gösterirsek, Yayın yaptığı iş:

$$\text{İş} = \text{Kuvvet} \cdot \text{Yol}$$

$$\boxed{W = \int F \cdot ds} \qquad F(2)$$

Buradanda ***eğilme etkisindeki yaylar*** için;

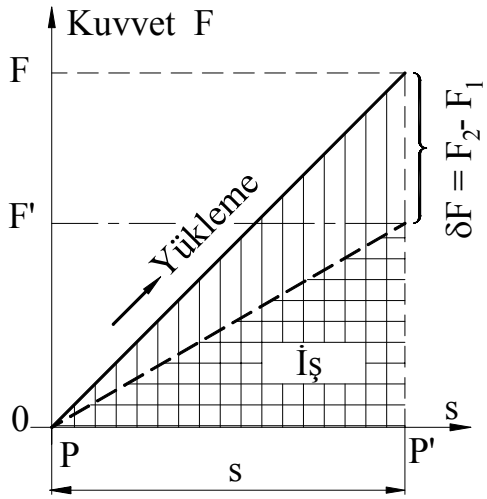
$$\boxed{W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot s} \qquad F(3)$$

Buradanda ***burulma etkisindeki yaylar*** için;

$$\boxed{W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot r \cdot \alpha^2} \qquad F(4)$$

Bulunur.

W	Nmm	İş
F	N	Yay kuvveti
s	mm	Yaylanma yolu



Şekil 8, Kuvvet-Yol diyagramı

Burada kuvvetin zorladığı "P" noktası "s" yolu kateder ve böylece yay bir iş yapmış olur.

Şekil 8 de verilen $\delta F = F_2 - F_1$ sürtünme kuvvetidir.

Eğilme etkisindeki yaylarda yaylanma işi;

$$W = \int F \cdot ds$$

Eğer burada lineer karakteristikli yaylar söz konusu ise yaylanma işi;

Kuvvet $\qquad F = \frac{F_1 - F_0}{2}$

olarak yazılır.

Böylece yaylanma işi; $\qquad W = \frac{F_1 - F_2}{2} \cdot s$

Yay sabitesi $\qquad R = \frac{F}{s} \qquad$ buradan kuvvet $\qquad F = R \cdot s$

$$\boxed{W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot s = \frac{1}{2} \cdot R \cdot s^2} \qquad F(5)$$

W	Nmm	Yaylanma işi
F	N	Yay kuvveti
s	mm	Yaylanma yolu
R	N/mm	Yay sabitesi

Burulma etkisindeki yaylarda yaylanma işi;

$$W = \int F \cdot ds$$

Yaylanma yolu $s = r \cdot \alpha$

Böylece yaylanma işi $W = \int F \cdot r \cdot \alpha \cdot d\alpha$

$$\boxed{W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot r \cdot \alpha^2 = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \alpha^2} \qquad F\ (6)$$

W	Nmm	Yaylanma işi
F	N	Yay kuvveti
r	mm	Kuvvet mesafesi
α	°	Yaylanma açısı
M_t	Nmm	Burulma (Torsiyon) momenti

0.3 Yayların tertiplenmesi

Konstrüksiyon yapılırken çoğu zaman ya aynı veya çeşitli raylarla tertipleme (kombinasyon) yapılması gerekir. Aşağıda üç ayrı tertipleme alternatifi gösterilmiştir. Yayların tertiplenmesinde şu durumların yerine getirilmesi şarttır:

Yayların etki eksenleri ya aynı doğruda olası veya bir düzlem oluşturması şarttır.
Paralel tertiplemede momentlerin eşitliği şartı oluşmalıdır.

Parallel tertipleme:

Kabuller: $F = F_1 + F_2$

$F = R_1 \cdot s_1 + R_2 \cdot s_2$

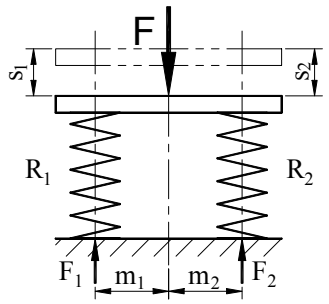
$F = R_{ges} \cdot s$

eğer: $s = s_1 = s_2$

$R_{ges} = R_1 + R_2$ ise

Şart olan:

$F \cdot m_2 - F_1 \cdot (m_1 + m_2) = 0$



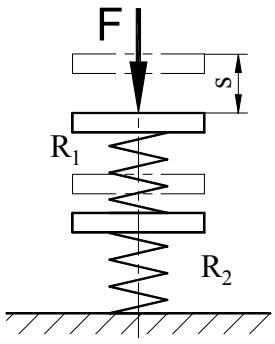
Şekil 9, Paralel tertipleme

Seri tertipleme:

Kabuller: $s = s_1 + s_2$

$$s = \frac{F}{R_1} + \frac{F}{R_2} = \frac{F}{R_{ges}}$$

böylece: $$\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$



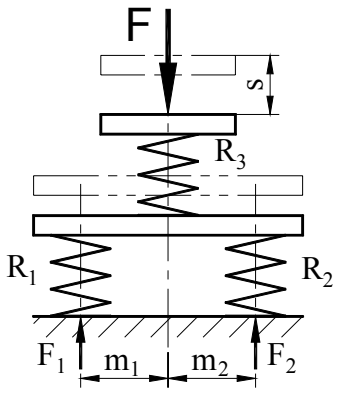
Şekil 10, Seri tertipleme

Karışık tertipleme:

Kabuller: $\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3}$

Şartlar :

- Kuvvet etki doğrultusu yay ekseninde veya hepsi bir düzlem içinde olmalıdır.
- Paralel tertiplemede şu koşul sağlanmış olmalıdır:
  $F\,m_2 - F_1(m_1 + m_2) = 0$



Şekil 11, Paralel tertipleme

0.4 Yay malzemeleri

Yay malzemeleri çok yüksek mukavemet değerleri olan malzemelerdir. Bu özelliklerinden ötürü çok küçük ölçülerle istenilen fonksiyonlarını yaparlar.

Yay malzemeleri genelde alaşımlı çeliklerdir. Örneğin; sertleştirilen çelikler, krom, silisyum, mangan, vanadiyum ve paslanmaz çelikler en çok kullanılan malzemelerdendir.

Demir olmayan metallerden; prinç, çeşitli bronzlar, v.s. kullanılır.

Hemen hemen bütün yaylar devamlı zorlanma etkisinde çalışacaklarından malzemeleri özel muameleye tutulmalıdır. Örneğin; Perdahlama, sertleştirilmiş yay malzemesinin yüzey karbonunun alınması, saçmalama, v.s. Bazı şüpheli hallerde her ne kadar mukavemet değerleri biliniyorsada örnek yay yapıp devamlı mukavemet deneyi yapmakta yarar vardır.

Yay malzemesinin sertliği eğilmeye çalışan yaylarda elastiklik modülü "E" ile, burulmaya çalışan yaylarda kayma modülü "G" ile orantılıdır.

Metallerin yanı sıra metal olmayan bir öok malzeme yay malzemesi olarak kullanılır. Bu malzemelerin başında tabii ve sentetik kauçuk (lastik) gelir. Lastik yaylar genelde basıya ve kaymaya çalışan yay olarak, sönümleme elemanı, titreşim azaltma elamanı, tampon elemanı, darbeleri azaltma elemanı, motor yataklama elemanı ve elasik kavrama olarak kullanılmalarıdır. Lastiğin istenilen sertlikte olması karıştırılan maddelerle ulaşılır.

Özel hallerde yay malzemesi olarak sıvı veya gazlarda kullanılır. Örneğin; Citroen otomobilinde hava yaylanması.

Aşağıdaki tablolarla yay malzemelerinin mekanik değerleri oldukça detaylı verilmiştir.

Özel olarak her yayın mukavemet değerleri çapları ve işlem görmelerine göre konu edilen kısımda tablolarla verilmiştir.

Tablo 1, Yay malzemelerinin mukavemet değerlerine genel bakış, N/mm^2 olarak (Özet)

Yay cinsi	Malzeme ve malzemenin muamelesi	E- Modulüü G- Modulü	Statik mukavemet değerleri	Dinamik mukavemet değerleri
• Yaprak yaylar	Yay çeliği, DIN 17221 Islah edilmiş 51 Si 7 60CrSi 7 50CrV 4 Çelik bandlar DIN 17 222 soğuk haddeli H+A 71 Si7 50CrV 4	E-Modulü 200‘000 E-Modulü 210‘000	R_m $R_{p0,2}$ 1320...1570 1130 1320...1570 1130 1370...1670 1180 1900...2400 1800 1700...2300 1600	$\sigma_{or} \pm \sigma_G$
	Hadde kabuklu			$\sigma_{eD} = 500 \pm 120...300$
	Hadde kabuğu alınmış			$\sigma_{eD} = 500 \pm 300$
	taşlanmış			$\sigma_{eD} = 500 \pm 400$
			$\sigma_{eEM} \approx 0{,}7 \cdot R_m$	$\sigma_{eEM} = \sigma_{or} + 0{,}75\ \sigma_G$
• Kangal yaylar	Çelik yay teli DIN 17223 Tel çeşitleri A, B, C, II DIN 17 224 paslanmaz XI2CrNil77 K+A	E- Modulü 210‘000 E- Modulü 194‘000	DIN 2076 göre d ye bağlı σ_{EM} Tabelalardan	σ_{hEM} , DIN 2088 den d = 4 mm kadar tabelalara bakın
• Spiral yaylar	Çelik bandlar DIN 17 222 C67, Ck67. 67SiG4, 50CrV 4	E- Modulü 210‘000	Band kalınlığı ≤1 mm $\sigma_{EM} \approx 1100$ N/mm^2 1... 3 mm ≈ 950 > 3 mm ≈ 800	İmalatcı verilerine göre
• Disk yaylar	DIN 17 221, 17 222 50CrV4, Ck67	E- Modulü 206‘000	s ≈ 0,75 h σ_{IEM} = 2000 ... 2400	Tabelalardan
• Çubuk torsiyon yaylar	Sıcak haddeli çelikler DIN 17 221 ıslah edilmiş 55Cr3, 50CrV4, 51CrMoV4 Üst yüzey taşlanmış ve kumlanmış	G- Modulü 78 500	Yuvarlak çubuklar $\tau_{tEM} = 700$ $\tau_{tEM} = 1020$ $1600 < R_m < 1800$ için	$\tau_{or} \pm \tau_G$ $\tau_{or} \approx 600$ Tabelalardan
• Helisel yay - basma kuvvetini alan yay	Yuvarlak yay teli DIN 2076 Yuvarlak çelik yay teli DIN 17 223	G- Modulü 83 000	D ye bağlı olarak τ_{iEM} Tabelalardan	Tabelalardan
- çekme kuvvetini alan yay	DIN 17221 ..... DIN 17 224 ..... Sevk hali K	80 000 73 000 E- Modulü 180‘000	τ_{iEM} Tabelalardan $\tau_{iÜEM}$ Tabelalardan	- - -
- Pirinç yaylar - Bronz yaylar	CuZn37 DIN 17670 CuSn6Zn DIN 17662	E- Modulü 110‘000 G- Modulü 40‘000	$R_m \approx 300 ... 600$ $\sigma_{eEM} \approx 250$ $\tau_{tEM} \approx 150$	dalgalı değişken $\sigma_{eEM} \approx 150$ 80 $\tau_{tEM} \approx 80$ 40
- Korosyona dayanıklı yay	CuNi18Zn20, DIN 17682	E- Modulü 135‘000 G- Modulü 45‘000	$R_m \approx 620$ $\sigma_{eEM} \approx 350$ $\tau_{tEM} \approx 250$	dalgalı değişken $\sigma_{eEM} \approx 250$ 100 $\tau_{tEM} \approx 150$ 80
- Kauçuk (Lastik) yaylar	Yumuşak lastik Shore-sertliği 40...70	E- Modulü 2... 8 G- Modulü 0,4...1,4	$\sigma_{ç\,EM} \approx 1 ... 2$ $\sigma_{b\,EM} \approx 3 ... 5$ $\tau_{EM} \approx 1 ...2$	$\sigma_{ç\,EM} \approx 0{,}5 ... 1$ $\sigma_{b\,EM} \approx 1 ... 1{,}5$ $\tau_{EM} \approx 0{,}3 ... 0{,}8$

Tablo 2, DIN 2076 e göre yay telleri (özet)

Nominal çap mm	Toleranslar B A, B, FD için	Toleranslar C diğer tipler için	Nominal çap mm	Toleranslar B A, B, FD için	Toleranslar C diğer tipler için	Nominal çap mm	Toleranslar B A, B, FD için	Toleranslar C diğer tipler için
0,85 0,90 0,95 1,00 1,05 1,10 1,20 1,25 1,30 1,40	±0,025	±0,015	2,50 2,60 2,80 3,00 3,20	±0,035	±0,020	7,50 8,00 8,50	±0,060	±0,035
						9,00 9,50 10,00	±0,070	±0,050
			3,40 3,60 3,80 4,00 4,25 4,50 4,75 5,00 5,30 5,60	±0,045	±0,025	10,50 11,00 12,00 12,50 13,00 14,00 15,00	±0,090	±0,070
1,50 1,60 1,70 1,80 1,90 2,00 2,10 2,25 2,40	±0,035	±0,020				16,00 17,00	±0,120	±0,080
			6,00 6,30 6,50 7,00	±0,060	±0,035	18,00 19,00 20,00	±0,150	±0,100

Tanımlama örneği: Dr(aht) DIN2076-A4, yani; Tel cinsi A, çapı d = 4 mm (d_{max} = 4,045 mm)

Tablo 3, Sıcak haddelenmiş yay teli. DIN 2077 e göre (özet)

Çap d	*)1	Δd	Çap d	*)1	Δd	Çap d	*)1	Δd
7≤ d ≤ 11,5	0,5	+0,15	22≤ d ≤ 29,5	0,5	±0,25	40≤ d ≤ 50	2,0	±0,40
12≤ d ≤ 21,5	0,5	±0,2	30≤ d ≤ 39	1,0	±0,30	52≤ d ≤ 60	2,0	±0,50

*)1 İmalatcının elindeki standart çap büyüklüklerinin kademesi.
Tanımlama örneği: Yuvarlak (Rd) DIN 2077- 50CrV4G25, yani; Sıcak haddelenmiş, yuvarlak yay teli, 50CrV4, tavlanmış, çapı d = 25 mm (d_{max} = 25,25 mm ; d_{min} = 24,75 mm)

Tablo 4, Tel cinsinin (kalitesinin) seçimi

Tel-cinsi	Kullanıldığı yer	d mm	En düşük çekme mukavemet değeri
A	Çekme, basma ve dönme etkisinde, küçük kuvvetlerle statik ve çok seyrek dinamik yüklemede çalışan yaylar	1 ... 10	$R_m \approx 1720 - 660 \cdot \lg d$
B	Çekme, basma ve dönme etkisinde, orta kuvvetlerle statik ve seyrek dinamik yüklemede çalışan yaylar	0,3 ... 20	$R_m \approx 1980 - 740 \cdot \lg d$
C	Çekme, basma ve dönme etkisinde, büyük kuvvetlerle statik ve seyrek dinamik yüklemede çalışan yaylar	2 ... 20	$R_m \approx 2220 - 820 \cdot \lg d$
D	Çekme, basma ve dönme etkisinde, büyük kuvvetlerle statik ve orta/büyük dinamik yüklemede çalışan yaylar	0,2 ... 20	$R_m \approx 2220 - 820 \cdot \lg d$
FD	Çelik yay teli (alışımsız) statik yüklemeler için.	0,5 ... 17	$R_m \approx 1846 - 480 \cdot \lg d$
VD	Ventil yayı teli (alışımsız) büyük dinamik torsiyon etkisinde çevre ısısında çalışan yaylar	0,5 ... 10	$R_m \approx 1800 - 415 \cdot \lg d$

+

1 Yaprak yaylar

Yaprak yaylar doğrusal yay karekteristiğina sahip ankastre kirişler olarak kabul edilebilirler. Bunlar dış kuvvet F etkisinde f kadar yaylanma gösterirler. Yaprak yaylar şekillerine göre ***dikdörtgen, üçgen ve trapez*** yaylar olarak tanımlanırlar. Bunların içinde dikdörtgen yaprak yay, malzemenin en iyi şekilde faydalanmasından ve imalat basitliğinden ötürü tercih edilen yaydır. Üçgen yay yalnız teorik olarak incelenir. Pratikte üçgen yayı kullanmak imkansız gibidir. Nedeni de kuvvetin etkileyebilmesi için küçükte olsa uç kısımda bir genişliğe gerek vardır. Buda şekli trapez yapar.

1.1 Yaprak yayların hesaplanması

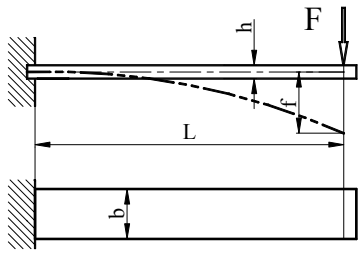
Yayların hesaplanmasında genelde şu kriterlerin kontrolü yapılır.

- Mukavemet,
- Şekil değiştirme (elastik deformasyon),
- Enerji biriktirme.

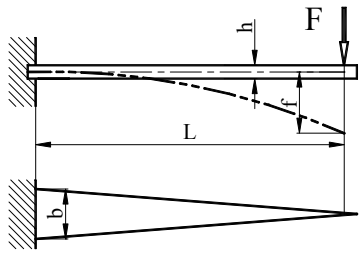
Mukavemet bakımından bütün yaprak yaylar eğilmeye zorlandıklarından mukavemet hesabı eğilme geriliminin malzemenin emniyetli mukavemet değeriyle karşılaştırılmasıyla yapılır.

$$\boxed{\sigma_e = \frac{Me}{W_e} \leq \sigma_{eEM}} \qquad F\,(7)$$

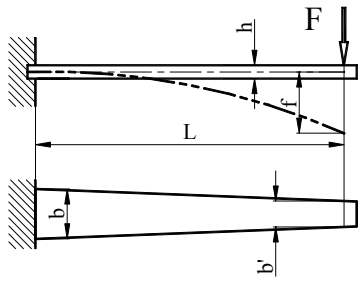
σ_e	N/mm^2	Yaprak yayda eğilme gerilimi
M_e	Nmm	Eğilme momenti
W_e	mm^3	Eğilme karşı koyma momenti
σ_{eEM}	N/mm^2	Yaprak yay malzemesinin emniyetli mukavemeti



Şekil 12, Dikdörtgen yay



Şekil 13, Üçgen yay



Şekil 14, Trapez yay

Burada tek yapraklı dikdörtgen yayı (Şekil 12) ele alırsak:

Eğilme momenti genel $M_e = F \cdot x$

Maksimum eğilme momenti $M_{e\,max} = F \cdot L$

Eğilme karşı koyma momenti $W_e = \dfrac{b \cdot h^2}{6}$

Dikdörtgen yayın eğilme gerilmesi $\sigma_e = \dfrac{M_e}{W_e} = \dfrac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2}$

$$\sigma_e = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2} \qquad F(8)$$

σ_e	N/mm^2	Yaprak yayda eğilme gerilimi
F	N	Yay kuvveti
L	mm	Kuvvet kolu
b	mm	Malzemenin genişliği
h	mm	Malzemenin kalınlığı

Yayın en uçtaki yaylanma kuvveti x = L ile bulunur;

Yaylanma kuvveti:

$$F \le \frac{W_e \cdot \sigma_{eEM}}{L} = q_0 \cdot \frac{b \cdot h^2 \cdot \sigma_{eEM}}{L} \qquad F(9)$$

Burada dikdörtgen, trapez ve üçgen yayların büyüklüklerini bir arada incelersek;

Yaylanma boyu:

$$f = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_y} = q_1 \cdot \frac{F}{E} \cdot \frac{L^3}{b \cdot h^3} \qquad F(10)$$

Maksimum yaylanma boyu:

$$f_{max} \approx q_2 \cdot \frac{\sigma_{eEM}}{E} \cdot \frac{L^2}{h} \qquad F(11)$$

Yaprak yayın kalınlığı:

$$h \le q_2 \cdot \frac{\sigma_{eEM}}{E} \cdot \frac{L^2}{f} \qquad F(12)$$

Yaylanma işi:

$$W = q_3 \cdot V \cdot \frac{\sigma_{eEM}^2}{E} \qquad F(13)$$

q Faktörlerinin şekle bağlı değerleri:

Dikdörtgen yay için; $q_1 \approx 4$; $q_2 \approx 2/3$; $q_3 \approx 1/18$; V= b.h.L

Üçgen yay için; $q_1 \approx 6$; $q_2 \approx 1$; $q_3 \approx 1/6$; V = 0,5.b.h.L

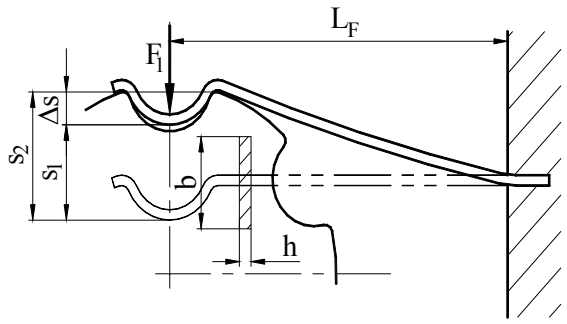
Trapez yay için; $q_1 \approx 4.[3/(2+b'/b)]$; $q_2 \approx 2/3.[3/(2+b'/b)]$
$q_3 \approx 1/9.\,[3/(2+b'/b)].[1/(1+b'/b)]$; V = 0.5.b.h.(1+b'/b)

Çok tabakalı yaprak yaylar, çift taraflı trapez yaprak yaylardan doğmuştur. Fakat son zamanlarda bilhassa otomobil endüstrisinde çok tabakalı yaprak yayların yerini hemen hemen silindirik helisel yaylar almıştır.

Daha detaylı bilgi için ***" Mukavemet değerleri "*** veya ***" Miller ve akslar "*** konularına bakınız.

1.2 Yaprak yaylar için hesaplama örneği

Şekil 15 de görülen kertikli disk için ön görülen dikdörtgen yaprak yay konstrüksiyonun geometrik değerleri bulunacaktır.



Şekil 15, Kertikli disk

Konstrüksiyon taslağına göre şu değerler kabul edilmiştir:

Basma kuvveti	$F_1 = 14$ N
Yay boyu (kuvvet kolu)	$L_F = 95$ mm
Ön germe boyu	$s_1 \approx 15$ mm
İşletmede yaylanma boyu	$\Delta s = 5$ mm

Firmamızın deposunda mevcut olan malzememiz;

50CrV 4 yay çeliği, DIN 17221, kalınlıii h = 1 mm den 16 mm ye kadar temel sıra R10' ve 15 mm genişlik bulunmaktadır.

Çözüm: 50CrV 4 için mukavemet değerleri Tablo 1, ile

Emniyetli eğilme mukavemeti		$\sigma_{eEM} \approx 0{,}7 \,.\, R_m$
Kopma mukavemeti		$R_{m\,min} = 1370$ N/mm^2
böylece	$\sigma_{eEM} = 0{,}7 \,.\, 1370 = 959$	$\sigma_{eEM} = 960$ N/mm^2
Elastikiyet modulü		$E = 200'000$ N/mm^2
Kuvvet kolu		$L_F = 95$ mm
Genişlik		$b = 15$ mm

Gerekli eylemsizlik momemnti; $I_{ger} \geq \dfrac{F_1 \cdot L_F^3}{3 \cdot E \cdot s_1} = \dfrac{14 \cdot 95^3}{3 \cdot 200'000 \cdot 15} = 1{,}33$ $\qquad I_{ger} = 1{,}33$ mm^4

Gerekli yay kalınlığı; $h = \sqrt[3]{\dfrac{12 \cdot I_{ger}}{b}} = 1{,}02$ $\qquad h = 1$mm

15x1 mm yay için eylemsizlik momemnti; $I = \dfrac{b \cdot h^3}{12} = \dfrac{15 \cdot 1^2}{12} = 1{,}25$ $\qquad I = 1{,}25$ mm^4

15x1 mm yay için karşı koyma momemnti; $W_e = \dfrac{b \cdot h^2}{6} = \dfrac{15 \cdot 1^2}{6} = 2{,}5$ $\qquad W_e = 2{,}5$ mm^3

Kontrol: $s_1 = \dfrac{F_1 \cdot L_F^3}{3 \cdot E \cdot I} = \dfrac{14 \cdot 95^3}{3 \cdot 200'000 \cdot 1{,}25} = 16{,}004$ $\qquad s_{1vorh} = 16$ mm

$F_2 = \dfrac{3 \cdot E \cdot I \cdot s_2}{L_F^3} = \dfrac{3 \cdot 200'000 \cdot 1{,}25 \cdot 21}{95^3} = 18{,}374$ $\qquad F_2 = 18{,}4$ N

$M_{e2} = F_2 \,.\, L_F = 18{,}4 \,.\, 95 = 1746$ $\qquad M_{e2} = 1746$ Nmm

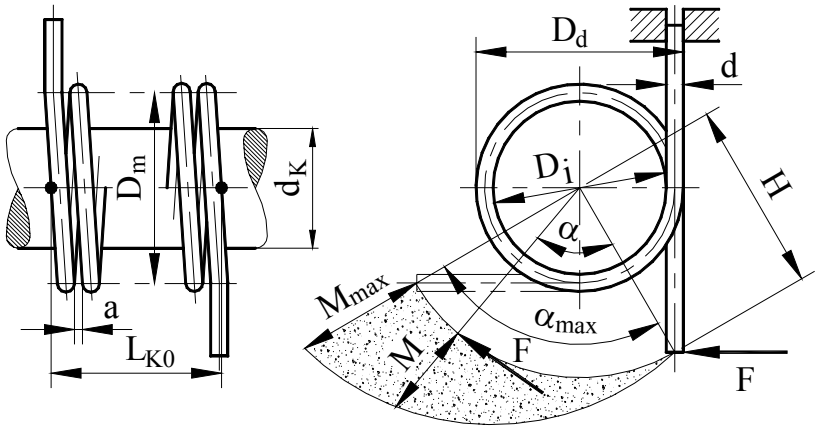
$\sigma_{ehe} = M_e / W_e = 1746 / 2{,}5 = 698$

$$\sigma_{ehe} = 698 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{eEM} = 960 \text{ N/mm}^2$$

Konstrüksiyon fonksiyonunu bu değerlere göre yerine yerine getirecektir.

2 Kangal yaylar

Kangal yaylar genelde menteşe, kapak ve marş yayı olarak kullanılır. Yayın karakteristiği doğrudur. Diğer yaylardaki kuvvet/yol diyagramı yerine kangal yaylarda dönme açısı/momet diyagramı yapılır. Kangal yaylar eğilme etkisinde çalışan yaylardır. Aynı zamanda bu yayları ***"eğilmeye çalışan helis yaylar"*** olarakta tanımlayabiliriz. Bu yayların bir ucu sabit diğer ucu hareketlidir. Yay uçları düz kol şeklinde olur. Bu özelliğinden ötürü ***"kollu yaylar"*** da denilir. Mukavemet hesaplarında sarım kıvrımının gerilmelere etkisi, gerilme kıvrım faktörü q ile düzeltilir.



d	mm	Tel çapı
d_K	mm	Kılavuz çapı
D_{or}	mm	Ortalama çap
D_i	mm	İç çap
D_d	mm	Dış çap
L_{K0}	mm	Yayın başlangıçtaki boyu
a	mm	İki sarım mesafe
H	mm	Eksene göre kuvvet kolu
α	°	Dönme açısı
α_{max}	°	maksimum dönme açısı
M	Nmm	Moment
F	N	Kuvvet

Şekil 16, Kangal yay

Kolların konstrüksiyonu yay fonksiyonu yapılırken dönme (burulma) zorlanmasının yay eksenine gelecek şekilde yapılır. Konstrüksiyonda dikkat edilecek diğer özellikte, yayın sıkışması esnasında sarımların birbirine yaklaşmalarının teminidir. Kolların konstrüksiyonu mümkün olduğu kadar basit imal edilecek şekilde yapılmalıdır.

Moment sabit kol tarafında karşılanacak şekilde konstrüksiyon yapılmalıdır. Eğer konstrüksiyonda sabit bir taraf görülmüyorsa momentin karşılandığı kol sabit kol olarak kabul edilir.

Çapı 12 mm ye kadar tellerin sarımı soğuk olarak yapılır. Çapı 12 mm den büyük olan tellerin sarımı sıcak olarak yapılır. Çelik veya alaşımlı malzemeden oluşan yay tellerinin önemli özelliklerini Tablo 5 ile Tablo 6 da bulabilirsiniz. Tablo 6 da en çok kullanılan alaşımlı malzeme verilmiştir. Görüldüğü gibi bakır alaşımları ön plandadır.

Kangal yayların hesaplama yöntemi DIN 2088 ile standartlaştırılmıştır. Hesaplar hakkında daha detaylı bilgi edinmek isterseniz önce DIN standartlarına, sonra VDI önerilerine ve diğer literatüre bakınız.

Kangal yayların konstrüksiyonunda ve hesaplarda umulmayan zorluklarla karşılaşmamak için sarım oranı w = D/d = 4...15 olmasına dikkat edilmelidir.

Diğer taraftan gereksiz sürtünmeleri engellemek için sarımların bir birine deymemesine özellikle dikkat edilmelidir.

Tablo 5, Yuvarlak çelik yay telleri, DIN 17 223 e göre

Tanımı	İşareti	Çap sahası	Kullanılması
Alaşımsız çeliklerden patentli çekilmiş yay teli	A	0,3 ... 1 mm	Durgun ve çok az değişken zorlamalarda, çeki, kangal ve form yayı olarak
	B	0,3 ... 17 mm	Durgun ve çok az değişken zorlamalarda
	C	0,07 ... 17 mm	Yüksek zorlamalı ve değişken zorlamalarda, Bası, çeki, kangal ve form yayı olarak
	II	0,07 ... 2mm	
Islah edilmiş çelik yay teli	FD	1 ... 14 mm	Normal devamlı değişken zorlamalar veya zaman sınırlı işletmelerde
Islah edilmiş vana yay teli	VD	1 ... 7,5 mm	Yüksek devamlı değişken zorlamalar, Bütün yay çeşitlerinde

Tablo 6, Yuvarlak bakır alaşımları yay telleri, DIN 17682 ye göre

Soğuk çekilmiş alaşımlar		Sertleştirilebilinen alaşımlar	
DIN adı	R_m N/mm^2	DIN adı	R_m N/mm^2
CuZn 36 F 70	735 ... 638	CuBe 1, 7 F1 10	1080
CuZn 28 F 75	785 ... 687	CuBe 1, 7 F1 15	1130
CuSn 2 F 55	590 ... 490	CuBe 1, 7 F1 20	1170
CuSn 6 F 90	932 ... 834	CuBe 2, 7 F1 20	1175
CuSn 8 F 95	891 ... 883	CuBe 2, 7 F1 20	1225
CuSn 6 Zn F 95	891 ... 883	CuBe 2, 7 F1 20	1275
CuNi 18 Zn 20 F 80	834 ... 736		

En büyük değerler $d \leq 0{,}5$ mm ; Orta değerler $0{,}5 \text{ mm} \leq d \leq 2$ mm ; Küçük değerler $d \geq 2$ mm.

2.1 Kangal yayların hesabı

2.1.1 Tel çapının hesabı

Kangal yaylarda en önemli büyüklük yay telinin çapıdır. Bütün diğer büyüklükler yay teli çapına göre belirli faktör veya formüllerle hesaplanır.

Konstrüksiyondan genelde yayı zorlayan kuvvet ve kuvvet kolu, yani fonksiyon momenti bilinir.

$$d \geq \frac{k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k_2} \qquad F\ (14)$$

d	mm	Yay teli çapı
k_1	1	Çap faktörü $d \leq 5$ mm için $k_1 \approx 0{,}22$
		$5 \leq d \leq 12$ mm için $k_1 \approx 0{,}24$; $d > 12$ mm için $k_1 \approx$ özel
F	N	Maksimum fonksiyon kuvveti
H	mm	Kuvvet kolu
k_2	1	Moment faktörü, bak F (15)

$$k_2 \approx 0{,}06 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{D_i} \qquad F(15)$$

M	Nmm	Yayı etkileyen moment
D_i	mm	Kangalın iç çapı

Kangalın iç çapı konstrüksiyondan alınır. Eğer kangal bir pim üzerine sarılmış olarak kullanılacaksa fonksiyonda iç çapın küçüleceği unutulmamalı ve ölçüler şöyle alınmalıdır.

$$d_P \approx 0{,}8...0{,}9 \cdot D_i \qquad F(16)$$

$$D_i \approx \frac{d_P}{0{,}8...0{,}9} \qquad F(17)$$

d_P	mm	Pim çapı

2.1.2 Ortalama çapın "D_{Or}" hesabı

Yay telinin çapı 5 mm den küçükse;

$$D_{Or} \approx 4 \cdot (d + a) \qquad F(18)$$

$$D_{Or} = D_i + d \qquad F(19)$$

D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı
d	mm	Yay telinin çapı
a	mm	İki yay sarımı ara mesafesi

"a" büyüklüğü iki sarım arasındaki mesafedir ve tel kalınlığı 5 mm ye kadar a = 1 mm alınması önerilir. Veya a değeri şu formülle hesaplanır:

$$a = (0{,}24 \cdot w - 0{,}64) \cdot d^{0{,}83} \qquad F(20)$$

Yay telinin çapı 5 mm den büyükse;

$$D_{Or} \approx 5 \cdot d \qquad F(21)$$

Ortalama çap bulununca, yay teli çapıda bilindiği için kangalın dış ve iç çapları kolayca hesaplanır.

$$D_d = D_{Or} + d \qquad F(22)$$

$$D_i = D_{Or} - d \qquad F(23)$$

D_d	mm	Kangalın dış çapı
D_i	mm	Kangalın iç çapı
D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı
d	mm	Yay telinin çapı

2.1.3 Kangalın iç çapı

Yeni ölçülendirmede değerleri α indeksiyle gösterelim. Böylece kangalın iç çapı;

$$D_{i\alpha} = D_{Or\alpha} - d$$

Kangal yayın tüm tel boyu sabit kalır. Bunuda şu şekilde gösterebiliriz;

$$L = D_{Or} \cdot \pi \cdot i_f = D_{Or\alpha} \cdot \pi \cdot i_{f\alpha}$$

$$D_{Or\alpha} = \frac{L}{\pi \cdot i_{f\alpha}}$$

$$i_{f\alpha} = i_f + \frac{\alpha}{360}$$

$$D_{Or\alpha} = \frac{D_{Or} \cdot \pi \cdot i_f}{\pi \cdot \left(i_f + \frac{\alpha}{360} \right)}$$

$$D_{Or\alpha} = \frac{D_{Or} \cdot i_f}{i_f + \frac{\alpha}{360}}$$

$$D_{i\alpha} = D_{Or\alpha} - d$$

$$\boxed{D_{i\alpha} = \frac{D_{Or} \cdot i_f}{i_f + \frac{\alpha}{360}} - d} \qquad F\ (24)$$

$D_{i\alpha}$	mm	Kangalın yeni iç çapı
D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı
i_f	1	Sarım sayısı
α	°	Dönme açısı
d	mm	Yay telinin çapı

2.1.4 Kangalın dış çapı

Kangalın dış çapınıda iç çapı hesapladığımız gibi hesaplarsak;

$$\boxed{D_{d\alpha} = \frac{D_{Or} \cdot i_f}{i_f + \frac{\alpha}{360}} + d} \qquad F\ (25)$$

$D_{d\alpha}$	mm	Kangalın yeni dış çapı
D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı
i_f	1	Sarım sayısı
α	°	Dönme açısı
d	mm	Yay telinin çapı

2.1.5 Dönme açısı "α"

Kangal yayın dönme açısı;

$$\alpha^\circ = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M \cdot L}{E \cdot I}$$

Burada atalet momenti $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ bunu yukarıdaki formüle yerleştirirsek;

$$\alpha^\circ = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M \cdot L \cdot 64}{E \cdot \pi \cdot d^4} \qquad F\ (26)$$

$$\alpha^\circ \approx 1167 \cdot \frac{M \cdot L}{E \cdot d^4} \qquad F(27)$$

α	°	Dönme açısı
M	Nmm	Moment
L	mm	Kangal telinin uzunluğu
E	N/mm^2	Yay malzemesinin elastiklik sayısı
d	mm	Yay telinin çapı

Kangal yay telinin uzunluğunu kolsuz olarak "L" şu şekilde hesaplarız:

$$L = \pi \cdot D_{Or} \cdot i_{top}$$

D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı
i_f	1	Sarım sayısı

Az sarımlı veya uzun kollu yaylarda kolların eğilmesinden oluşan açıda, kol eğilme açısı "β" dönme açısını etkiler ve dikkate alınmalıdırlar.

Dönme açısı kol eğilme açısı "β" kadar büyür ve böylece hakiki dönme açısı α' bulunur.

$$\alpha' = \alpha + \beta \qquad F(28)$$

α	°	Dönme açısı
β	°	Kol eğilme açısı

Kol eğilme açısı "β" şu şekilde hesaplanır:

Teğet kollu

$$\beta \approx 97{,}4 \cdot F \cdot \frac{4 \cdot H^2 - D_{Or}^2}{E \cdot d^4} \qquad F(29)$$

Kıvrık kollu

$$\beta \approx 48{,}7 \cdot F \cdot \frac{(2 \cdot H - D_{Or})^3}{E \cdot H \cdot d^4} \qquad F(30)$$

2.1.6 Sarım sayısı

Sarım sayısı için F (26) te F (32) yı ve momenti $M = F \cdot H$ yerleştirip i_f i hesaplamamız gerekir:

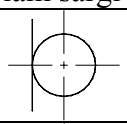
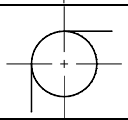
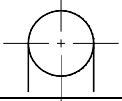
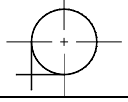
$$\alpha^\circ = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{F \cdot H \cdot \pi \cdot D_{Or} \cdot i_f \cdot 64}{E \cdot \pi \cdot d^4}$$

Bu denklemi sarım sayısı " i_f " ye göre çözersek;

$$i_f = \frac{\alpha^\circ \cdot E \cdot d^4}{3667 \cdot F \cdot H \cdot D_{Or}} \qquad F(31)$$

i_f	1	Yaylanan sarım sayısı
α	°	Dönme açısı
E	N/mm^2	Elastiklik modülü
d	mm	Yay telinin çapı
F	N	Kuvvet
H	mm	Kuvvet kolu
D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı

Toplam sargı sayısı “ i_{top} “ yay kolunun konstrüksiyon durumuna göre saptanır. İlk önce :

	Hesaplanan i_{top} bir sonraki tam sayıya yuvarlanır.
	Hesaplanan i_{top} bir sonraki çeyrek sayıya (..,25) yuvarlanır.
	Hesaplanan i_{top} bir sonraki yarım sayıya (..,5) yuvarlanır.
	Hesaplanan i_{top} bir sonraki üç çeyrek sayıya (..,75) yuvarlanır.

2.1.7 Yayın imalattaki boyu

Kangal yay telinin uzunluğunu kolsuz olarak "L" şu şekilde hesaplarız:

$$L = \pi \cdot D_{Or} \cdot i_{top} \qquad F(32)$$

D_{Or}	mm	Kangalın ortalama çapı
i_f	1	Sarım sayısı

Bu boya kol boyları eklenirse telin boyu bulunur.

$$L_{top} = L + L_{1.K} + L_{2.K} \qquad F(33)$$

Yayın imalattaki boyu (bak Şekil 16, L_{K0}) yüksüz olarak şu formülle bulunur:

Birbirine değen sarımlar: $$L_{K0} = (i_{top} + 1{,}5) \cdot d \qquad F(34)$$

Aralıklı sarımlar: $$L_{K0a} = i_{top} \cdot (a + d) + d \qquad F(35)$$

Aralıklı sarımlar max: $$L_{K0a\,max} = i_{top} \cdot (a + d_{max}) + d_{max} \qquad F(36)$$

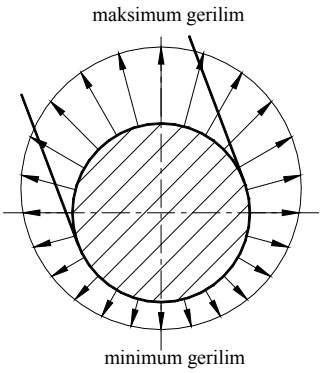
2.1.8 Eğilme gerilimi "σ_e"

Kangal yay ilk başta uzun kol dahil hareketsizdir. Kısa kol hareketsizdir ve sabit kol olarak daima hareketsiz kalır. Hareketli kol bir kuvvet etkisinde kalınca belirli bir açıda "α" hareket eder. Bununla yay eğilmeye zorlanır. Yay teli kıvırma faktörünü dikkate almadan ideal (teorik) eğilme gerilimini formüle edersek;

$$\sigma_i = \frac{M_e}{W_e}$$

$$\sigma_i = \frac{32 \cdot M_e}{\pi \cdot d^3} \qquad F(37)$$

σ_i	N/mm^2	İdeal (teorik) eğilme gerilimini
M_e	Nmm	Eğilme momenti
d	mm	Yay telinin çapı



Şekil 17, Kesitte gerilim

Yay telinin daha önce kıvrılmasından dolayı gerilim tel kesitinde simetrik ve eşit olarak dağılmaz.

Kesitte kangalın iç tarafında maksimum (Şekil 17) dış tarafında ise minimum gerilimler oluşur.

Kesitte kangalın iç tarafında oluşan gerilim kangal yayın maksimum eğilme gerilimidir "σ_e".

Maksimum eğilme gerilimi D_d/d oranına bağlı kıvrım katsayısı ile pratikte yeteri kadar doğru olarak kabul edilen kangal yayın eğilme gerilimi hesaplanır.

$$\sigma_e = \sigma_i \cdot q \leq \sigma_{eEM} \qquad \text{F (38)}$$

σ_e	N/mm^2	Yayın kıvrılmalı eğilme gerilimini
σ_i	N/mm^2	İdeal (kıvırmasız) eğilme gerilimini
q	mm	Kıvrım katsayısı
σ_{eEM}	N/mm^2	Emniyetli eğilme mukavemeti

2.1.9 Kıvrım katsayısı "q"

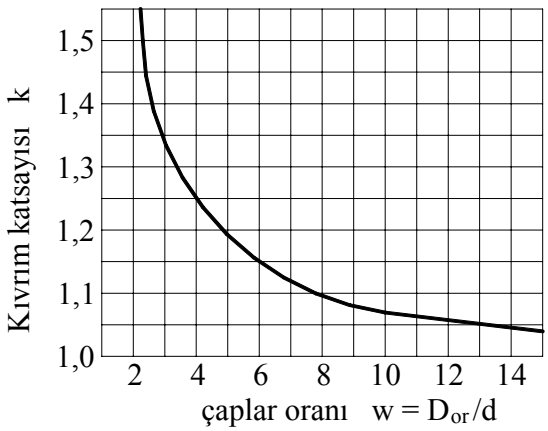
Kıvrım katsayısı "q" sarım ölçüleri orantısına bağlıdır. Sarım oranı "w" veya kıvırma katsayısı;

$$w = D_{Or} / d$$

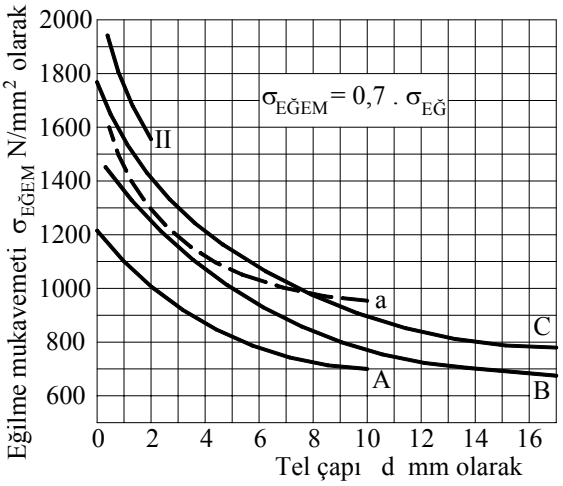
Kıvırma yarı çapı $r = D_i / 2$ olarak alınır. Kıvrım katsayısının değeri ya ***Göhner***'e göre hesaplanır veya Şekil 18 den okunur.

$$q = \frac{w + 0{,}07}{w - 0{,}75} \qquad \text{F (39)}$$

q	mm	Kıvrım katsayısı
w	1	Sarım oranı veya kıvırma katsayısı



Şekil 18, Kıvrım katsayısı "q"



Şekil 19, Statik emniyetli eğilme mukavemeti

2.1.10 Emniyetli mukavemet

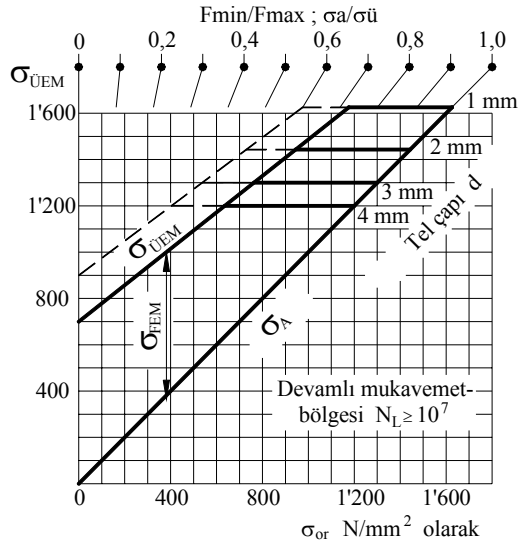
Emniyetli mukavemet iki zorlama durumuna göre ayrı ayrı belirlenir.

1. Statik zorlama
2. Dinamik zorlama

Statik zorlamada emniyetli mukavemet

Kangal yaylarda emniyetli statik eğilme mukavemeti Şekil 19 ile belirlenir. Burada;
DIN2076 ya göre; II, A, B ve C eğrileri yay çeliğinden yapılma soğuk haddeli ve sarımlı yay telleri,
DIN17224 e göre; "a" eğrisi paslanmaz çelikler için kullanılır.

Dinamik zorlamada emniyetli mukavemet



Şekil 20, Dinamik emniyetli eğilme mukavemeti

_____ Normal üretilmiş, ham ve işlemsiz

- - - - - - - Çelik bilya kumlamalı

Soğuk olarak form verilmiş silindirik kıvırılmış yayların dinamik emniyetli eğilme mukavemeti Şekil 20 ile gösterilmiştir.

Buradaki değerler normal üretilmiş, ham ve işlemsiz DIN 17223 e göre, C tipi ve d = 4 mm ye kadar çaplı yay telleri için ve çelik bilya kumlamalı yaylar geçerlidir. Diyagramdan emniyetli fark mukavemeti σ_{FEM}, emniyetli üst mukavemet değeri $\sigma_{ÜEM}$ okunur. Çelik bilya kumlamalı yaylarda burada bulunan değerler %30 a kadar yükseltilebilinir. Daha emin olarak hesap yapmak istiyorsanız imalatcıya sorunuz.

DİKKAT: Bu diyagramda σ_F gösterilmemiştir. Emniyet katsayısı kullanılarak doğrudan emniyetli değerlerle σ_{FEM} , $\sigma_{ÜEM}$ diyagramı yapılmıştır.

Devamlı mukavemet emniyet katsayısı

$S_D = \sigma_F / \sigma_{fhe}$ = Devamlı fark mukavemeti / hesaplanan devamlı fark gerilimi

Tablo 5 de "Patentli çekilmiş yay teli" denilmektedir. Bu malzemeyi DIN 17014 T1 e göre ısıl işleme tabi tutup, çeliği ostenitleşirken ve çabuk soğutarak martensit derecesinin üstünde bırakıp, soğuk şekil vermeyi kolaylaştıracak dokuya sahip olmasını sağlamaktır.

Tablo 7, Yüklemeler ve yükleme sayıları

Yükleme	Yükleme sayısı N_L
Sakin	$N_L = 1$
Seyrek değişken	$N_L < 10^4$
Değişken	$10^4 < N_L < 10^7$
Sınırsız, devamlı	$N_L \geq 10^7$

Şekil 20 ile devamlı mukavemet değeri yükleme sayısı $N_L \geq 10^7$ için okunur. Konstrüksiyon şartnamesinde daha düşük yükleme sayısı isteniyorsa şu faktörle değerler bulunur.

$$\sigma_{NLx} = c \cdot \sigma_{NL7} \qquad F\ (40)$$

$N_L \geq 10^7 \Rightarrow c = 1{,}00$
$N_L = 2.10^6 \Rightarrow c = 1{,}125$
$N_L = 5.10^5 \Rightarrow c = 1{,}25$
$N_L = 10^5 \Rightarrow c = 1{,}375$

Okuma örneği;

Bilinen değerler: d = 3 mm, $\kappa = F_{min}/F_{max}$ veya $\sigma_a / \sigma_ü = 0{,}5 < 1$
Alternatif a) $N_L \geq 10^7$, Normalausführung.
Alternatif b) $NL = 5.\ 10^5$

Şekil 20 den okunanlar a) $\sigma_{ÜEM} = 1150\ N/mm^2$, $\sigma_A = 560\ N/mm^2$
$\sigma_{FEM} = 590\ N/mm^2$ $(\sigma_{FEM} = \sigma_{ÜEM} - \sigma_A)$

b) $\sigma_{NLx} = c\ .\ \sigma_{NL7} = 1{,}25\ .\ 590 = 737{,}5$
$\sigma_{FEM} = 735\ N/mm^2$

2.1.11 Kuvvet

Kuvvet " F "
Fark kuvveti $F_f = F_2 - F_1$

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma_{egEM}}{32 \cdot H \cdot q} \quad F = \frac{\alpha^\circ \cdot E \cdot d^4}{3667 \cdot H \cdot D_{or} \cdot i_y}$$

2.1.12 Eğilme momenti

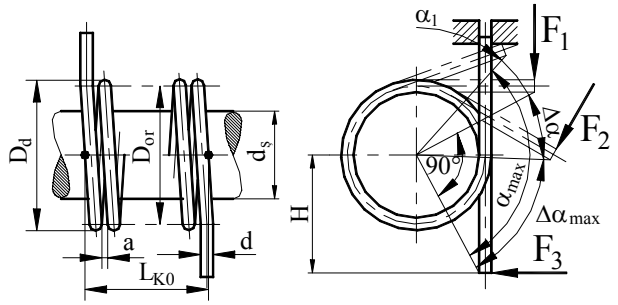
Eğilme momenti " M_e "

$$M = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma_{EM}}{32 \cdot q} \ ; \ M = \frac{\alpha^\circ \cdot E \cdot d^4}{3667 \cdot D_{or} \cdot i_y}$$

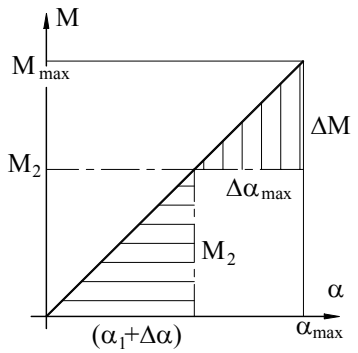
2.2 Kangal yaylar için hesaplama örneği

Bir ayar kapağı için gerekli kangal yay yapılması isteniyor. Kangal yay, kılavuzlu ve sarımlar arası mesafeli sargılı, menteşe yayı gibi çalışacaktır. Konstrüksiyon taslağından şu değerler alınmıştır:

Kuvvetler $F_2 = 62{,}5\ N$; $F_3 = 93{,}75\ N$
Geometri $\Delta\alpha = 30°$; $H = 40\ mm$; $d_K = 16\ mm$
Depomuzdaki malzeme : DIN 17223, Yayteli D, normal imalat (kumlanmamış).
İşletme şartları : İşletmedeki yükleme sayısı, F_1 ve F_3 için $N_L \geq 10^7$.



Şekil 21, Kangal yay



Şekil 22, Dönme açısı, moment

Çözüm:

Yay teli: DIN 2076, ve DIN 17 223 T1, Yay tel tipi C,
Tablo 2, den Toleranslar ve çap değeri tip C, soğuk imalat, kumlanmamış

F (14) göre tel çapı $d \geq \dfrac{k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k_2}$ $k_1 = 0{,}22$, $d < 5$ mm için.

Ve $D_i = d_K / (0{,}8...0{,}9)$ $D_i = 16 / 0{,}8 = 20$ $D_i = 20$ mm bulunur.

$k_2 \approx 0{,}06 \cdot \dfrac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{D_i} = 0{,}06 \cdot \dfrac{\sqrt[3]{93{,}75 \cdot 40}}{20} = 3{,}58...$ Tablo 2, den $d = 3{,}6$ mm

$\Delta d = \pm 0{,}025$ buna göre $d_{max} = 3{,}625$ mm

F (19) den $D_{or} = D_i + d = 20 + 3{,}6 = 23{,}6$ Standart sayılara göre $D_{or} = 24$ mm

$D_d = D_{or} + d = 24 + 3{,}6 = 27{,}6$ $D_d = 27{,}6$ mm

$D_i = D_{or} - d = 24 - 3{,}6 = 21{,}4$ $D_i = 21{,}4$ mm

Şekil 21 ve Şekil 22 den; $\alpha_{max} = 90° + \alpha_1$ ve $\Delta\alpha_1 = \alpha_{max} - (\alpha_1 + \Delta\alpha) = 90° - \Delta\alpha$ $\Delta\alpha_1 = 60°$

$(\alpha_1 + \Delta\alpha)/M_2 = \Delta\alpha_{max} / \Delta M$ $\alpha_1 = (\Delta\alpha_{max} / \Delta M) . M_2 - \Delta\alpha$ $\alpha_1 = 90°$

$\alpha_{max} = 90° + \alpha_1 = 90 + 90$ $\alpha_{max} = 180°$

Yaylanan sarım sayısı F (31) ile:

$i_y = \dfrac{\alpha° \cdot E \cdot d^4}{3667 \cdot F \cdot H \cdot D_{or}} = \dfrac{180 \cdot 206'000 \cdot 3{,}6^4}{3667 \cdot 93{,}75 \cdot 40 \cdot 24} = 18{,}87..$ ..,5 $i_y = 19{,}5$

İki sarım arasındaki mesafe $a = 1$ mm

İmalat sonu yay boyu F (36) ile, $L_{K0a\,max} = i_{top} \cdot (a + d_{max}) + d_{max}$, $L_{K0a} = 93{,}8$ mm

Tel boyu, F (32) ile, $L = \pi \cdot D_{Or} \cdot i_{top} = \pi . 24 . 19{,}5 =$ $L = 1'470$ mm

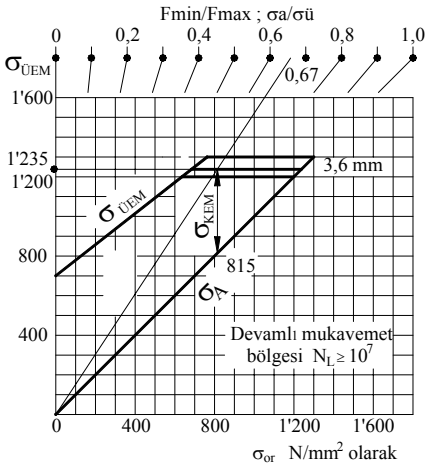
Kollar için $\approx 2 . D_{Or} = 2 . 24 = 48 \approx 50$ mm $L_{top} = 1'520$ mm

Emniyetli eğilme mukavemeti: statik Tablo 4 ile ve dinamik Şekil 20 ile:

$R_m \approx 2220 - 820 . \lg d$ $R_m = 2220 - 820 . \lg 3{,}6$ $R_m = 1764$ N/mm²

$\sigma_{ÜEM} = 0{,}7 . R_m = 0{,}7 . 1764$ $\sigma_{ÜEM} = 1235$ N/mm²

Emniyetli dinamik eğilme mukavemeti Şekil 20 ile:



Şekil 20, Dinamik emniyetli eğilme mukavemeti

Sınır değerler oranı:
$\kappa = F_2 / F_3 = 62{,}5 / 93{,}75 = 0{,}67$

Emniyetli eğilme üst mukavemet değeri:
$\sigma_{ÜEM} = 1235$ N/mm²

Emniyetli eğilme alt mukavemet değeri:
$\sigma_{AEM} = 815$ N/mm²

Emniyetli eğilme fark mukavemet değeri:
$\sigma_{FEM} = \sigma_{ÜEM} - \sigma_{AEM} = 1235 - 815$
$\sigma_{FEM} = 420$ N/mm²

Hesaplanan eğilme gerilimi:
Çaplar oranı: $w_W = D_{or} / d = 24 / 3{,}6 = 6{,}67$

$q = (w_W + 0{,}07)/(w_W - 0{,}75)$ $q = 1{,}138..$

Hesaplanan max. eğilme gerilimi F (38) ile; $\sigma_q = q \cdot \dfrac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot d^3}$ $\sigma_{qmax} = 932$ N/mm²

$\sigma_{qmax} = 932$ N/mm² $< \sigma_{ÜEM} = 1235$ N/mm²

Hesaplanan min. eğilme gerilimi F (38) ile; $\sigma_q = q \cdot \frac{32 \cdot M_{min}}{\pi \cdot d^3}$ $\sigma_{qmin} = 621\ N/mm^2$

Hesaplanan eğilme fark gerilimi den $\sigma_F = \sigma_{qmax} - \sigma_{qmin} = 932 - 621$ $\sigma_F = 311\ N/mm^2$

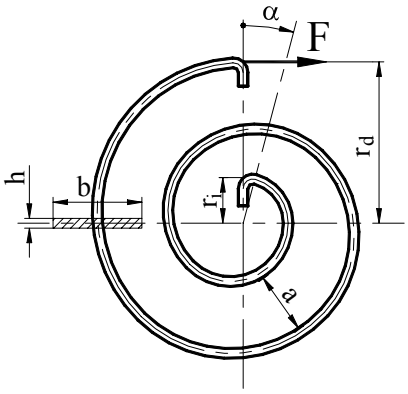
$$\sigma_F = 311\ N/mm^2 < \sigma_{FEM} = 420\ N/mm^2$$

ve böylece yayın hesaba göre emniyetle çalışacağı bulunur.

3 Spiral yaylar

Spiral yaylar (Şekil 23) dikdörtgen kesitli ölçüleri DIN 1544 ile standartlaştırılmış çelik bantlarla (malzeme DIN 17222 ye göre) Arşimet (Archimedes) spirali olarak sarılır. Sarım mesafesi "a" bütün sarımlarda sabit olarak alınır. Spiral yayların iç ve dış uçları sıkıştırılır. Şekillerinden ötürü sıkıştırıldıklarında bütün sarımlar eşit ölçüde sıkışmazlar. Yay fonksşyonunu yaparken sarımların bir birine değmemelerine dikkat edilmelidir. Böylece sürtünme etkisinden kaçınılmış olunur.

Spiral yaylar hemen hemen eski hale getirme fonksiyonu için kullanılırlar. Çoğunlukla şu dallarda kullanıldıkları görülür; ölçme cihazlarında, saat mekanizmalarında, oyuncaklarda ve elastik dönme kavramalarında.



Şekil 23, Spiral yay

h	mm	Yayın kalınlığı
b	mm	Yayın genişliği
a	mm	Sarım mesafesi
r_d	mm	eksene göre en büyük dış yarı çap
r_i	mm	eksene göre en küçük iç yarı çap
ig	1	Toplam sarım sayısı
α	°	Dönme açısı
M	Nmm	Moment
F	N	Kuvvet

3.1 Hesaplar

Genelde spiral yayların hesapları aşağıdaki yaklaşık değer veren formüllerle yapılır. Spiral yaylar genel olarak dikdörtgen kesitli malzemeden yapılır. Spiral yaylar eğilme etkisinde çalışan yaylardır. Eğilme momenti aynı zamanda burulma (torsiyon) momentidir.

3.1.1 Eğilme momenti

$$\boxed{M_e = M_t = F \cdot r_d} \qquad F\ (41)$$

3.1.2 Eğilme gerilimi

Eğilme mukavemet denklemini yazarsak;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \le \sigma_{eEM} \qquad F\ (42)$$

Burada eğilme momenti F (41) ile verilmiştir. Kullanılan malzeme dikdörtgen olduğundan karşı koyma momenti;

$$W_e = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

Bu değerleri F (42) yerleştirirsek eğilme mukavemet gerilmesini " σ_e " bulunur;

$$\boxed{\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{6 \cdot F \cdot r_d}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{eEM}} \qquad F\ (43)$$

σ_e	N/mm^2	Yayın eğilme gerilimini
M_e	Nmm	Eğilme aynı zamanda torsiyon momenti
W_e	mm^3	Eğilme karşı koyma momenti
F	N	Yayı etkileyen kuvvet
r_d	mm	En büyük dış yarı çap
b	mm	Yay kesitinin eni
h	mm	Yay kesitinin yüksekliği
σ_{eEM}	N/mm^2	Emniyetli eğilme mukavemeti Değerler

3.1.3 Yayın tel boyu

Spiral yayın tel boyunu sabit sarım mesafesi "a" ve sarım sayısı "n" ile şu şekilde hesaplayabiliriz:

$$\boxed{L_{tel} = \frac{\pi \cdot (r_d^2 - r_i^2)}{h + a} = \pi \cdot n \cdot (r_d + r_i)} \qquad F\ (44)$$

L_{tel}	mm	Spiral yayın tel boyu
r_d	mm	En büyük dış yarı çap
r_i	mm	En küçük iç yarı çap
h	mm	Yay kesitinin yüksekliği
a	mm	Sarım mesafesi
n	1	Sarım sayısı

3.1.4 Yarı çaplar " r_d ve r_i "

En küçük iç yarı çap konstruktif olarak sabit olarak alınır hesaplanmasına gerek yoktur. Buna karşılık dış yarı öap iç yarı çapa ve diğer geometrik ölçülere bağıntılı olarak hesaplanması gerekir. Bazı özel konstrüksiyonlarda yayın en büyük kaplayacağı yer verildiğinde hesaplar ters yönde yapılarak değerler bulunur. Bu konstrüksiyona ve konstrüktere bağlıdır.

Dış yarı çap;

$$\boxed{r_d = r_i + i_{top} \cdot (h + a)} \qquad F\ (45)$$

En büyük dış yarı çap;

$$\boxed{r_{d\,max} = r_i + i_{top} \cdot (h_{max} + a)} \qquad F\ (46)$$

r_d	mm	Dış yarı çap
r_{dmax}	mm	En büyük dış yarı çap
r_i	mm	İç yarı çap
h	mm	Yay kesitinin yüksekliği
h_{max}	mm	Yay kesitinin maksimum yüksekliği
a	mm	Sarım mesafesi

3.1.5 Dönme açısı " α "

Spiral yayın dönme açısı

$$\alpha^{\circ} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_e \cdot L_{tel}}{E \cdot I} \qquad F\ (47)$$

α	°	Dönme açısı
M_e	Nmm	Eğilme aynı zamanda torsiyon momenti
L_{tel}	mm	Spiral yayın tel boyu
E	N/mm^2	Elastikiyet modülü
I	mm^4	Atalet (eylemsizlik) momenti

Burada momenti F (41) ve eylemsizlik momentini dikdörtgen için $I = b.h^3/12$ değerini F (47) de yerleştirirsek yaklaşık şu değerleri buluruz;

$$\alpha^{\circ} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_e \cdot L_{tel}}{E \cdot I} = \alpha^{\circ} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{F \cdot r_d \cdot L_{tel}}{E \cdot b \cdot h^3}$$

$$\alpha^{\circ} \approx 690^{\circ} \cdot \frac{F \cdot r_d \cdot L_{tel}}{E \cdot b \cdot h^3} \qquad F\ (48)$$

F (47) de $W_e = 2.I/h$ den $I = h.W_e/2$ ve $\sigma_e = Me / We$ değerini yerleştirirsek;

$$\alpha^{\circ} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_e \cdot L_{tel}}{E \cdot I} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot M_e \cdot L_{tel}}{E \cdot h \cdot W_e} = \frac{360}{\pi} \cdot \frac{\sigma_e \cdot L_{tel}}{E \cdot h}$$

$$\alpha^{\circ} \approx 115 \cdot \frac{\sigma_e \cdot L_{tel}}{h \cdot E} \qquad F\ (49)$$

3.1.6 Yaylanma işi " W "

Spiral yayın hacmi ile yaylanma işi hesaplanır. max. Yaylanma işi " W ".

$$W = \frac{V_{yay} \cdot \sigma_{eEM}^2}{6 \cdot E} \qquad F\ (50)$$

W	Nmm	Spiral yayın max işi
V_{yay}	mm^3	Spiral yayın hacmi
σ_{eEM}	N/mm^2	Emniyetli eğilme mukavemeti
E	N/mm^2	Elastikiyet modülü

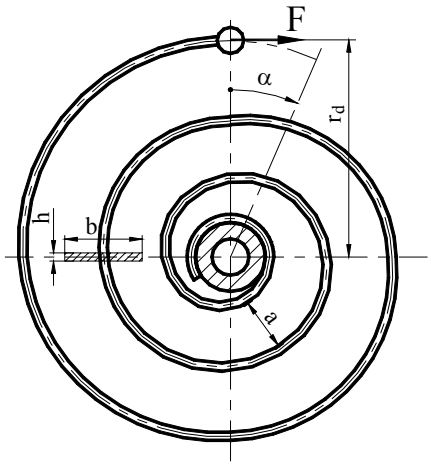
Spiral yayın hacmi: $V_{yay} = b \cdot h \cdot L_{tel}$

3.2 Spiral yaylar için hesaplama örneği

Şekil 24 ile görülen büyük bir kapı kilidinde kullanılacak spiral yayın hesabı yapılacaktır. Konstrüksiyon taslağından alınan ve bilinen değerler:

En büyük dış yarı çap	$r_d = 115$ mm
Spiral yayın tel boyu	$L_{tel} = 500$ mm
Spiral yayın dönme açısı	$\alpha = 75°$
Yayı etkileyen max kuvvet	$F_{max} = 730$ N

Yayın malzemesi: Çelik band DIN 17 222, 50CrV 4



Şekil 24, Spiral yay

Hesaplamayı yaparak yayın bilinmiyen büyüklüklerini ve mukavemet değerlerini bulunuz.

Çözüm:

F (49) ile yayın kalınlığı bulunur. F (49) $\alpha^{\circ} \approx 115 \cdot \frac{\sigma_e \cdot L_{tel}}{h \cdot E}$ bu formül yay kalınlığı "h" ya çözülür.

$$h \approx 115 \cdot \frac{\sigma_e \cdot L_{tel}}{\alpha^{\circ} \cdot E} = 115 \cdot \frac{800 \cdot 500}{75° \cdot 210'000} = 2{,}92...$$

Yayın kalınlığı $h = 3$ mm

Tablo 1, den malzeme 50CrV 4 için: E- Modulü $E = 210'000$ N/mm^2

Emniyetli eğilme mukavemeti $\sigma_{eEM} = 800$ N/mm^2

Formül F (43) $\frac{6 \cdot F \cdot r_d}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{eEM}$ yay genişliği "b" ye çözülür:

$$b = \frac{6 \cdot F \cdot r_d}{\sigma_{eEM} \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 730 \cdot 115}{800 \cdot 3^2} = 69{,}958$$

$b = 70$ mm

Formül F (50) ile yayın iş verimi, gücü hesaplanır.

Spiral yayın hacmi: $V_{yay} = b \cdot h \cdot L_{tel} = 70 \,.\, 3 \,.\, 500 = 105'000$ mm^3 $V_{yay} = 105'000$ mm^3

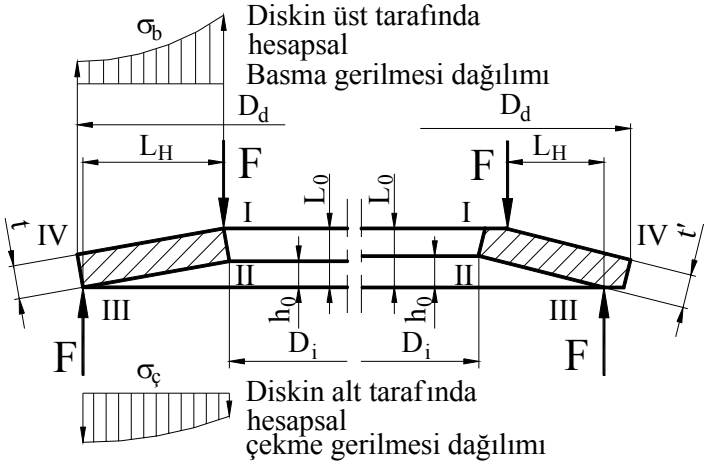
Yayın iş verimi, gücü

$$W = \frac{V_{yay} \cdot \sigma_{eEM}^2}{6 \cdot E} = \frac{105'000 \cdot 800^2}{6 \cdot 210'000} = 53'333 \quad \text{Nmm}$$

$W = 53$ kW

4 Disk yaylar

Çok kere iyi buluş ve fikirler hemen kabul edilmezler. Bir sürü buluşların teorik olarak düşünülmesiyle pratikte kullanılmaları arasında uzun zaman geçmiştir. Bu gün makina branşında önemli yer alan disk yaylarda bu böyle olmuştur.
Julien-Francoise Belleville 1861 senesinde disk yayların atası kabul edilebilinecek konstrüksiyon prensibi bu günkü disk yayların aynı olan konik şeklinde bilezik yay patentini almıştı. Bu yay çok kıs yolda eksenel çok büyük kuvvet karşılayabiliyordu.
Yeteri kadar bilinçli hesaplama imkanlarının bilinmemesi ve kırılganlığı zamanında önlenemeyen bu harika buluş yirminci yüzyılın otuzlu ve kırklı senelerine kadar teknikteki yerini alamamıştır. Ancak yirminci yüzyılda yapılan kesif araştırmalar ve bilinçli hesaplama metotlarının bulunması vede kaliteli üretim metotlarıyla disk yaylar teknikteki yerini bulmuştur.
Böylece disk yaylar yüksek kaliteleri, çok yönlü kullanılma imkanları ile küçük yaylanma boyu ile büyük kuvvetlerin istendiği yerde bütün problemleri çözen elemanlar olmuştur. Disk yaylar devamlı ağır şartlar altında kalite ve garantili fonksiyonlarını göstererek gün geçtikçe dahada fazla kullanılan yaylar durumuna gelmiştir. Örneğin; taşıt, makina, takım, motor, aparat ve santral sanayi.
Bilgili, kaliteli ve uzman kişilerin konstrüksiyon ve hesapları yapması ve ileri teknolojiyle kaliteli üretimin yapılması, disk yaylarda maksimum gücün kazanılmasını, kaliteye erişilmesini ve emniyetli çalışmayı sağlamıştır.
Disk yaylar tabak şeklinde, eksenel yönde yükleri yaylanarak karşılayan (eğilmede çalışan), tek veya takım halinde çalışan yaylardır. Konstrüksiyonlarında muhakkak ya içte bir kılavuz ile veya dış çaplarında bir kovanla kılavuzlanmalıdırlar. Genelde içten kılavuzlama arzu edilen konstrüksiyon şeklidir. Kılavuzun değen yerlerinin sertleştirilmesi gereklidir (HRC 55, sertlik kalınlığı ≈0,8 mm). Kuvvetin iletimi mümkünse dış kenarlardan düzgün yüzeylere yapılmalıdır. Sürtünme kaybını önlemek için her türlü konstrüksiyon önlemlerine başvurulmalıdır, fakat ekonomik durumuda unutulmamalıdır.
Disk yaylar DIN 17221 ve DIN 17222 göre alaşımlı çeliklerden üretilirler. Disk yaylar standart yay olarak h_0/t ve D_e/t orantısına göre üç diziye ayrılırlar. A dizisinin yay karakteristiği yaklaşık doğrusaldır ve sert yay olarak tanımlanır. B ve C dizisilerinin alçalan yay karakteristiği olup, yumuşak yaylar olarak tanımlanır. Bunun yanında disk yaylar, disk kalınlığına ve imalat şekline göre, üç gruba ayrılırlar. Burada verilen değerler Gr.1 ve Gr.2 için geçerlidir. Ck ve Cr çelikleri yalnız Gr.1 de kullanılır. Özel durumlarda DIN 1780 ile belirlenen bakır alaşımlarıda disk yay malzemesi olarak kullanılır.



Şekil 25, Disk yay

D_i	mm	İç çap
D_d	mm	Dış çap
L_0	mm	Tam yükseklik
t	mm	Disk kalınlığı Gr 1+2, resmin solu
t'	mm	eksiltilmiş disk kalınlığı Gr 3, resmin sağ tarafı
h_0	mm	Tam yaylanma boyu
L_H	mm	Kuvvet kolu
F	N	Kuvvet
σ_d	N/mm^2	Basma gerilmesi
σ_z	N/mm^2	Çekme gerilmesi

4.1 Disk yayların grupları

Disk yaylar DIN 2093 de imalat yöntemi ve işlenmelerine göre üç gruba ayrılırlar (Şekil 25).

1. Grup (GR1) — Disk kalınlığı $t \leq 1{,}25$ mm, soğuk şekil verilmiş, işlenmemiş, yüzey kalitesi $R_a < 12{,}5$ µm.

2. Grup (GR2) — Disk kalınlığı $t = 1{,}25 \ldots 6$ mm arası, soğuk şekil verilmiş, D_d ve D_i tornalanmış $R_a < 6{,}3$ µm veya hassas kesilmiş $R_a < 3{,}2$ µm ve D_i de kenarlar yuvarlatılmış.

3. Grup (GR3) — Disk kalınlığı $t > 6 \ldots 14$ mm arası, soğuk veya sıcak şekil verilmiş, her tarafı torna edilmiş $R_a < 12{,}5$ µm.
$D_d > 150$ mm de I ve III köşeleri temas yüzeyi olarak düz işlenirler. Disk kalınlığı A ve B serisinde $t' \approx 0{,}94.t$, C serisinde $t' \approx 0{,}96.t$ olarak alınır.

Disk kalınlığı $t = 1{,}25 \ldots 6$ mm arasındaki yaylar GR3 gibi işlenebilirler.

4.2 Konstrüktif bilgiler

İç ve dış çap oranı $\delta = D_d / D_i = 1{,}7 \ldots 2{,}5$ ile malzeme en verimli ve yaylanma özelliği en iyi şekilde kullanılmış olur.

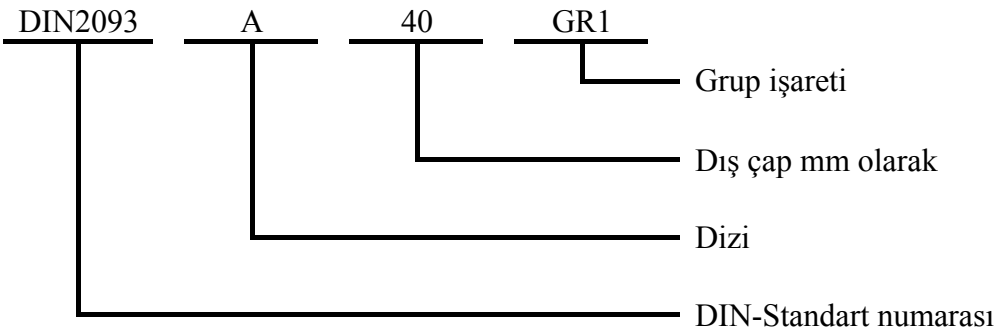
Dış çapın kalınlığa oranı $D_d / t = 18$ ile 40 arası en verimli konstrüksiyon sınırını verir. Fakat özel hallerde bu oran küçük kuvvetler için $D_d / t = 40 \ldots 100$ arasında alınabilinir. Standartlar oranı 40 kadar almıştır. DIN 2093 ile bu oranlar sınırında üç dizi disk yay dizisi yapılmıştır.

1. Dizi A ; $D_d / t \approx 18$ ve $h_0 / t \approx 0{,}4$
2. Dizi B ; $D_d / t \approx 28$ ve $h_0 / t \approx 0{,}75$
3. Dizi C ; $D_d / t \approx 40$ ve $h_0 / t \approx 1{,}3$

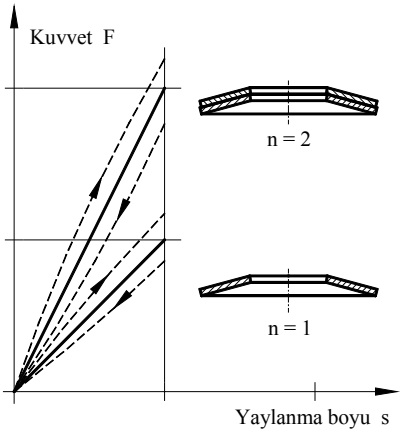
4.3 Disk yayların standart gösterilişi

Örnek olarak A dizisinde, $D_d = 40$ mm ve 1.Grup disk yayı DIN standartına göre kısa olarak şöyle gösterilir:

Örneğin; Diskyay DIN2093-A40GR1



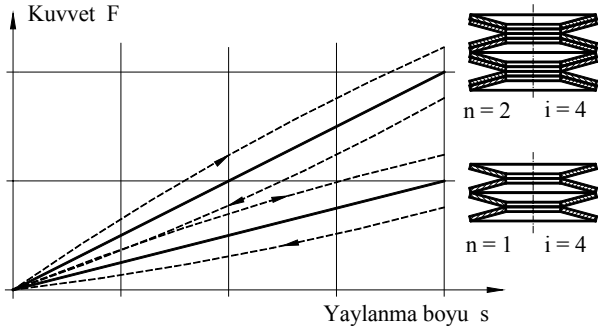
4.4 Disk yayların tertiplenmesi



Şekil 27, Yay karakteristiği, tek ve iki

_____ Sürtünmesiz

- - - - - - Sürtünmeli



Şekil 26, Kuvvet ve yaylanma boyu

Seri tertiplemede tek yay ve iki yay paketli

n Bir paketteki yay adedi

i Bir sütundaki pakaet adedi

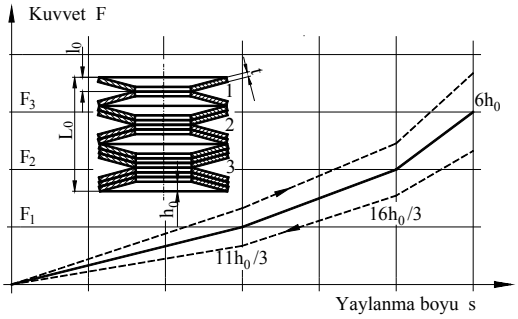
Aynı yöne konulmuş "n" adet yaylarla yapılmış yay paketinde;

Paketteki toplam kuvvet; $F_{top} = n \cdot F$ F (51)

Paketin toplam yaylanma yolu; $s_{top} = i \cdot s$ F (52)

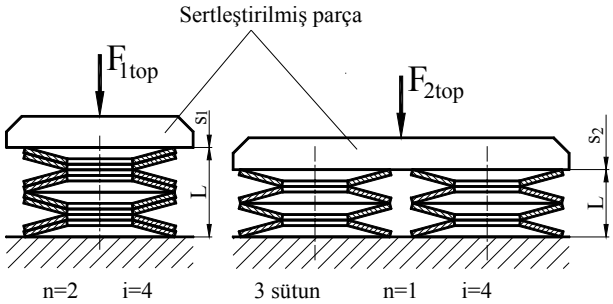
Paket boyu yüksüz; $L_0 = l_0 + (n-1) \cdot t$ F (53)

Paket boyu yük altında; $L = L_0 - s_{top}$ F (54)



Şekil 28, Kuvvet ve yaylanma boyu

Seri tertiplemede tek, iki ve üç yay paketli



Şekil 29, Paket ve tertipleme

Aksi yöne konulmuş "n" adet yaylarla yapılmış "i" sayıda paketle yapılmış yay sütununda;

Sütundaki toplam yay kuvveti; $F_{top} = n \cdot F$ F (55)

Süyunun toplam yaylanma yolu; $s_{top} = i \cdot s$ F (56)

Sütun boyu yüksüz; $L_0 = i \cdot [l_0 + (n-1) \cdot t] = i \cdot (h_0 + n \cdot t)$ F (57)

Sütun boyu yük altında; $L = L_0 - s_{top} = i \cdot (h_0 + n \cdot t - s)$ F (58)

Toplam yaylanma yoluna örnek $s_{top} = 2 \cdot h_0 + 2 \cdot \frac{h_0}{2} + 2 \cdot \frac{h_0}{3} \Rightarrow$ $s_{top} = 11 \cdot \frac{h_0}{3}$

4.5 Disk yayların hesabı

Disk yayların hesaplanması DIN 2092 ile sürtünme dikkate alınmadan nasıl hesaplanacakları standartlaştırılmıştır.

Disk yayların hesaplanması iki kısımda yapılır;

1. Disk yayın seçimi,
2. Kontrolü.

4.5.1 Disk yayın seçimi

Muhr ve ***Bender***'e göre yaklaşık olarak bir paket içinde "n" kadar yay varsa bir disk yaya gelen kuvvet şu şekilde hesaplanır;

$$F_{Bitop} \approx F_{top} \cdot (1 \pm k_s \cdot n)$$

$$F_{top} \approx n \cdot F$$

$$F_{Biges} \approx n \cdot F \cdot (1 \pm k_s \cdot n)$$

Böylece:

$$F = \frac{F_{Bitop}}{n \cdot (1 \pm k_s \cdot n)} \leq F_{0,75} \qquad F\ (59)$$

F	N	Bir yayı etkileyen kuvvet
F_{Bitop}	N	Konstrüksiyondaki toplam kuvvet
n	1	Bir paketteki yay adedi
k_s	1	Sürtünme faktörü
$F_{0,75}$	N	Konstrüksiyonda bir yayı etkileyecek maksimum kuvvet

Tablo 8, Sürtünme faktörü "k_s"

n	1. ve 2. Gurup		3. Gurup	
	A	B+C	A	B+C
1	0,030	0,020	0,040	0,035
2	0,035	0,025	0,045	0,040
3	0,040	0,030	0,050	0,045

Bir yayı etkileyen kuvvet bulunduktan sonra konstrüksiyona göre Tablo 12 ile $F_{0,75}$ e göre bir disk yay seçilir. Bu seçimden sonra konstrüksiyon şartlarına göre kontroller yapılır.

4.5.2 Disk yayın kontrolü

Herhangi bir disk yayın kontrolünde şu değerler hesaplanıp şartlarla karşılaştırılırlar:

4.5.2.1 Almen ve Làszlò ya göre kuvvet

Teorik olarak ***Almen*** ve ***Làszlò*** ya göre kuvvet şu formülle hesaplanır:

$$F = \frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{t^4}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot k_4^2 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[k_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + 1 \right] \qquad F\ (60)$$

k_4 faktörü 1. ve 2. grup disk yaylarda 1 olarak alınır. Grup 3 için ilerde k_4 faktörünün değeri verilecektir. Disk yayımızı çelikten yapılmış kabul edersek, elastiklik modülü E = 206'000 N/mm^2, Poisson sayısı ν = 0,3 kabul edilince, formülümüz şu şekli alır:

$$F = \frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{k_4^2 \cdot s \cdot t^2}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot \left[k_4^2 \cdot (h_0 - s) \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) + t\right] \qquad F\ (61)$$

$$\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} = \frac{4 \cdot 206000}{1-0{,}3^2} = 905'494{,}5055..$$

Disk yayını tam yayılacak şekilde bastırırsak, yani s = h_0 olunca, düm düz basılınca yayın kuvveti:

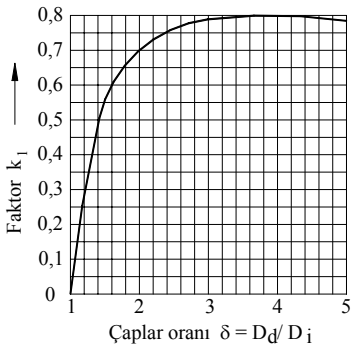
$$F = 905'495 \cdot \frac{k_4^2 \cdot s \cdot t^2}{k_1 \cdot D_d^2} \left(k_4^2 + t\right) \qquad F\ (62)$$

F	N	Bir yayı etkileyen kuvvet
s	mm	Yaylanma yolu
t	mm	Yayın kalınlığı
k_1	1	Çaplar oranıyla deiğşen 1. yay faktörü
k_4	1	Grup 3 için dayanma yüzeyi faktörü, Grup 1 ve 2 için 1.
D_d	mm	Yayın dış çapı
h_0	mm	Tam yaylanma boyu

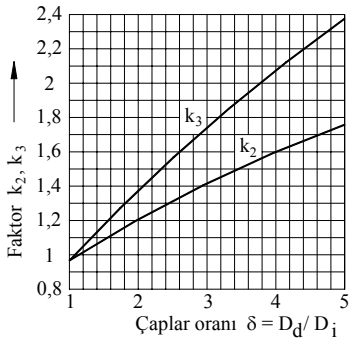
Bu fomülde şimdiye kadar görmediğimiz çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_1" görülmektedir. Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörleri üç tanedir. Bu fatörler kabaca Tablo 9, Şekil 30, Şekil 31 den alınabilir veya analitik olarak hesaplanır.

Tablo 9, Standart disk yaylar için k faktörleri

$\delta = D_d/D_i$	k_1	k_2	k_3
1,90	0,672	1,197	1,339
1,95	0,684	1,208	1,358
2,00	0,694	1,220	1,378
2,05	0,704	1,231	1,397



Şekil 30, Çaplar oranı faktörü k_1



Şekil 31, Çaplar oranı faktörü k_2 ve k_3

Çaplar oranı $\delta = D_d / D_i$ olarak kabul edersek

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_1"

$$k_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln\delta}} \qquad F\ (63)$$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_2"

$$k_2 = 6 \cdot \frac{\frac{\delta - 1}{\ln \delta} - 1}{\pi \cdot \ln \delta} \qquad \text{F (64)}$$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_3"

$$k_3 = 3 \cdot \frac{\delta - 1}{\pi \cdot \ln \delta} \qquad \text{F (65)}$$

Faktör "k_4"

Grup 3 için dayanma yüzeyi faktörü

$$k_4 = \sqrt{-0{,}5 \cdot c_1 + \sqrt{(0{,}5 \cdot c_1)^2 + c_2}} \qquad \text{F (66)}$$

$$c_1 = (t'/t)^2 / \left[(0{,}25 \cdot l_0 / t - t'/t + 0{,}75) \cdot (0{,}0625 \cdot l_0 / t - t'/t + 0{,}375)\right]$$

$$c_2 = \left[0{,}156 \cdot (l_0 / t - 1)^2 + 1\right] \cdot c_1 / (t'/t)^3$$

t'	mm	Eksiltilmiş disk kalınlığı	Gr 3 için
t	mm	Disk kalınlığı Gr 1+2 için	
l_0	mm	Yay yüksekliği	

4.5.2.2 Yay karakteristiği (rijitliği) "R"

Yay karakteristiği (rijitliği) genel olarak kuvvetin yaylanma boyuna oranıdır.

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s}$$

Disk yaylarında kuvvet F (60) ele alıp eşitliğin iki tarafını yaylanma boyu "s" e böler ve kısaltmaları yaparsak, yay karakteristiğini buluruz;

$$R = \frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{k_4^2 \cdot t}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot \left[k_4^2 \cdot \left(h_0^2 - 3 \cdot h_0 \cdot s + 1{,}5 \cdot s^2\right) + t^2\right] \qquad \text{F (67)}$$

R	N/mm	Bir yayı etkileyen kuvvet
	Diğer bütün büyüklükler F (62) in aynı	

4.5.2.3 Gerilimler

Statik zorlama:

Statik zorlamada I. yerde oluşan bası gerilimi σ_{bI} bütün disk yayda oluşan en büyük gerilmedir.

$$\sigma_I = \frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot (-k_2 \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) - k_3 \cdot t) \qquad \text{F (68)}$$

Dinamik zorlama:

Değişken dinamik zorlmada devamlı zorlamadan oluşan çatlamalar yayın alt kısmında, çeki tarafında oluşur. Buna göre kontrol ya II. yerdeki (σ_{II}) veya III. yerdeki (σ_{III}) gerilmelerle yapılır.

Analitik olarak 1. ve 2. gruplardaki gerilimler;

$$\sigma_{I,II} = -\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot \left[k_2 \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) \pm k_3 \cdot t\right] \qquad F\ (69)$$

σ_{II} için " + k_3" çeki gerilimi, σ_I için " – k_3" bası gerilimi

$$\sigma_{III,IV} = -\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s}{k_1 \cdot \delta \cdot D_d^2} \cdot \left[(k_2 - 2 \cdot k_3) \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) \mp k_3 \cdot t\right] \qquad F\ (70)$$

σ_{III} için " – k_3" çeki gerilimi, σ_{IV} için " + k_3" bası gerilimi

Analitik olarak 2. ve 3. gruplardaki gerilimler;

$$\sigma_{I,II} = -\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{k_4 \cdot s}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot \left[k_4 \cdot k_2 \cdot \left(h_0' - 0{,}5 \cdot s \cdot \frac{h_0'}{h_0}\right) \pm k_3 \cdot t'\right] \qquad F\ (71)$$

σ_{II} için " + k_3" çeki gerilimi, σ_I için " – k_3" bası gerilimi

$$\sigma_{III,IV} = -\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{k_4 \cdot s}{k_1 \cdot \delta \cdot D_d^2} \cdot \left[k_4 \cdot (k_2 - 2 \cdot k_3) \cdot \left(h_0' - 0{,}5 \cdot s \cdot \frac{h_0'}{h_0}\right) \mp k_3 \cdot t'\right] \qquad F\ (72)$$

σ_{III} için " – k_3" çeki gerilimi, σ_{IV} için " + k_3" bası gerilimi

σ	N/mm^2	Gerilimler, indeksine göre
s	mm	Yaylanma yolu
t, t'	mm	Yayın kalınlığı
k	1	Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü, indeksine göre
h_0, h'_0	mm	Tam yaylanma boyu
δ	1	Çaplar oranı D_d/D_i
D_d	mm	Yayın dış çapı

4.5.2.4 Yaylanma işi "W"

Genel olarak iş kuvvet x yol olarak yazılır; $W = \int_0^s F \cdot ds$

$$W = \frac{2 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{t^5}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot k_4^2 \cdot \left(\frac{s}{t}\right)^2 \cdot \left[k_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t}\right)^2 + 1\right] \qquad F\ (73)$$

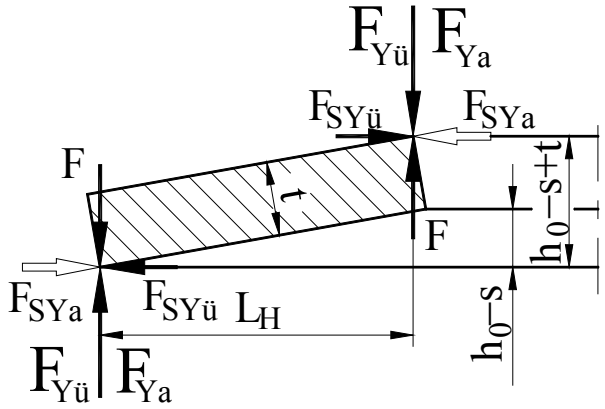
Malzeme olarak çelikler kullanıldığı için E = 206'000 N/mm^2 ve Poisson sayısı ν = 0,3 değerleri formülde yerleştirilirse:

$$W = 452'747 \cdot \frac{k_4^2 \cdot s^2 \cdot t}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot \left[k_4^2 \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s)^2 + t^2\right] \qquad F\ (74)$$

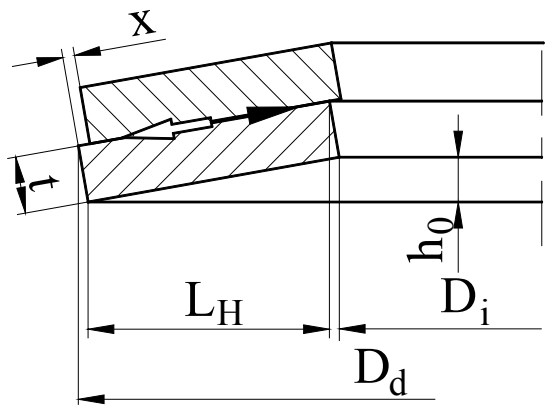
W	Nmm	Yaylanma işi
s	mm	Yaylanma yolu
t	mm	Yayın kalınlığı
k	1	Çaplar oranıyla değişen yay faktörü, indeksine göre
h_0	mm	Tam yaylanma boyu
D_d	mm	Yayın dış çapı

4.5.2.5 Sürtünme etkisi

Kuvvet formülü F (60) da sürtünmeden oluşan kuvvet gösterilmemiştir. Yayların tertiplenmesine göre yaylanmada sürtünmeden oluşan kuvvetinde etkisi dikkate alınır. Sürtünme kuvvetini paketteki yay sayısı, sütundaki paket sayısı, deyen yüzeylerin kalitesi ve yağlama durumu ile konstrüksiyonun şekli etkiler ve kuvvet kabaca yaklaşık olarak yalnız analitik olarak hesaplanabilinir.



Şekil 32, İşletme ve yaylanma kuvvetleri



Şekil 33, İki yaylı paket n=2

Sürtünme yüklemede daha büyük, yaylanmada daha küçük yay kuvveti oluşturur. Sürtünme kuvvetini şu şekilde hesaplarız.;

Yüklemede sürtünme kuvveti; $F_{S\,Yü} = \mu \cdot F_{Yü}$ F (75)

Yaylanmada sürtünme kuvveti; $F_{S\,Ya} = \mu \cdot F_{Ya}$ F (76)

$F_{SYü}$	N	Yüklemede sürtünme kuvveti
μ	1	Sürtünme katsayısı
$F_{Yü}$	N	Yükleme kuvveti
F_{SYa}	N	Yaylanmada sürtünme kuvveti
F_{Ya}	N	Yaylanma kuvveti

Yukarıdaki formüllerdende görüleceği gibi değerler sürtünme katsayısına bağlıdır. Sürtünme katsayısıda göreceli olarak yapılmış deneylere göre kabul edilen büyüklükler olduğundan kuvvet değerleride yaklaşık, kabaca doğru değerlerdir.

Paket için; $F_{top\,Sü} = F \cdot n / [1 \mp \mu_{Ko} \cdot (n-1) \mp \mu_{Ke}]$ F (77)

Sütun için; $F_{top\,Sü} = F \cdot n / [1 \mp \mu_{Ko} \cdot (n-1)]$ F (78)

(–) Yükleme, (+) yaylanma kuveti için

$F_{top\,Sü}$	N	Toplam sürtünme kuvveti
μ_{Ko}	1	Kovan/kılavuz sürtünme faktörü
μ_{Ke}	1	Kenar sürtünme faktörü

Tablo 10, Sürtünme kovan/kılavuz faktörü μ_{Ko} ve kenar faktörü μ_{Ke} , değerler 1.10^{-3} olarak

	Sıvı yağ	Gres yağı	Molykotlu gres
A Dizisi	15-32 (27-40)	12-27 (24-37)	5-22 (27-33)
B Dizisi	10-22 (17-26)	8-19 (16-24)	3-15 (17-21)
C Dizisi	8-17 (12-18)	1-15 (11-17)	3-12 (12-15)

Kovan/kılavuz faktörü μ_{Ko} normal, kenar faktörü μ_{Ke} () parantez içindeki değerler.

4.6 Disk yay malzemesi

Disk yayların malzemesi devamlı mukavemet ve zorlanma altında dayanma özelliğine sahip olmalıdır. Genel olarak disk yay için kullanılan malzemeler Tablo 11 ile verilmiştir. Malzemenin ısı değerleri devamlı ısı değerleridir. Özel hallerde, örneğin; ısının kısa zaman içinde (bir saate kadar) verilen değerden 100°C daha fazla olmasına malzeme özelliğinden bir şey kaybetmeden dayanır. Yay hesabı yapılırken işletme ısısı dikkate alınmalıdır. Malzemenin E-Modülü değeri yüksek ısıda azalır, düşük ısıda yükselir. Bu özellik yay kuvvetinin yüksek ısıda azalması, düşük ısıda yükselmesi demektir.

4.6.1 Standart disk yay malzemeleri

Standart disk yay malzemeleri olarak aşırı ısı ve korozyon tehlikesi olmadığı müddetce ***Ck 67, 50CrV ve 51 CrMoV 4*** malzemelerini sayabiliriz. Bu malzemeler en ekonomik olarak yay fonksiyonları yerine getirilir.

Ck 67 bu malzemeler arasında en ucuzudur. Fazla istek ve şartların olmadığı yerde kullanılması en akıllıca iştir. DIN 2093 de standart disk yaylarda 1,25 mm ve daha ince kalınlıklarda kullanılır. Özel hallerde 4 mm ye kadar kullanılırlar.

50 Crv 4 klasik yay malzemesidir ve –15°C ile +150°C arasında aryu edilen bütün şartları yerşne getirir. Dayanma müddetinden kayıp göze alınırsa –25°C veya +200°C sahasındada kullanılır.

51CrMoV 4 malzemesi 50 CrV 4 malzemesinin bütün özellikleri yanında bünyesindeki molüpten karışımından ötürü 40 mm kalınlığına kadar gayet kolaylıkla bütün kalınlığı problemsiz gayet kolay sertleştirilir. Daha az kırılgan olduğundan 0°C ile -20°C arasında 50 CrV 4 den daha avantajlıdır.

4.6.2 Korozyona dayanıklı malzemeler

Korozyona dayanıklı malzeme olarak ***X 12 CrNi 17 7, X 7 CrNiAl 17 7*** ve ***X 5 CrNiMo18 10*** malzemelerini sayabiliriz. Bünyelerindeki Cr ve Ni den dolayı korozyona dayanıklıdırlar. Esas yapıları ostenitik olduğundan standart malzemeler gibi martensit veya baynit tavlaması yapılamaz. Yüksek mukavemet değerlerini soğuk haddeleme veya sıkıştırma ile kazanırlar. Yay için gereken mukavemet değerini belirli ve özel haddeleme metoduyla kazanırlar. Bu durum malzeme kalınlığının dar bir aralıkta kalmasını gerektirir. Bu malzemeler çok düşük ısılardada kolaylıkla yay fonsiyonlarını yaparlar. Fakat 200°C nin üstündeki sıcaklıkta zamanla soğuk haddelemede kazandıkları mukavemet değerini kaybederlar.

4.6.3 Düşük ısıya (–°C) dayanıklı malzemeler

Düşük ısı malzemeleri olarak ***45 CrMoV 6 7*** ve ***30 CrNiMo 8*** malzemelerini sayabiliriz. Düşük ısı malzemeleri standart malzemeler gibi martensit veya baynit tavlamasıyla mukavemet değerlerini kazanırlar ve standart malzemelerin özelliklerine sahiptirler. -20°C den daha düşük ısıda çentik hassasiyetleri standart malzemelerden daha azdır. 45 CrMoV 6 7 malzemesi -60°C kadar ve 30CrNiMo 8 malzemeside -80°C kadar rahatlıkla mukavemet ve ömür değerlerinden bir şey kaybetmeden kullanılır. Bünyelerinde bulunan Mo ve Ni den dolayı standart malzemelerden daha yüksek ısılardada rahatlıkla kullanılırlar.

4.6.4 Yüksek ısıya dayanıklı malzemeler

Yüksek ısıya dayanıklı malzemeler olarak ***X 35 CrMo 17***, ***X 30 WCrV 5 3*** ve ***X 22 CrMoV 12 1*** malzemelerini sayabiliriz. Bu malzemeleri martensit tavlanabilir malzemeler olarak tanırız. Alaşımlarının sayesinde yüksek ısıya standart malzemelerden daha fazla dayanırlar.

4.6.5 Anti manyetik ve korozyona dayanıklı malzemeler

Anti manyetik ve korozyona dayanıklı malzemeler olarak ***CuBe 2*** ve ***NiBe 2*** malzemelerini sayabiliriz. Bu malzemeler mukavemet değerlerini sertleştirme işlemiyle elde ederler ve aynı zamanda anti manyetik ve korozyona dayanıklı malzemelerdirler.

CuBe 2 gayet güzel elektrik iletir. Aşırı soğuklukta kullanılan ender malzemelerden biridir. E-modülünün düşük olması oldukça küçük kuvvetlerde kullanılmasında rol oynar.

NiBe 2 yukarıda verilmiş olan özelliklerinin yanı sıra aşırı sıcaklıkta kullanılan ender malzemedir.

4.6.6 Aşırı ısıya dayanıklı malzemeler

Aşırı ısıya dayanıklı olarak ***Duratherm 600***, ***Inconel X 750*** ve ***Nimonic 90*** malzemelerini sayabiliriz. Burada verilen isimler malzemelerin piyasa isimleridir. Nimonic 90 için DIN adı ve numarası olmasına karşın Duratherm ve İnconel için DIN adı ve numarası yoktur.

Bu malzemeler sertleştirilebilinirler, gevrek değillerdir ve devamlı mukavemet değerlerini garantili olarak devamlı tutarlar. Bu özelliklerie rağmen yayın seçiminde çekme ile akma mukavemeti belirli bir toleransla daha küçük alınırsa oturmadan oluşacak (20 yüklenmeden sonra) kuvvet kaybı dikkate alınmış olur. Malzemedeki oturma kaybı ısı, zaman ve gerilime bağlı fonksiyondur ve yay yüksekliğinden kaybeder.

Bir yay yüksek ısıda kullanılır, eğer zorlanma düşük kuvvetle ve çalışma zamanı kısa ise.

Tablo 11 a, Disk yaylar için malzeme ve değerleri

Malzemenın DIN adı	W.Nr.	E-Modül N/mm^2	max kalınlık mm	Isı sahası °C	Temini	Kullanımı
Ck 67	1.1231	206'000	1,25	– 10 ... 100	kolay	Standart
50 CrV 4	1.8159	206'000	25	– 20 ... 200	kolay	
51 CrMoV 4	1.7701	206'000	40	– 20 ... 200	kolay	
X 12 CrNi 17 7	1.4310	190'000	2	– 150 ... 200	kolay	Korozyona dayanıklı
X 7 CrNiAl 17 7	1.4568	200'000	2,5	– 200 ... 200	kolay	
X 5 CrNiMo 18 10	1.4401	190'000	1,6	– 200 ... 200	kolay	
45 CrMoV 6 7	1.7737	206'000	20	– 60 ... 250	zorca	Düşük ısı
30 CrNiMo 8	1.6580	206'000	20	– 80 ... 250	zorca	
X 35 CrMo 17	1.4122	209'000	20	– 60 ... 300	zorca	Sıcağa dayanıklı
X 30 WCrV 5 3	1.8242	206'000	20	– 60 ... 350	zorca	
X 22 CrMoV 12 1	1.4923	209'000	20	– 60 ... 350	zorca	
CuBe 2	2.1247	135'000	4,5	– 250 ... 150	zorca	Antimanyetik ve korozyona dayanıklı
NiBe2	2.4132	200'000	4,5	– 200 ... 350	zorca	
Duratherm 600	– – –	220'000	6	– 200 ... 400	zor	Aşırı ısıya dayanıklı
Inconel X 750	– – –	214'000	25	– 200 ... 500	zor	
NiCr 20 Co 18 Ti *)1	2.4969	206'000	25	– 200 ... 600	zor	

*)1 Piyasa adı "Nimonic 90" dır

Tablo 11 b, Malzemenin ısı kademelerinde mukavemet değerleri

Malzemenın DIN adı	W.Nr.	Isı kademelerinde E - Modül							
		20 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C	700 °C
Ck 67	1.1231	206	202						
50 CrV 4	1.8159	206	202	196					
51 CrMoV 4	1.7701	206	202	196					
X 12 CrNi 17 7	1.4310	190	185	178					
X 7 CrNiAl 17 7	1.4568	200	195	190					
X 5 CrNiMo 18 10	1.4401	190	185	178					
45 CrMoV 6 7	1.7737	206	202	196	189				
30 CrNiMo 8	1.6580	206	202	196	189				
X 35 CrMo 17	1.4122	209	205	199	192				
X 30 WCrV 5 3	1.8242	206	202	196	189	178			
X 22 CrMoV 12 1	1.4923	209	205	200	193				
CuBe 2	2.1247	135	131	126					
NiBe2	2.4132	200	195	189	182	176			
Duratherm 600	– – –	220	219	212	204	197			
Inconel X 750	– – –	214	207	198	190	179	170		
NiCr 20 Co 18 Ti	2.4969	206	201	195	189	181	175	167	160

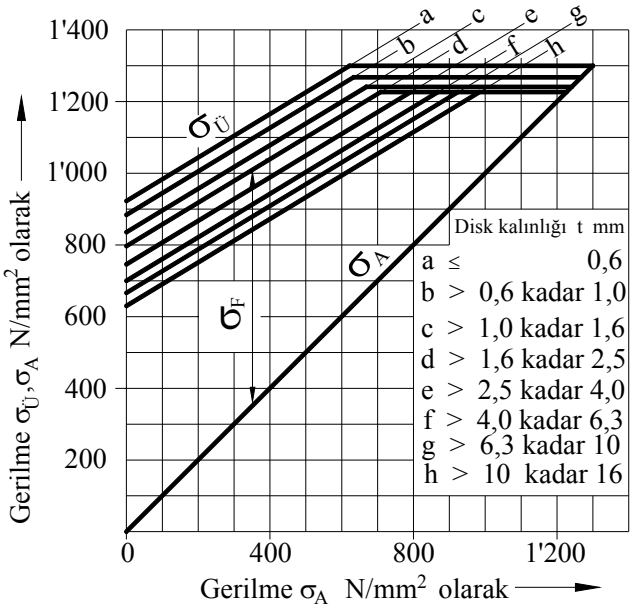
"***Mubea*** kataloğuna göre"
$N_Y = 2 \cdot 10^6$ için geçerli değerler.
$\sigma_Ü$ ve σ_F vede 90% dayanma ihtimali için çevirme hesabı faktörleri şöyledir:

$N_Y = 10^5$	Faktör	1,1
	(Zamana bağlı)	
$N_Y = 5 \cdot 10^6$	Faktör	0,9
$N_Y = 10^7$	Faktör	0,8

Devamlı mukavemet değerleri şu yay tipleri ve gerilim yerleri içindir.

σ_{II} A tipi
(Tablo 12 deki * büyüklükler için)

σ_{III} diğer tipler için



Şekil 34, Disk yaylar için devamlı veya zamana bağlı mukavemet değerleri

Tablo 12, Disk yaylar, DIN 2093 (Özet)

Aşağıdaki tabelalar ve A, B ve C dizileri için açıklayıcı bilgiler.

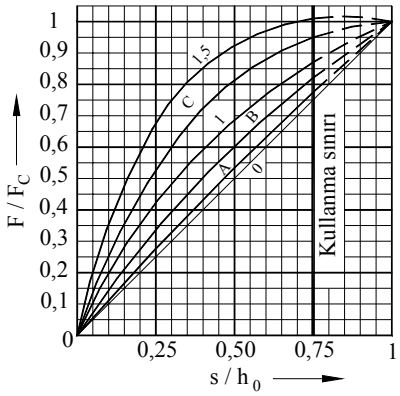
A dizisinin yay karakteristiği yaklaşık doğrusaldır. B ve C dizileri alçalan yay karakteristiğine sahiptirler ve $F_{0,25}$, $F_{0,5}$, $F_{0,75}$ veya $\sigma_{0,25}$, $\sigma_{0,5}$, $\sigma_{0,75}$ yaylanma değeri $s_{0,25}$, $s_{0,5}$, $s_{0,75}$. ile oldukça doğru değerlerle gösterirler. Tabela değerleri birçok yerde yuvarlatılmıştır. $\sigma_{0,25}$ $\sigma_{0,50}$ $\sigma_{0,75}$ de verilen değerler σ_{III} (III. yer) ve * değerler σ_{II} (II. yer) için geçerlidir.

a) A dizisi: $D_d / t \approx 18$; $h_0 / t \approx 0,4$

Grup	D_d h12 mm	D_i H12 mm	t veya t' $L_0 = h_0 + t$ mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ N	$s_{0,75}$ mm	$\sigma_{0,75}$ N/mm^2
1	8	4,2	0,4	0,20	210	0,15	1'230 *
	10	5,2	0,5	0,25	325	0,19	1'230 *
	12,5	6,2	0,7	0,30	660	0,23	1'390 *
	14	7,2	0,8	0,30	797	0,23	1'320 *
	16	8,2	0,9	0,35	1'010	0,26	1'310 *
2	18	9,2	1,0	0,40	1'250	0,30	1'310 *
	20	10,2	1,1	0,45	1'520	0,34	1'300 *
	22,5	11,2	1,25	0,50	1'930	0,38	1'310 *
	25	12,2	1,50	0,55	2'930	0,41	1'430 *
	28	14,2	1,50	0,65	2'840	0,49	1'280 *
	31,5	16,3	1,75	0,70	3'870	0,53	1'310 *
	35,5	18,3	2,00	0,80	5'190	0,60	1'340 *
	40	20,4	2,25	0,90	6'500	0,68	1'340 *
	45	22,4	2,50	1,00	7'720	0,75	1'310 *
	50	25,4	3,00	1,10	12'000	0,83	1'430 *
	56	28,5	3,00	1,30	11'400	0,98	1'280 *
	63	31,0	3,50	1,40	15'000	1,05	1'310 *
	71	36,0	4,00	1,60	20'500	1,20	1'340 *
	80	41,0	5,00	1,70	33'600	1,28	1'460 *
	90	46,0	5,00	2,00	31'400	1,50	1'310 *
	100	51,0	6,00	2,20	48'000	1,65	1'430 *
	112	57,0	6,00	2,50	43'700	1,88	1'250 *
3	71	36,0	4 (3,75)	1,60	20'500	1,20	1'160
	80	41,0	5 (4,7)	1,70	33'600	1,28	1'200 *
	90	46,0	5 (4,7)	2,00	31'400	1,50	1'140
	100	51,0	6 (5,6)	2,20	48'000	1,65	1'190
	112	57,0	6 (5,6)	2,5	43'700	1,88	1'100
	125	64,0	8 (7,5)	2,60	85'900	1,95	1'210 *
	140	72,0	8 (7,5)	3,20	85'200	2,40	1'210
	160	82,0	10 (9,4)	3,50	138'000	2,63	1'230
	180	92,0	10 (9,4)	4,00	125'000	3,00	1'140

Tablo 12-b. B dizisi: $D_d / t \approx 28$; $h_0 / t \approx 0{,}75$

Gr	D_d mm h12	D_i mm H12	t t' mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ N	$s_{0,75}$ mm	$\sigma_{0,75}$ N/mm²	$F_{0,50}$ N $s_{0,5} = 0{,}5.h_0$	$\sigma_{0,50}$ N/mm²	$F_{0,50}$ N $s_{0,25} = 0{,}25.h_0$	$\sigma_{0,50}$ N/mm²
1	8	4,2	0,30	0,25	118	0,19	1'320	89	945	52	505
	10	5,2	0,40	0,30	209	0,23	1'290	155	919	88	489
	12,5	6,2	0,50	0,35	293	0,26	1'120	215	798	120	423
	14	7,2	0,50	0,40	279	0,30	1'110	210	792	120	423
	16	8,2	0,60	0,45	410	0,34	1'120	304	796	172	423
	18	9,2	0,70	0,50	566	0,38	1'120	417	798	233	424
	20	10,2	0,80	0,55	748	0,41	1'130	547	799	304	424
	22,5	11,2	0,80	0,65	707	0,49	1'090	533	778	306	415
	25	12,2	0,90	0,70	862	0,53	1'030	644	736	367	392
	28	14,2	1,00	0,80	1'110	0,60	1'090	832	781	476	417
	31,5	16,3	1,25	0,90	1'910	0,68	1'200	1'410	850	791	452
	35,5	18,3	1,25	1,00	1'700	0,75	1'080	1'280	772	731	412
2	40	20,4	1,50	1,15	2'620	0,86	1'150	1'950	816	1'110	435
	45	22,4	1,75	1,30	3'650	0,98	1'150	2'700	821	1'520	437
	50	25,4	2,00	1,40	4'760	1,05	1'150	3'490	816	1'950	433
	56	28,5	2,00	1,60	4'440	1,20	1'100	3'340	784	1'910	418
	63	31	2,50	1,75	7'190	1,31	1'100	5'270	779	2'940	414
	71	36	2,50	2,00	6'730	1,50	1'060	5'050	759	2'890	405
	80	41	3,00	2,30	10'500	1,73	1'150	7'840	820	4'450	437
	90	46	3,50	2,50	14'200	1,88	1'120	10'400	798	5'840	424
	100	51	3,50	2,80	13'100	2,10	1'060	9'820	901	5'620	402
	112	57	4,00	3,20	17'800	2,40	1'130	13'300	784	7'640	418
	125	64	5,00	3,50	29'900	2,63	1'160	21'900	823	12'200	437
	140	72	5,00	4,00	27'900	3,00	1'110	21'000	792	12'000	423
	160	82	6,00	4,50	41'000	3,38	1'120	30'400	828	17'200	445
	180	92	6,00	5,10	37'500	3,83	1'040	28'600	776	16'600	419
3	112	57	4,3(3,7)	3,20	17'800	2,40	1'130	13'300	784	7'640	418
	125	64	5,0(4,7)	3,50	29'900	2,63	1'190	21'900	823	12'200	437
	140	72	5,0(4,7)	4,00	27'900	3,00	1'140	21'000	792	12'000	423
	160	82	6,0(5,6)	4,50	41'000	3,38	1'150	30'400	828	17'200	445
	180	92	6,0(5,6)	5,10	37'500	3,83	1'070	28'600	776	16'600	419



Eğrilerin tarifi:

$h_0 / t = 0$

$h_0 / t = A = 0{,}4$

$h_0 / t = B = 0{,}75$

$h_0 / t = 1$

$h_0 / t = C = 1{,}3$

$h_0 / t = 1{,}5$

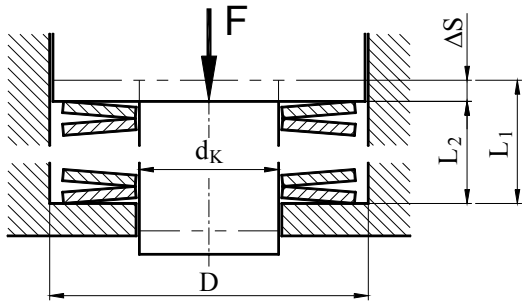
Şekil 35, h_0 / t ve F / F_C ve s/h_0 orantılarına bağlı hesapsal yay karakteristiği diyagramı

Tablo 12-c. C dizisi: $D_d / t \approx 40$; $h_0 / t \approx 1,3$

Gr	D_d mm h12	D_i mm H12	t t' mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ N	$s_{0,75}$ mm	$\sigma_{0,75}$ N/mm²	$F_{0,50}$ N $s_{0,5} = 0,5.h_0$	$\sigma_{0,50}$ N/mm²	$F_{0,50}$ N $s_{0,25} = 0,25.h_0$	$\sigma_{0,50}$ N/mm²
1	8	4,2	0,20	0,25	39	0,19	1'040	33	759	21	411
	10	5,2	0,25	0,30	58	0,23	972	48	706	30	383
	12,5	6,2	0,35	0,45	151	0,34	1'290	130	940	84	511
	14	7,2	0,35	0,45	123	0,34	1'060	106	775	68	431
	16	8,3	0,40	0,50	154	0,38	1'020	131	740	84	402
	18	9,2	0,45	0,60	214	0,45	1'120	186	815	121	443
	20	10,2	0,50	0,65	254	0,49	1'070	219	782	141	425
	22,5	11,2	0,60	0,80	425	0,60	1'240	370	904	240	492
	25	12,2	0,70	0,90	599	0,68	1'270	515	926	331	503
	28	14,2	0,80	1,00	801	0,75	1'310	681	957	435	519
	31,5	16,3	0,80	1,05	687	0,79	1'140	594	831	384	451
	35,5	18,3	0,90	1,15	832	0,86	1'090	712	792	458	430
2	40	20,4	1,00	1,30	1'020	0,98	1'070	876	782	565	425
	45	22,4	1,25	1,60	1'890	1,20	1'260	1'630	922	1'040	501
	50	25,4	1,25	1,60	1'550	1,20	1'040	1'330	761	854	413
	56	28,5	1,50	1,95	2'620	1,46	1'230	2'260	896	1'460	487
	63	31	1,80	2,35	4'240	1,76	1'360	3'660	995	2'360	541
	71	36	2,00	2,60	5'140	1,95	1'350	4'430	987	2'860	537
	80	41	2,25	2,95	6'610	2,21	1'380	5'720	1'010	3'700	548
	90	46	2,50	3,20	7'680	2,40	1'300	6'580	945	4'230	513
	100	51	2,70	3,50	8'610	2,63	1'240	7'410	908	4'780	493
	112	57	3,00	3,90	10'500	2,93	1'230	9'040	896	5'830	487
	125	64	3,50	4,50	15'400	3,38	1'330	13'200	968	8'510	526
	140	72	3,80	4,90	17'200	3,68	1'260	14'800	918	9'510	499
	160	82	4,30	5,60	21'800	4,20	1'250	18'800	911	12'200	495
	180	92	4,80	6,20	26'400	4,65	1'210	22'700	883	14'600	480
	200	102	5,50	7,00	36'100	5,75	1'260	30'980	916	19'800	498
3	160	82	4,3	5,60	21'800	4,20	1'280	18'800	911	12'200	495
	180	92,5	4,8	8,20	26'400	4,65	1'240	22'700	883	14'600	480

4.7 Disk yaylar için hsaplama örnekleri

4.7.1 Örnek 1, Vinçte yük kaldırma sınırlama mekanizması



Şekil 36, Sınırlama mekanizması

Vinçte kaldırma tahriki fazla yük sınırlama mekanizmasında şu değerler bilinmektedir:

F_{max} = 22 kN, şartnameye göre kaldırma yükünün %10 fazlası, 20 t

ΔS = 3,6±0,2 mm, gerekli yaylanma boyu

Disk yaylar %25 ön germeli monte edilecek ve en fazla max. %50 kuvvetle yüklenecek.

Basit olarak sürtünme dikkate alınmadan hesaplarsak konstrüksiyon için gereken diğer büyüklükler ne kadar dır?

Çözüm:

Disk yayları A dizisinden seçmek avantajlıdır. Çünkü yay karakteristiği hemen hemen doğrusaldır.

$F_{0,50}$ = 22 kN bu değerden $F_{0,75} = F_{0,50} \,.\, 3/2 = 22 \,.\, 3/2 = 33'000$ $F_{0,75}$ = 33'000 N

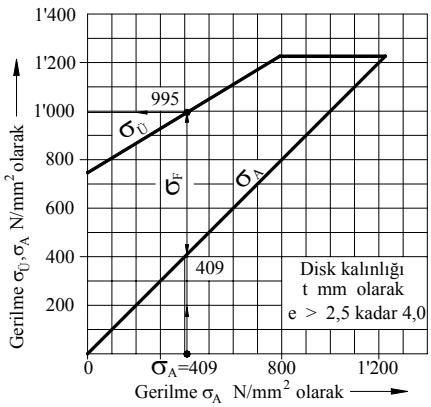
Tablo 12-a ve A dizisinden: Disk yay DIN 2032 - A80 GR2 seçilir

Yayın değerleri	: D_d = 80 mm ; D_i = 41 mm ; t = 5 mm ; h_0 = 1,7 mm	
	$F_{0,75}$ = 33'600 N ; $s_{0,75}$ =1,28 mm ;	$\sigma_{0,75}$ = 1'460 N/mm^2
Seçim için faktör	$k_{DF} = F_{0,50} / F_{0,75}$ = 22'000 / 33'600	k_{DF} = 0,64
$F_{0,50}$ için yaylanma	$s_{0,50} = s_{0,75} \,.\, k_{DF}$ = 1,28 . 0,64	$s_{0,50}$ = 0,819 mm
Ön yaylanma boyu	$s_{0,25} = s_{0,75} / 3$ = 1,28 / 3	$s_{0,25}$ = 0,427 mm
Bir diskin yaylanma boyu	$\delta s = s_{0,50} - s_{0,25}$ = 0,819 - 0,427	δs = 0,3924 mm
Yayların adedi	i_{DF} = 3,8 / δs = 3,8 / 0,3924 = 9,684	i_{DF} = 10
Faktöler	$\delta = D_h/D_i$ = 1,95 k_1 = 0,684 ; k_2 = 1,209 ; k_3 = 1,359	

Çekme gerilmesi F (70)

$$\sigma_{III} = -\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s}{k_1 \cdot \delta \cdot D_h^2} \cdot \left[(k_2 - 2 \cdot k_3) \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) - k_3 \cdot t\right]$$

$s_{max} = s_{0,50}$ = 0,819 mm için		σ_{IIImax} = 759 N/mm^2
$s_{min} = s_{0,25}$ = 0,427 mm için		σ_{IIImin} = 409 N/mm^2
s_h = δs = 0,3924 mm için	$\sigma_{IIIf} = \sigma_{IIImax} - \sigma_{IIImin}$	σ_{IIIf} = 350 N/mm^2



Emniyetli mukavemet değeri Şekil 34 ile:

σ_A = 409 N/mm^2 için $\sigma_Ü$ = 995 N/mm^2

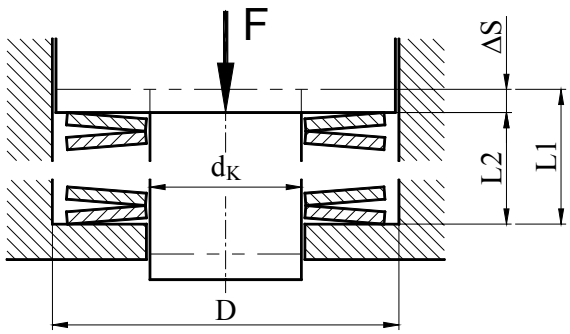
ve $\sigma_F = \sigma_Ü - \sigma_A$ = 995 – 409 = 586 σ_F = 586 N/mm^2

Burada: σ_{IIIF} = 350 N/mm^2 < σ_F = 586 N/mm^2 ,

σ_{IIImax}= 759 N/mm^2 < $\sigma_Ü$ =995 N/mm^2

ve böylece yayın hesaba göre 2.10^6 yükleme için emniyetle çalışacağı bulunur.

4.7.2 Örnek 2, Preste yuvarlak sac kesme mekanizması



Şekil 37, Sınırlama mekanizması

Preste rondela için yuvarlak sac kesme mekanizması olarak Şekil 37 ile gösterildiği gibi konstrüksiyon düşünülmüştür. Görüldüğü gibi disk yaylar değişik yönlerde sütün halinde konulmaktadır.

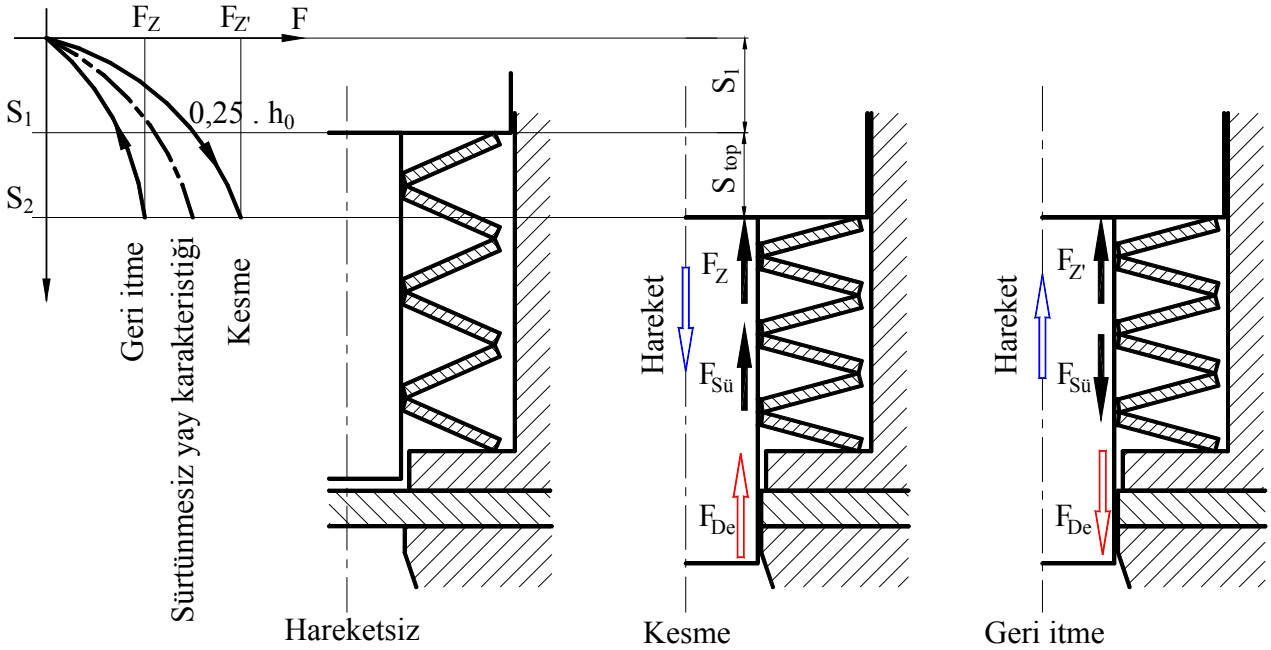
Bilinen değerler:

Kesme kuvveti	F_{kes} = 15 kN
Geri itme kuvveti	F_{gi} = 1,45 kN
Toplam yaylanma boyu	s_{top} = 2,6 mm

Sürtünme dikkate alınarak şu hesapların konstrüksiyoniçin yapılmasına karar verilmiştir.

1. Konstrüksiyon için gerekli disk yayların seçimi,
2. Paketteki yay adedi ve zorlanma halinde sütunun L_1 ve L_2 boyları. Bir disk yay için $0{,}25xh_0$ alınırsa,
3. Titreşimli zorlamada tahmini yükleme sayısı ve yaylanma boyu s_1 ve s_2 de σ_1 ve σ_2 değerleri.

Çözüm:



Şekil 38, Fonksiyon şeması

Burada geri itme kuvveti disk yay seçimi için önemli olan kuvvet büyüklüğüdür. Kesme kuvveti yayları zorlayan kuvvet değildir.

Bu düşünceyle hesabımızı yapalım.

Bir disk yaya gelen kuvveti bulmak için F (59) ele alalım:

$$F = \frac{F_{Bitop}}{n \cdot (1 \pm k_s \cdot n)} = \frac{1450}{1 \cdot (1 - 0{,}02 \cdot 1)} = 1'480$$

$F_{Z'} = 1'480$ N

Burada $F_{Bitop} = 1450$ N olduğu için pakette bir disk yay kabul edelim, $n = 1$.
Disk yayı dizi B ve 2.Grup alalım ve sürtünme faktörü k_s Tablo 8 ile bulunur. $k_s = 0{,}02$

Disk yayı dizi B ve 2.Grup Tablo 12-b den yayımızı seçelim:

Disk yay **DIN2093-B45 GR2**	Kuvvet	$F_{0,25} = 1'520$ N
	Dış çap	$D_d = 45$ mm
	İç çap	$D_i = 22{,}4$ mm
	Çaplar oranı	$\delta = D_d / D_i = 2{,}01$
	Disk kalınlığı	$t = 1{,}75$ mm
	max yaylanma boyu	$s_{max} = h_0 = 1{,}3$ mm
	Disk yayın toplam boyu	$L_0 = 3{,}05$ mm
	max emniyetli kuvvet	$F_{0,75} = 3'660$ N
	max emniyetli yaylanma boyu	$h_{0,75} = 0{,}98$ mm

Kabul edilen disk yayın kontrolü:

Disk yayın sütundaki adedi $n_{Dy} = \frac{s_{top}}{s_{Dy}} = \frac{2{,}6}{0{,}65} = 4$

Çok teorik bir sayı. Emniyetli olmak için **$n_{Dy} = 6$** adet seçelim.

Bir disk yayı 0,25 h_0 ile ön germeli monte edeceğimize göre $F_{0,25} = 1'520$ N > $F_{Z'} = 1'480$ N

0,75 h_0 yaylanma boyunu maksimum işletme boyu olarak kabul edelim. Böylece;

$\Delta s = S_2 - S_1 = 0{,}75.h_0 - 0{,}25 \,.\, h_0 = 0{,}5.h_0 = 0{,}5.1{,}3 = 0{,}65$ mm bulunur.

Sütunun boyu	$L_{0Sü} = n_{Dy} \,.\, L_0 = 6 \,.\, 3{,}05 = 18{,}3$	$L_{0Sü} = 18{,}3$ mm
Montajda ön germe boyu	$s_1 = n_{Dy} \,.\, 0{,}25 \,.\, h_0 = 6 \,.\, 0{,}325$ $0{,}25 \,.\, 1{,}3 = 0{,}325$	$s_1 = 1{,}95$ mm $s_{min} = 0{,}325$ mm
Sütunun montaj boyu	$L_{MSü} = L_{0Sü} - s_1 = 18{,}3 - 1{,}95$	$L_{MSü} = 16{,}35$ mm
Bir yayın işletmede yaylanma boyu	2,6/6= 0,433..	$\Delta s = 0{,}433$ mm
Bir yayın toplam yaylanma boyu	$s_{top} = s_{max} = 0{,}325 + 0{,}433$	$s_{max} = 0{,}758$ mm

Disk yayın mukavemet hesabı

Disk yaylarda gerilmenin maksimum olduğu yer III numaralı köşedir.

Çekme gerilmesi F (70) $$\sigma_{III} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{k_1 \cdot \delta \cdot D_h^2} \cdot \left[(k_2 - 2 \cdot k_3) \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) - k_3 \cdot t\right]$$

Değerler: $E = 209'000$ N/mm^2, $\nu = 0{,}3$ $\frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} = 905'495$

Çaplar oranı $\delta = D_d / D_i = 2{,}01$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_1" F (63) $k_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln\delta}}$ $k_1 = 0{,}696$

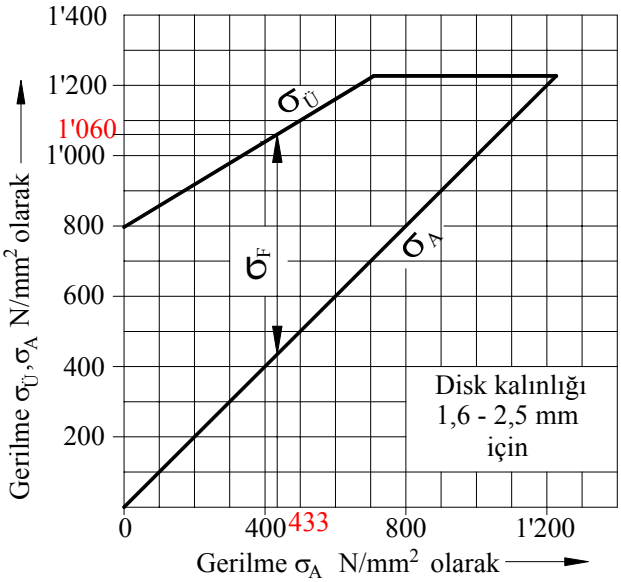
Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_2" F (64) $k_2 = 6 \cdot \frac{\frac{\delta - 1}{\ln\delta} - 1}{\pi \cdot \ln\delta}$ $k_2 = 1{,}222$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_3" F (65) $k_3 = 3 \cdot \frac{\delta - 1}{\pi \cdot \ln\delta}$ $k_3 = 1{,}381$

Çekme gerilmesi F (70) de $s_{max} = 0{,}758$ mm için; $\sigma_{IIImax} = 930$ N/mm^2

$s_{min} = 0{,}325$ mm için; $\sigma_{IIImin} = 433$ N/mm^2

$\sigma_{IIIf} = \sigma_{IIImax} - \sigma_{IIImin}$ $\sigma_{IIIf} = 497$ N/mm^2



Emniyetli mukavemet değeri Şekil 34 ile:

$\sigma_A = 433$ N/mm^2 için $\sigma_Ü = 1'060$ N/mm^2

ve $\sigma_F = \sigma_Ü - \sigma_A = 1'060 - 433$

$\sigma_F = 627$ N/mm^2

Burada:

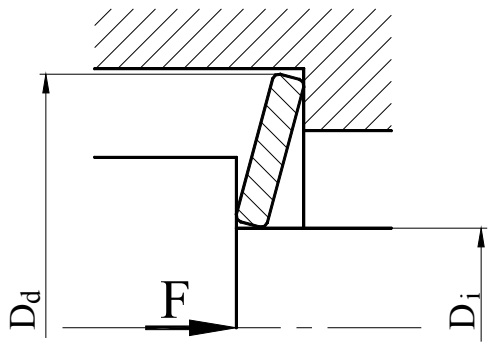
$\sigma_{IIIF} = 627$ N/mm^2 < $\sigma_{IIIf} = 497$ N/mm^2 ,

$\sigma_{IIImax} = 930$ N/mm^2 < $\sigma_Ü = 1'060$ N/mm^2

ve böylece yayın hesaba göre 2.10^6 yükleme sayısı için emniyetle çalışacağı bulunur.

4.7.3 Örnek 3, Sönümleme elemanı

Sönümleme elemanı olarak Şekil 39 ile gösterilen disk yayın ölçüleri ve mukavemet kontrolü yapılacaktır.



Şekil 39, Sönümleme elemanı, disk yay

Bilinen değerler:

Kuvvet $F_{max} = 8$ kN
$F_{min} = 6{,}5$ kN

Konstrüksiyona göre ölçüler;

$D_d = 150$ mm
$D_i = 110$ mm

Yükleme sayısı;

$N_Y \geq 2.10^6$

Yaylanma boyu F_{min} için

$s \approx 0{,}5.h_0$

Çözüm:

Böyle bir problemin çözümünde gayet rahatca bazı değerler alınır ve sonra bu değerlerle belirlenen ölçülere dayanarak kontroller yapılır. Sonuş tatmin edici olursa problem çözülmüş sayılır. Yoksa değerler değiştirilip hesaplar yeniden yapılır. Taki tatmin edici sonuç alınana kadar.

Burada F (60) ele alınır; $F = \frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} \cdot \frac{t^4}{k_1 \cdot D_d^2} \cdot k_4^2 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[k_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + 1 \right]$

Malzeme; DIN 2093, 50CrV4, ; E=209'000 N/mm^2 ; $\nu = 0{,}3$ ve ölçüleri "t_{min}" ile kabul edip F (60) disk kalınlığı t ye çözersek;

$h_0 = 1{,}1 \,.\, t_{min}$; $s_x = 0{,}5 \,.\, h_0 = 0{,}55 \,.\, t_{min}$

$$\frac{4 \cdot E}{1-\nu^2} = 905'495 \text{ N/mm}^2$$

Çaplar oranı $\delta = D_d / D_i = 2{,}01$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_1" F (63) $k_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta} \right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln \delta}}$ $k_1 = 0{,}439$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_2" F (64) $k_2 = 6 \cdot \frac{\frac{\delta - 1}{\ln \delta} - 1}{\pi \cdot \ln \delta}$ $k_2 = 1{,}062$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_3" F (65) $k_3 = 3 \cdot \frac{\delta - 1}{\pi \cdot \ln \delta}$ $k_3 = 1{,}12$

Çaplar oranıyla deiğşen yay faktörü "k_4", 2. Grup yay seçileceğinden $k_4 = 1$

$$F = 905'495 \cdot \frac{t^4}{0{,}439 \cdot 150^2} \cdot \frac{0{,}55 \cdot t}{t} \cdot \left[\left(\frac{1{,}1 \cdot t}{t} - \frac{0{,}55 \cdot t}{t} \right) \cdot \left(\frac{1{,}1 \cdot t}{t} - \frac{0{,}55 \cdot t}{2 \cdot t} \right) + 1 \right]$$

$$F = 905'495 \cdot \frac{t^4}{0{,}439 \cdot 150^2} \cdot 0{,}55 \cdot \left[(1{,}1 - 0{,}55) \cdot (1{,}1 - 0{,}275) + 1 \right]$$

$$F = 73{,}298 \cdot t^4$$

$$\boxed{t_{min} = \sqrt[4]{\frac{F_{min}}{73{,}298 \cdot N}} \cdot mm}$$

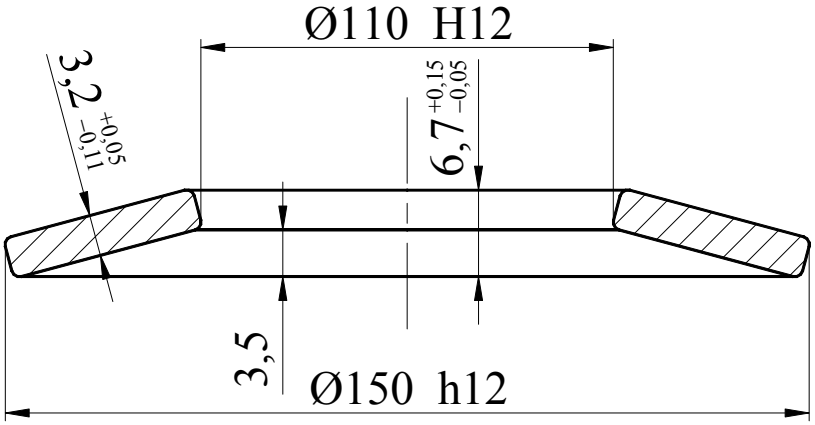
F_{min} = 6'500 N için t_{min} = 3,069 buradan t_{min} = 3,2 Seçilir.

Daha önceki kabullere göre disk yayımızın son ölçüleri;

Maksimum yaylanma boyu $h_0 = 1{,}1 \,.\, t = 1{,}1 \,.\, 3{,}2 = 3{,}52$ h_0 = 3,5 mm

Maksimum yay boyu $L_0 = t + h_0 = 3{,}2 + 3{,}5 = 6{,}72$ L_0 = 6,7 mm

Böylece Şekil 40 ile gösterilen disk yay bulunur.



Şekil 40, Disk yayın geometrik ölçüleri

Mukavemet kontrolü;

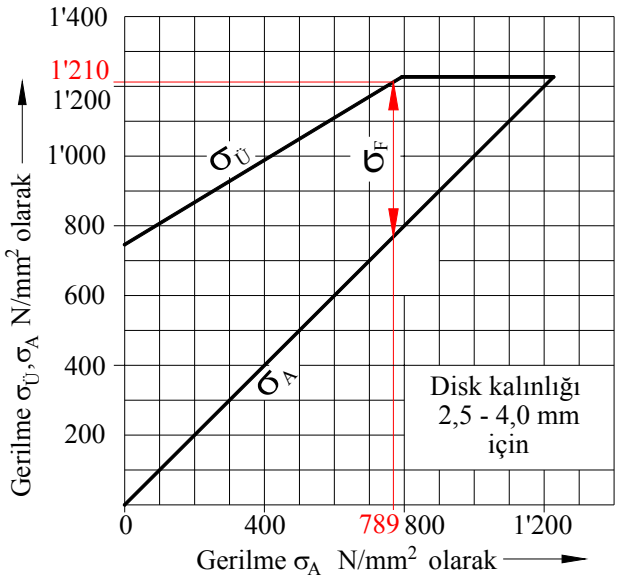
Disk yaylarda gerilmenin maksimum olduğu yer III numaralı köşedir.

Çekme gerilmesi F (70) $\sigma_{III} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s}{k_1 \cdot \delta \cdot D_h^2} \cdot \left[(k_2 - 2 \cdot k_3) \cdot (h_0 - 0{,}5 \cdot s) - k_3 \cdot t \right]$

Çekme gerilmesi F (70) de $s_{max} = 0{,}75 \,.\, h_0 = 2{,}64$ mm için; σ_{IIImax} = 1'091 N/mm^2

$s_{min} = 0{,}5 \,.\, h_0 = 1{,}76$ mm için; σ_{IIImin} = 789 N/mm^2

$\sigma_{IIIf} = \sigma_{IIImax} - \sigma_{IIImin}$ σ_{IIIf} = 302 N/mm^2



Emniyetli mukavemet değeri Şekil 34 ile :

$\sigma_A = 789\ N/mm^2$ için $\sigma_Ü = 1'210\ N/mm^2$

ve $\sigma_F = \sigma_Ü - \sigma_A = 1'210 - 789$

$\sigma_F = 421$ N/mm2

Burada:

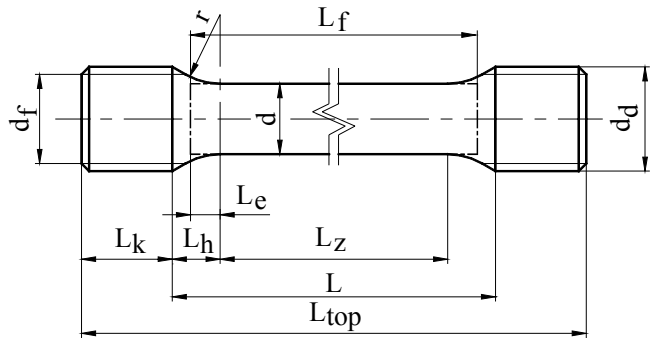
$$\sigma_{IIIF} = 421\ N/mm^2 \quad > \quad \sigma_{IIIf} = 302\ N/mm^2\ ,$$

$$\sigma_{IIImax} = 1'091\ N/mm^2 \quad < \quad \sigma_Ü = 1'210\ N/mm^2$$

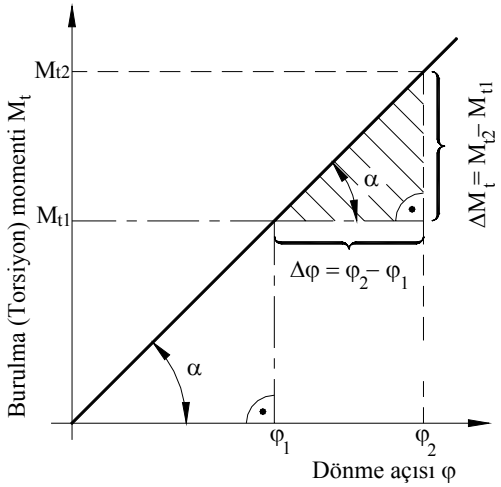
ve böylece yayın hesaba göre 2.10^6 yükleme sayısı için emniyetle çalışacağı bulunur.

5 Çubuk yaylar (Torsiyon)

Çubuk yaylar torsiyonmomenti veya kuvveti ölçmesinde, elastik kavrama olarak, Kamyonlarda taşıyıcı yay olarak kullanırlar. Gayet kolay imal edildiklerinden yüzey kaliteleri gayet hassas olur ve ucuza mal olurlar. Genelde yuvarlak sıcak haddelenmiş ıslah çelikleri DIN 17221 ile imal edilirler. Her bakımdan en avantajlı malzeme 50CrV4 malzemesidir.

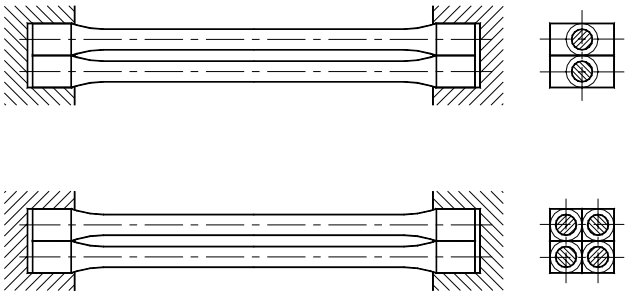


Şekil 41, Çubuk yay

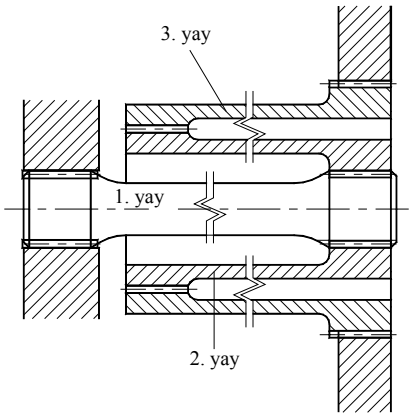


Şekil 42, Çubuk yay karakteristiği

d	mm	Çubuk çapı
d_f	mm	Dişli taban çapı
d_d	mm	Dişli dış çapı
L_{top}	mm	Çubuğun toplam boyu
L	mm	serbest şaft boyu
L_e	mm	Eş değer boy
L_f	mm	Yaylanan boy
L_h	mm	Boyun uzunluğu
L_k	mm	Uç boyu
M_t	Nmm	Burulma veya torsiyon momenti
r	mm	Boyun yarı çapı
φ	°	Burulma veya dönme açısı



Şekil 43, Çubuk yaylar paralel tertip



Şekil 44, Çubuk yaylar seri tertip

5.1 Çubuk yayların konstrüksiyonu

Torsiyon etkisinde çalıştıkları için genelde yuvarlak şekilli bir uçları sabit diğer ucu fonksiyonu yapan taraf olarak hareketli olarak konstrüksiyonları yapılır. Uç kısımları ya DIN 5481 e göre sivri diş profilli mil (Şekil 45, Tablo 14), veya dört ve altı köşe profilli yapılır. En önemli problem yay vazifesi gören yuvarlak kısım (L_f) ile uç kısımların esneklik ve çentik bakımından optimal şekilde uyuşacak şekilde konstrüksiyonlarının yapılıp istenilen yaşam zamanına erişilmesidir (Şekil 41). Bu hedefe ulaşabilmek için kabaca şu veriler dikkate alınmalıdır.

$$d_f / d \geq 1{,}3 \qquad ; \qquad 0{,}5 \cdot d_f < L_k \cdot d_f$$

$$L_h = 0{,}5 \cdot (d_f - d) \cdot \sqrt{4 \cdot r / (d_f - d) - 1}$$

Yaylanan boy büyüklüğünü şu formülle buluruz;

$$L_f = L - 2 \cdot (L_h - L_e)$$

Burada eşdeğer boy;

$$L_e = k_{le} \cdot L_h$$

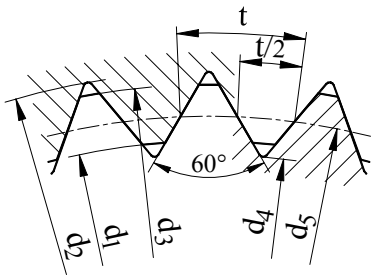
Eşdeğer boy faktörü d_f / d ve r/d orantılarıyla bağıntılı olarak Tablo 13 ile bulunur.

Tablo 13, Faktör k_{le}

r/d	d_f / d							
	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1,0	0,730	0,680	0,640	0,620	0,580	0,556	0,528	0,508
1,2	0,728	0,678	0,636	0,613	0,574	0,550	0,521	0,502
1,5	0,726	0,676	0,632	0,606	0,568	0,544	0,514	0,496
2,0	0,724	0,674	0,629	0,599	0,562	0,538	0,507	0,489
3,0	0,722	0,672	0,626	0,592	0,556	0,532	0,500	0,482
6,0	0,721	0,671	0,623	0,586	0,550	0,526	0,493	0,475
≥ 10	0,720	0,67	0,620	0,580	0,544	0,520	0,486	0,468

Tablo 14, DIN 5481 e göre sivri diş profili, ölçüler mm olarak

Anma çapı d_1 x d_2	Anma ölçüsü d_1 A11	Hesap-sal d_2	Anma ölçüsü d_3 a11	Hesap-sal d_4	d_5	Hatve (d_5 için) t	Diş sayısı z
8x10	8,1	9,9	10,11	8,26	9	1,010	28
10x12	10,1	12	12	10,2	11	1,152	30
12x14	12	14,18	14,2	12,06	13	1,317	31
15x17	14,9	17,28	17,2	14,91	16	1,571	32
17x20	17,3	20	20	17,37	18,5	1,761	33
21x24	20,8	23,76	23,9	20,76	22	2,033	34
26x30	26,5	30,36	30	26,40	28	2,513	35
30x34	30,5	34,17	34	30,38	32	2,792	36
36x40	36	40,16	39,9	35,95	38	3,226	37
40x44	40	44,42	44	39,72	42	3,472	38
45x50	45	50,2	50	44,97	47,5	3,826	39
50x55	50	55,25	54,9	49,72	52,5	4,123	40
55x60	55	60,39	60,0	54,76	57,5	4,301	42



Şekil 45, Sivri diş profil

Çubuk yaylar torsiyon kuvveti ölçümünde, esnek kavramalarda, taşıtların ve tankların dingillerinde kullanılırlar.

5.2 Çubuk yayların hesabı

Çubuk yaylar torsiyon zorlanmasıyla çalıştıklarından torsiyon gerilmesi ile emniyetli torsiyon mukavemetinin karşılaştırılmasıyla fonksiyonlarını yapıp yapmayacağı bulunur. Genelde yuvarlak çubuklardan yapıldıklarından torsiyon mukavemet momentleri yuvarlak çubuk formülü ile hesaplanır.

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

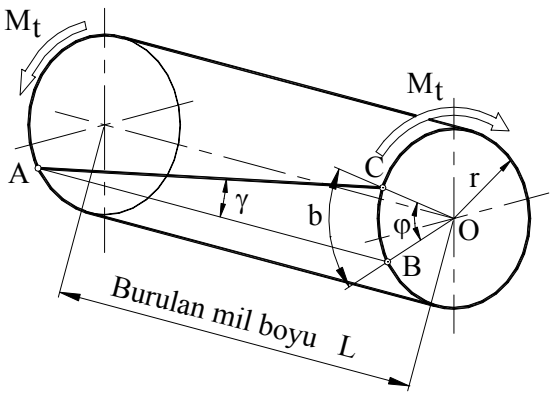
$$\boxed{\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{tEM}} \qquad F\ (79)$$

τ_t	N/mm^2	Hesaplanan torsiyon gerilmesi
M_t	Nmm	Torsiyon momenti
W_t	mm^3	Torsiyon momenti
d	mm	Çubuk yayın çapı
τ_{tEM}	N/mm^2	Emniyetli torsiyon mukavemeti

Dönme veya burulma açısı:

Yay çubuğunun dönme veya burulmaya zorlanmasıyla çubuğun dış yüzeyinde bir kayma olur. Bu kaymanın yay büyüklüğü "b" yi Şekil 46 deki ölçülerle hesaplarsak;

$$b = \gamma \,.\, L$$



Şekil 46, Çubuk yayda dönme açısı

$$b = \varphi \,.\, r$$

Birinci formülde b nin değerini yerleştirirsek;

$$\varphi \,.\, r = \gamma \,.\, L$$

buluruz. Buradanda dönme açısı φ bulunur.

$$\varphi = \frac{2 \cdot \gamma \cdot L}{d}$$

γ nin değeri: $\gamma = \frac{\tau_t}{G}$ değerini yerleştirirsek

$$\varphi = \frac{2 \cdot \tau_t \cdot L}{d \cdot G}$$

değeri bulunur.

Torsiyon geriliminin değerini deki gibi yerleştirirsek;

$$\varphi = \frac{2 \cdot M_t \cdot L}{d \cdot W_t \cdot G} = \frac{32 \cdot M_t \cdot L}{d^4 \cdot \pi \cdot G}$$

Bu formülüde işlersek:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot L}{I_t \cdot G}$$

Burada dönme açısı radyan olarak bulunmuştur bunu dereceye cevirirsek:

$$\varphi^\circ = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot L}{I_t \cdot G}$$

bulunur. Bu formülü çeşitli değerlerle yazabiliriz:

$$\varphi^{\circ} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot L}{I_t \cdot G} \qquad F(80)$$

$$\varphi^{\circ} = \frac{5760 \cdot M_t \cdot L}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot G} \qquad F(81)$$

$$\varphi^{\circ} = \frac{360 \cdot \tau_t \cdot L}{\pi \cdot G \cdot d} \qquad F(82)$$

φ°	°	Burulma açısı birimi derece
M_t	Nmm	Burulma momenti
L	mm	Çubuğun burulan boyu
G	N/mm^2	Kayma modülü
I_t	mm^4	Burulma atalet momenti

Yaylanma karakteristiği:

Yaylanma karakteristiği Şekil 42 ile görüldüğü gibi:

$$R_{\varphi} = \frac{M_t}{\varphi}$$

olarak ifade edilir ve bir doğrudur. Burada dönme açısı "φ" nin F (81) deki değerini yerleştirirsek:

$$R = \frac{\pi^2 \cdot G \cdot d^4}{5760 \cdot L} \qquad F(83)$$

R	N/mm	Yaylanma karakteristiği
G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Çubuk yayın çapı
L	mm	Çubuğun burulan boyu

Çubuk yayın çapı:

Konstrüksiyon için gerekli çubuk çapı çeşitli değerlere göre bulunabilir.

a) Moment ve emniyetli torsiyon mukavemetine göre Formül F (79) ile bulunabilir.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{tEM}}} \qquad F(84)$$

b) Burulma açısı ve emniyetli torsiyon mukavemetine göre formül F (82) ile bulunabilir.

$$d \geq \frac{360 \cdot \tau_{tEM} \cdot L}{\pi \cdot G \cdot \varphi^{\circ}} \qquad F(85)$$

d	mm	Çubuk yayın çapı
M_t	Nmm	Torsiyon momenti
τ_{tEM}	N/mm^2	Emniyetli torsiyon mukavemeti
L	mm	Çubuğun burulan boyu
G	N/mm^2	Kayma modülü
φ	1	Burulma açısı birimi radyan olarak

Çubuk boyu:

Konstrüksiyon için gerekli çubuk boyunu formül F (82) ile bulursak:

$$L = \frac{\pi \cdot d \cdot G \cdot \varphi^{\circ}}{360 \cdot \tau_t} \qquad F(86)$$

Konstrüksiyon için gerekli çubuk boyunu formül F (81) ile bulursak:

$$L = \frac{\pi^2 \cdot d^4 \cdot G \cdot \varphi^{\circ}}{5760 \cdot M_t} \qquad F(87)$$

d	mm	Çubuk yayın çapı
G	N/mm^2	Kayma modülü
$\varphi°$	°	Burulma açısı birimi derece
M_t	Nmm	Burulma momenti
τ_t	N/mm^2	Burulma gerimi

Uçlarda yüzey basıncı:

Diş çekilmiş uçlar için

$$p \approx \frac{12 \cdot d_d \cdot M_t}{z \cdot L \cdot (d_d^3 - d_f^3)} \leq p_{EM} \qquad F(88)$$

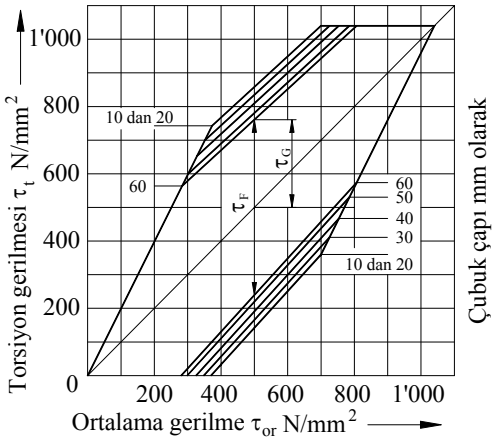
Altı köşe uçlar için

$$p \approx \frac{6 \cdot M_t}{L \cdot d_f^2} \leq p_{EM} \qquad F(89)$$

Dört köşe uçlar için

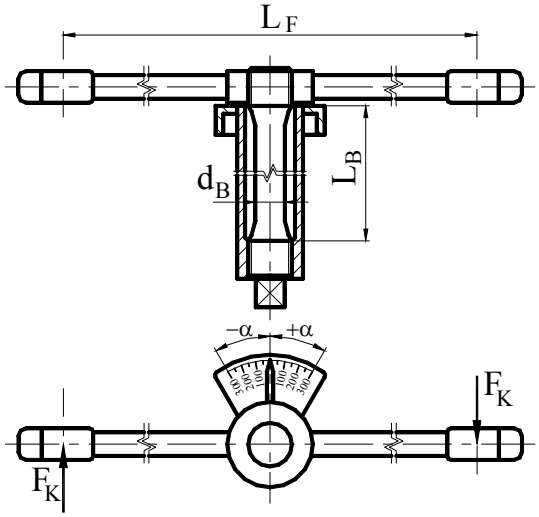
$$p \approx \frac{3 \cdot M_t}{L \cdot d_f^2} \leq p_{EM} \qquad F(90)$$

50CrV4 için devamlı mukavemet değerleri:



Şekil 47, DIN 17 221, 50CrV4 için devamlı mukavemet

5.3 Çubuk yaylar için hesaplama örneği



Şekil 48, Tork anahtarı

Tork anahtarında torsiyon momentini ölçmek için çubuk yay kullanılması istenmektedir. Malzeme Yay çeliği 50CrV4 , DIN 17221 den.

Tork anahtarı sıkma momenti M_{S1} = 300 Nm için hesaplanmalıdır.

Taksimat tablosu $\alpha = \pm 30°$ ve F_K = 400 N alınmalıdır.

Pratikte normal bir insanın insan kol kuvveti olarak F_K = 400 N alınır.

Diğer büyüklükleri bulunuz.?

Çubuk boyu tecrübelere göre L ≈ 500 mm alınır.

Çözüm:

$M_{S1} = F_K \cdot L_F$ buradan $L_F = M_{S1} / F_K$ = 300'000 / 400 = 750 L_F = 750 mm

Emniyetli torsiyon mukavemeti Tablo 1 den $\tau_{tEM} \approx 700$ N/mm²

Kayma modülü Tablo 1 den G = 78'500 N/mm²

Gerekli çubuk çapı F (84) ile $d \geq \sqrt[3]{\dfrac{16 \cdot M_{S1}}{\pi \cdot \tau_{tEM}}}$

Hemen hemen statik, en küçük değer: $d \geq \sqrt[3]{\dfrac{16 \cdot 300'000}{\pi \cdot 700}} = 12{,}972..$ mm göre

Gerekli çubuk çapı F (85) ile $d \geq \dfrac{360 \cdot \tau_{tEM} \cdot L}{\pi \cdot G \cdot \varphi^\circ} = \dfrac{360 \cdot 700 \cdot 500}{\pi \cdot 78'500 \cdot 30} = 17{,}031..$mm

1. Varyant: Çubuk çapı d = 14 mm alınırsa F (86) ile;

$$L = \frac{\pi^2 \cdot d^4 \cdot G \cdot \varphi^\circ}{5760 \cdot M_t} = \frac{\pi^2 \cdot 14^4 \cdot 78'500 \cdot 30}{5'760 \cdot 300'000} = 516{,}73..$$

Dönme açısı 30° için L_B = 516,73 mm bulunur.

2. varyant: Çubuk çapı d = 15 mm alınırsaF (86) ile;

$$L = \frac{\pi^2 \cdot d^4 \cdot G \cdot \varphi^\circ}{5760 \cdot M_t} = \frac{\pi^2 \cdot 15^4 \cdot 78'500 \cdot 30}{5'760 \cdot 300'000} = 680{,}945$$

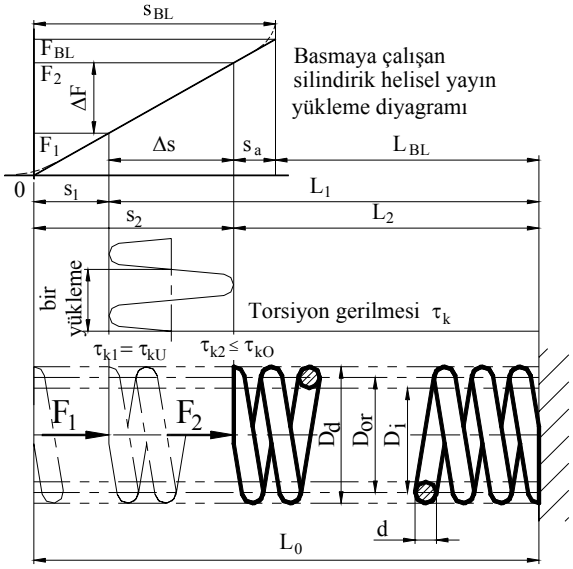
Dönme açısı 30° için L_B = 680,95 mm bulunur.

Konstrüksiyonun durumuna göre d ve L_B seçilir.

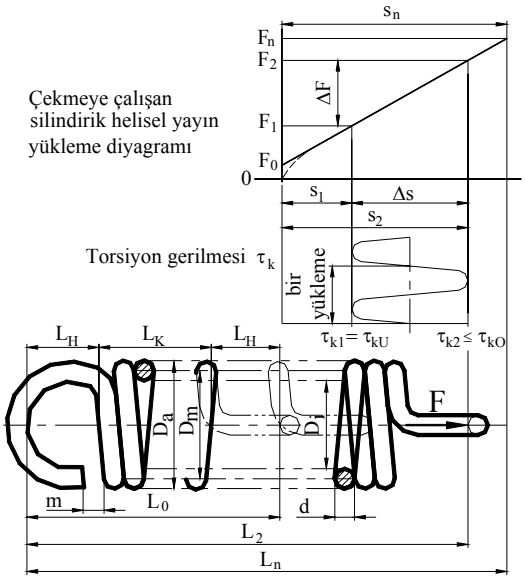
Burada devamlı mukavemet kontrolü yapılmaz.

6 Helis yaylar

Helis yaylar bir telin, bir silindir üzerine helisel bir şekilde sarılması ile elde edilir. Genellikle yuvarlak kesitli tellerden oluşur. Malzemenin özelliklerinden tam faydalanıldığından yaylar çok hafiftir. Genelde makina ve otomobil endüstrisinde kullanılırlar. Son zamanlarda devamlı yaprak yayların yerini almışlardır. Sarımlar arası mesafeye göre a≥0 basma veya çekme etkisinde çalışırlar. Yay karakteristikleri doğrusaldır.



Şekil 49, Basmaya çalışan helis yay



Şekil 50, Çekmeye çalışan helis yay

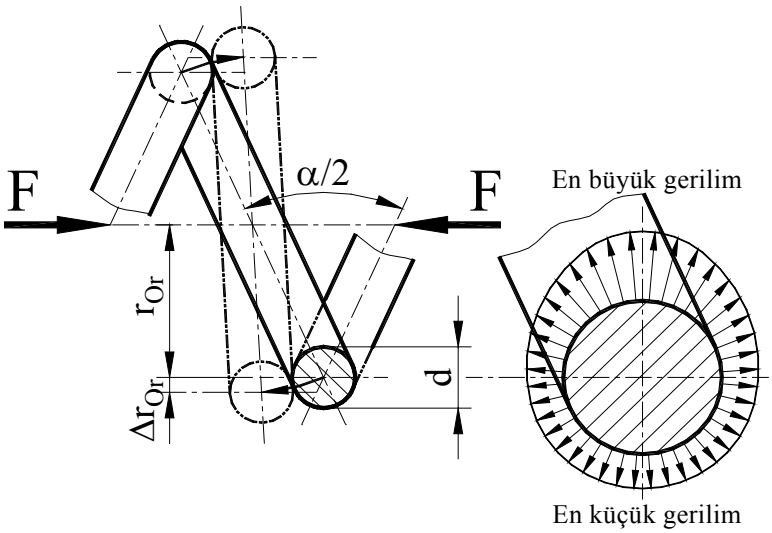
β	1	Çekmeye çalışan helisel yay faktörü
τ	N/mm²	Kayma gerilimi veya mukavemeti, indeksine göre
τ_F	N/mm²	Devamlı fark mukavemeti $\tau_F = \tau_Ü - \tau_A$ $\tau_Ü$, τ_A, Üst ve Alt mukavemet
τ_{EM}	N/mm²	Emniyetli kayma mukavemeti
d	mm	Tel çapı
D_d	mm	Sarımın dış çapı
D_i	mm	Sarımın iç çapı
D_{or}	mm	Sarımın ortalama çapı
F	N	Yay kuvveti, indeksine göre
F_0	N	Ön iç gerilme kuvveti
F_{BL}	N	Teoretik blokaj kuvveti
G	N/mm²	Kayma modülü
i_f	1	Yaylanan sarım adedi
I_{top}	1	Toplam sarım adedi
k	1	Tel kavisi gerilim yükseltme faktörü
k_1, k_2	1	Tel çapı seçimi için kullanılan yaklaşık faktörler
L_0	mm	Yayın yüksüz veya kuvvet etkisiz boyu
L_1	mm	Yayın F_1 kuvveti altındaki boyu
L_{BL}	mm	Yayın blokaj boyu, sarımların biri birine yapışık hali
L_H	mm	Çengel ucun son sarımla olan mesafesi
L_K	mm	Yayın yüksüz veya kuvvet etkisiz monte edilmiş boyu
m	mm	Çengel ucun ağız açıklığı m ≥ 2.d
N	1	Yükleme sayısı
n_{ek}	s^{-1}	En küçük özgül frekans
R	N/mm	Yay karakteristiği
s	mm	Yaylanma boyu, indeksine göre
s_1	mm	F_1 kuvveti ile yaylanma boyu
s_a	mm	Toplam sarım aralığı
V	mm³	Yayın hacmi
W	Nmm	Yaylanma işi
x	1	Sarım aralığı hesaplama faktörü

Helis yaylar iki ana grupta kullanılırlar:

1. Basmaya çalışan helis yaylar,
2. Çekmeye çalışan helis yaylar.

İki grubunda özellikleri hemen hemen aynıdır. Bunun için beraber incelememizde fayda vardır. Ayrı özelliklerinin olduğu yerde ayrıcalıkları belirtilecektir.

Helis yayların çalışma prensibi;



Şekil 51, Helis yayda gerilim dağılımı

Helis yayda gerilim dağılımı Şekil 51 ile gösterilmiştir. Şekildede görüldüğü gibi gerilim dağılımı tel çevresinde eşit olarak değildir. Bununda sebebi, telin sarım esnasında sarımın iç tarafında ek iç gerilimlerin oluşmasıdır. Şekil 51 ile basmaya çalışan helis yay gösterilmiştir. Çekmeya çalışan helis yaydad durum aynıdır. Yegane fark kuvvet yönleri basmaya değil çekmeye göredir.

Kayma gerilimi: $\tau_i = \dfrac{M_t}{W_t}$ burada $M_t = F \cdot \dfrac{D_{Or}}{2}$ ve $W_t = \dfrac{\pi \cdot d^3}{16}$ bu değerlerle;

Basmaya çalışan helis yay

$$\boxed{\tau_i = \frac{F \cdot D_{Or}}{0{,}4 \cdot d^3} \le \tau_{iEM}}$$

Çekmeye çalışan helis yay

$$\boxed{\tau_{i0} \approx \frac{F_0 \cdot D_{Or}}{0{,}4 \cdot d^3} \le \tau_{i0EM}} \qquad F\ (91)$$

$$\boxed{\tau_i = \frac{G \cdot d \cdot s}{\pi \cdot i_y \cdot D_{Or}^2}} \qquad F\ (92)$$

$$\boxed{\tau_k \approx k_k \cdot \tau_i = \frac{k_k \cdot F \cdot D_{Or}}{0{,}4 \cdot d^3}} \qquad \boxed{\tau_{k0} \approx k_k \cdot \tau_{i0} = \frac{k_k \cdot F_0 \cdot D_{Or}}{0{,}4 \cdot d^3}} \qquad F\ (93)$$

τ_i ,τ_{i0}	N/mm^2	Hesaplanan ideal gerilim
F, F_0	N	Yayı etkileyen kuvvet
D_{Or}	mm	Yay sarımının ortalama çapı
d	mm	Yay telinin çapı
τ_{iEM}, τ_{i0EM}	N/mm^2	Emniyetli kayma mukavemeti
G	N/mm^2	Kayma modülü
s	mm	Yaylanma boyu
i_y	1	Yaylanan sarım sayısı
τ_k,τ_{k0}	N/mm^2	Hesaplanan ideal gerilim
k_k	1	Kıvrım faktörü

Çekmeye çalışan helis yaylar, basıya çalışan yaylara nazaran daha fazla yer kaplarlar. Kuvvetin iletilmesi, çeşitli uç şekilleri vardır. Bunlar halka ve kanca şeklinde olurlar. Halka veya kanca şeklinde kıvrılmış uçlarda hakiki gerilim büyüklüğü bulunamayacağından çekiye çalışan helis yaylar mümkünse statik zorlamalarda kullanılmalıdır.

Tablo 15, Basmaya çalışan helis yayların üretim şekilleri ve özellikleri

Tanımlama	Şekillendirme metodu	
	Soğuk	Sıcak
Yay teli çapı	$d \leq 17$ mm	$d = 8$ ile 60 mm arası
Ölçüler	DIN2095 e göre	DIN2096 ya göre
Toleranslar	DIN2076, R'20 dizisine göre	DIN2077, R'20 dizisine göre
En küçük yaylanan sarım sayısı	$i_f \geq 2$	$i_f \geq 3$
Yaylanmayan sarım sayısı	$i_{uç} = 2$	$\dot{I}_{uç} = 1{,}5$
Yaylanmayan sarım sayısı ile toplam sarım sayısı	$i_{ges} = i_f + i_{uç}$	$i_{ges} = i_f + i_{uç}$
Sarım sonları	Genelde işlenmemiş	Sarım sonları d/4 düz taşlanacak
Sarım sayısı	Sık yükleme değişikliğinde sarım sayısının yarım sarımla bitmesi yayın dayanma müddet, için önemlidir. Örneğin; $i_{top} = 3{,}5$; 10,5 ; 17,5 ; usw.	
Sarımlar arası mesafe	Sarımlar arasında muhakkak bir boşluk olmalıdır	
Sarım helis açısı	Sarım helis açısı sabit olmalıdır	
Ortalama sarım çapı	$D_{Or} \approx 200$ mm kadar	
Yüksüz yay boyu	$L_0 \approx 630$ mm kadar	
Çaplar oranı $w=D_{Or}/d$	4 ile 20 arası	

6.1 Konstrüksiyon ölçüleri

Burada kullanılan bütün sembol ve tanımlamalar Şekil 49 ve Şekil 50 e göre alınmıştır.

6.1.1 Yay telinin çapının seçimi;

Çapın kuvvet ve sarım çapıyla seçilmesi;

$$d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{max} \cdot D_d} \qquad F(94)$$

$$d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{max} \cdot D_i} + k_2 \qquad F(95)$$

d	mm	Yay telinin çapı
F_{max}	N	Yayı etkileyen maksimum kuvvet
D_d	mm	Yay sarımının dış çapı
D_i	mm	Yay sarımının iç çapı
k_1	1	Yay teli çapına bağlı faktör
k_2	1	Yay teli sarım çapı ve etki kuvvetine bağlı faktör

Yay teli çapına bağlı "k_1" faktörü şu şekilde seçilir;

Çelik tipi A, B, C veya II için:		**Çelik tipi FD, VD veya yağda tavlanmış çelik için:**	
$d < 5$ mm için	$k_1 = 0{,}15$	$d < 5$ mm için	$k_1 = 0{,}17$
$d = 5...14$ mm için	$k_1 = 0{,}16$	$d = 5...14$ mm için	$k_1 = 0{,}18$

Yay teli sarım çapı ve etki kuvvetine bağlı " k_2" faktörü şu formülle bulunur;

$$k_2 = \frac{2 \cdot \left(k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{max} \cdot D_i}\right)^2}{3 \cdot D_i} \qquad F\ (96)$$

Çapın kuvvet, sarım çapı ve emniyetli kayma mukavemetiyle seçilmesi.

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{k_k \cdot F \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot \tau_{iEM}}} \qquad F\ (97)$$

d	mm	Yay telinin çapı
k_k	1	Kıvrım faktörü
F	N	Yayı etkileyen kuvvet
D_{Or}	mm	Yay sarımının ortalama çapı
τ_{iEM}	N/mm^2	Emniyetli kayma mukavemeti

Kıvrım faktörü " k_k" ya *Bergstrasser*'e göre çaplar oranı "w" ile analitik olarak hesaplanır, veya Şekil 52 diyagramından okunur.

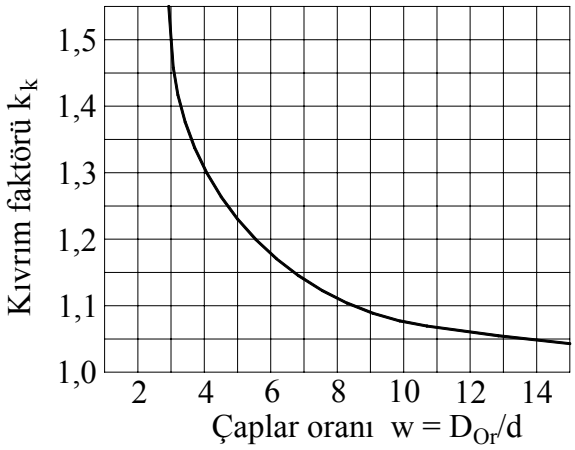
Çaplar oranı "w";

$$w = \frac{D_{Or}}{d} \qquad F\ (98)$$

Kıvrım faktörü " k_k";

$$k_k = \frac{w + 0{,}5}{w - 0{,}75} \qquad F\ (99)$$

D_{Or}	mm	Sarımın ortalama çapı
d	mm	Yay telinin çapı



Şekil 52, Kıvrım faktörü

6.1.2 Yay boyu

Yayın blokajlı boyu

Soğuk imal edilmiş ve iki ucu paralel işlenmiş; $L_{BL} \approx i_{top} \cdot d$ F (100)

Sıcak imal edilmiş ve iki ucu paralel işlenmiş; $L_{BL} \approx (i_{top} - 0{,}3) \cdot d$ F (101)

Sıcak imal edilmiş ve iki ucu paralel taşlanmış; $L_{BL} \approx (i_{top} - 0{,}4) \cdot d$ F (102)

Basmaya çalışan helis yayın yüksüz veya kuvvet etkisiz boyu " L_0" $L_0 = L_{BL} + S_a + s_{max}$ F (103)

Çekmeye çalışan helis yayın yüksüz veya kuvvet etkisiz boyu " L_K" $L_K \approx (i_{top} + 1) \cdot d$ F (104)

Çekmeye çalışan helis yayın yüksüz veya kuvvet etkisiz boyu " L_0" $L_0 \approx L_K + 2 \cdot L_H + z$ F (105)

Blokaj boylarını belirleyince daha sonra ters duruma düşmemek için blokaj geriliminin "τ_{BL}" kontrolünde fayda vardır.

$$\tau_{BL} = \frac{F_{BL} \cdot D_{Or}}{0{,}4 \cdot d^3} \leq \tau_{iEM} \qquad \text{F (106)}$$

d	mm	Yay telinin çapı
i_{top}	1	Toplam sarım sayısı
L_H	mm	Çengel ucun son sarımla olan mesafesi
z	mm	Yay boyu sapması
D_{Or}	mm	Yay sarımının ortalama çapı
τ_{iEM}	N/mm^2	Emniyetli kayma mukavemeti

Emniyetli kayma mukavemeti değerleri için Şekil 56 ile Şekil 61 arasındaki şekillere bakınız:

Çengel ucunun son sarımla olan mesafesi için öneriler;

Tam Alman çengeli	$L_H \approx 0{,}8...1{,}1 \,.\, D_i$
Yarım Alman çengeli	$L_H \approx 0{,}55...0{,}8 \,.\, D_i$
İngiliz çengeli	$L_H \approx 1{,}1 \,.\, D_i$

Tablo 16, Yay boyu sapması "z" için öneriler. DIN 2097 den

Yayın yüksüz veya kuvvet etkisiz boyu	Yay boyu sapması "z"					
	1. Kalite		2. Kalite		3. Kalite	
	$4 < w \leq 8$	$8 < w \leq 20$	$4 < w \leq 8$	$8 < w \leq 20$	$4 < w \leq 8$	$8 < w \leq 20$
$L_0 \leq 10$	± 0,3	± 0,4	± 0,4	± 0,5	± 0,6	± 0,7
$10 < L_0 \leq 16$	± 0,4	± 0,5	± 0,5	± 0,6	± 0,8	± 1,0
$16 < L_0 \leq 25$	± 0,5	± 0,6	± 0,6	± 0,7	± 1,0	± 1,3
$25 < L_0 \leq 40$	± 0,6	± 0,8	± 0,8	± 0,9	± 1,3	± 1,6
$40 < L_0 \leq 63$	± 0,8	± 1,1	± 1,1	± 1,1	± 1,8	± 2,2
$63 < L_0 \leq 100$	± 1,1	± 1,5	± 1,5	± 1,8	± 2,4	± 3,0
$100 < L_0 \leq 160$	± 1,5	± 2,0	± 2,0	± 2,4	± 3,0	± 4,0
$160 < L_0 \leq 250$	± 2,0	± 2,5	± 2,5	± 3,0	± 4,0	± 5,0
$250 < L_0 \leq 400$	± 2,5	± 3,0	± 3,0	± 4,0	± 5,0	± 6,5
$400 < L_0$	± 0,01 L_0	± 0,015 L_0	± 0,015 L_0	± 0,015 L_0	± 0,02 L_0	± 0,02 L_0

6.1.3 Yaylanan sarım sayısı "i_y"

Basmaya çalışan yay

$$i_y = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D_{Or}^3 \cdot F} \qquad \text{F (107)}$$

Çekmeye çalışan yay

$$i_y = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D_{Or}^3 \cdot (F - F_0)} \qquad \text{F (108)}$$

i_y	1	Yaylanan sarım sayısı
G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Yay telinin çapı
D_{Or}	mm	Yay sarımının orta çapı
s	mm	Yaylanma boyu
F	N	Yayı etkileyen kuvvet

Toplam sarım sayısı "i_{top}" imalat yöntemine göre,

Soğuk imalatta $i_{top} = i_y + 2$

Sıcak imalatta $i_{top} = i_y + 1{,}5$

olarak üretilir. Sarımların sayısı $i_{top} \geq 2{,}5$ ise bunu yarım sarım sayısına katlamakta, yayın güzel oturması için, fayda vardır.

Örneğin: $i_y = 6{,}73 \Rightarrow i_y = 7{,}5$ ve hesaplar hep $i_y = 7{,}5$ la yapılır.

6.1.4 Toplam sarım aralığı "s_a"

Soğuk imal edilmiş, statik zorlamada $$\boxed{s_{aSso} = \left(0{,}0015 \cdot \frac{D_{Or}^2}{d} + 0{,}1 \cdot d\right) \cdot i_y}$$ F (109)

Sıcak imal edilmiş, statik zorlamada $$\boxed{s_{aSsı} = 0{,}02 \cdot (D_{Or} + d) \cdot i_y}$$ F (110)

Soğuk imal edilmiş, dinamik zorlamada $$\boxed{s_{aDso} = 1{,}5 \cdot s_{aSso}}$$ F (111)

Sıcak imal edilmiş, dinamik zorlamada $$\boxed{s_{aDsı} = 2 \cdot s_{aSsı}}$$ F (112)

6.1.5 En küçük gerekli yay boyu "s_a"

Basmaya çalışan helis yayda: $$\boxed{L_n \approx L_{BL} + s_a}$$ F (113)

Çekmeye çalışan helis yayda: $$\boxed{L_n \approx L_0 + s_a}$$ F (114)

6.1.6 Yaylanma boyu "s"

Basmaya çalışan helis yay imal edildikten sonra ilk defa işletmede kullanılınca boyundan oturmadan ötürü bir miktar kaybeder. Bir müddet sonra L_0 boyunu alır. Helis yayların yay karakteristiği blok kuvvetine (F_{BL}) kadar doğru olarak kabul edilebilinir ve yaylanma boyu "s" şu şekilde bulunur:

$$s = \frac{D_{Or}}{2} \cdot \alpha_b$$

$$\alpha_b = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p} \qquad s = \frac{D_{Or}}{2} \cdot \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p}$$

$$M_t = F \cdot \frac{D_{Or}}{2} \qquad s = \frac{D_{Or}}{2} \cdot \frac{F \cdot \frac{D_{Or}}{2} \cdot \pi \cdot D_{Or} \cdot i_y}{G \cdot I_p}$$

$$L = \pi \cdot D_{Or} \cdot i_y \qquad s = \frac{D_{Or}}{2} \cdot \frac{M_t \cdot \pi \cdot D_{Or} \cdot i_y}{G \cdot I_p}$$

$$I_{p\phi} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \qquad s = \frac{D_{Or}}{2} \cdot \frac{F \cdot \frac{D_{Or}}{2} \cdot \pi \cdot D_{Or} \cdot i_y}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}}$$

Basmaya çalışan helis yayda:

$$s = \frac{8 \cdot D_{Or}^3 \cdot i_y \cdot F}{G \cdot d^4}$$ F (115)

Çekmeye çalışan helis yayda:

$$s = \frac{8 \cdot D_{Or}^3 \cdot i_y \cdot (F - F_0)}{G \cdot d^4}$$ F (116)

s	mm	Yaylanma boyu
D_{Or}	mm	Yay sarımının orta çapı
i_y	1	Yaylanan sarım sayısı
F	N	Yayı etkileyen kuvvet ($F-F_0$)
G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Yay telinin çapı

6.1.7 Yaylanma kuvveti "F"

Yaylanma kuvveti " F " yaylanma boyu biliniyorsa veya konstrüksiyona göre maksimum yaylanma boyuna göre formül F (115) yaylanma kuvvetine çözülürse:

Basmaya çalışan helis yayda;

$$F = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D_{Or}^3 \cdot i_y}$$ F (117)

Çekmeye çalışan helis yayda;

$$F_0 = F - \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D_{Or}^3 \cdot i_y}$$ F (118)

Çekmeye çalışan helis yayda max erişebilinen kuvvet;

$$F_0 \leq \tau_{i0EM} \cdot \frac{0{,}4 \cdot d^3}{D_{or}}$$ F (119)

F	N	Yayı etkileyen kuvvet ($F-F_0$)
G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Yay telinin çapı
s	mm	Yaylanma boyu
D_{Or}	mm	Yay sarımının orta çapı
i_y	1	Yaylanan sarım sayısı

6.1.8 Yayın karakteristiği "R"

Yayın karakteristiği veya diğer deyimiyle ***yayın rijidliği*** şu formülle hesaplanır:

Basmaya çalışan helis yayda;

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s}$$ F (120)

Çekmeye çalışan helis yayda;

$$R = \frac{F - F_0}{s}$$ F (121)

$$R = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_{or}^3 \cdot i_y}$$ F (122)

G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Yay telinin çapı
D_{Or}	mm	Yay sarımının orta çapı
i_y	1	Yaylanan sarım sayısı

6.1.9 Yaylanma işi "W"

Yaylanma işi veya diğer deyimiyle ***yay enerjisi*** şu formülle hesaplanır:

Basmaya çalışan helis yayda; $$W = \frac{F \cdot s}{2}$$

Çekmeye çalışan helis yayda; $$W = \frac{(F + F_0) \cdot s}{2}$$

$$\boxed{W = \frac{G \cdot d^4 \cdot s^2}{16 \cdot D_{or}^3 \cdot i_y}} \qquad F\ (123)$$

$$\boxed{W = 0{,}25 \cdot \frac{V_{yay} \cdot \tau_{he}^2}{G}} \qquad F\ (124)$$

$$\boxed{V_{yay} = 0{,}25 \cdot \pi^2 \cdot d^2 \cdot D_{Or} \cdot i_y} \qquad F\ (125)$$

W	Nm	Yaylanma işi
F	N	Yayı etkileyen kuvvet ($F+F_0$)
s	mm	Yaylanma boyu
G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Yay telinin çapı
D_{Or}	mm	Yay sarımının orta çapı
i_y	1	Yaylanan sarım sayısı
V_{yay}	mm^3	Yayın hacmi (yaylanan kısmı

6.1.10 En düşük özgül frekans "ω_e "

Değişik zorlamada yükleme frekansı ile yayın frekansının rezonans yapmasını önlemek için basmaya çalışan helis yayda en düşük özgül frekans;

$$\omega_e = \frac{3560 \cdot d}{i_y \cdot D_{Or}^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}} \qquad \omega_e = 13{,}7 \cdot \frac{\tau_F}{k_k \cdot \Delta s}$$

Kayma modülü $G \approx 83'000\ N/mm^2$ ve yoğunluk ρ çelik için alınırsa, formül şu şekli alır:

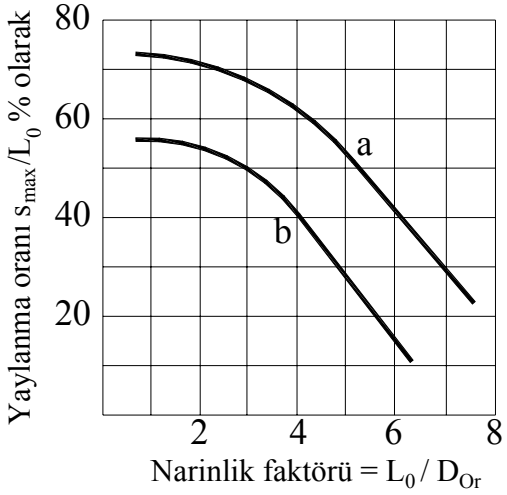
$$\boxed{\omega_e = \frac{3{,}63 \cdot 10^5 \cdot d}{i_y \cdot D_{Or}^2}} \qquad F\ (126)$$

$$\boxed{\omega_e = \frac{13{,}7 \cdot \tau_F}{k_k \cdot \Delta s}} \qquad F\ (127)$$

ω_e	1/s	Yaylanma işi
F	N	Yayı etkileyen kuvvet ($F+F_0$)
s	mm	Yaylanma boyu
G	N/mm^2	Kayma modülü
d	mm	Yay telinin çapı
D_{Or}	mm	Yay sarımının orta çapı
i_y	1	Yaylanan sarım sayısı
V_{yay}	mm^3	Yayın hacmi (yaylanan kısmı
τ_F	N/mm^2	Devamlı fark gerilimi
k_k	1	Kıvrım faktörü
Δs	mm	yaylanma boyu $\Delta s = s_2 - s_1$

6.1.11 Burkulma emniyeti

Basmaya çalışan uzun helis yayların burkulma emniyeti kontrol edilmelidir. Bu kontro pratikte grafikle yapılır (Şekil 53).



Şekil 53, Burkulma emniyeti

İlk önce yaylanma oranı "U_{yay}" yüzde olarak hesaplanır:

$$U_{yay} = \frac{s_{max}}{L_0}$$

Diğer taraftan narinlik faktörü "k_λ" hesaplanır;

$$k_\lambda = \frac{L_0}{D_{Or}}$$

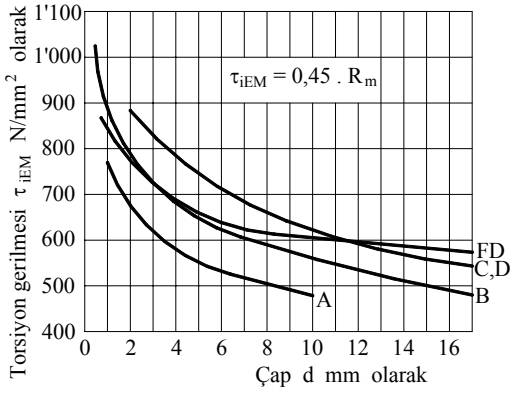
Bu değerler Şekil 53 deki diyagrama taşınır.

Bulunan nokta eğrilerin alt tarafındaysa konstrüksiyon burkulmaya karşı emniyetlidir.

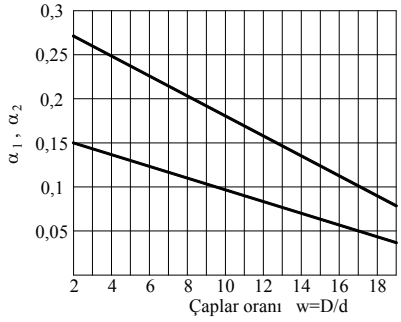
Şekil 53 de ***a Eğrisi;*** kılavuzlu, yayın iki ucu paralel olarak işlenip taşlanmış konstrüksiyon için geçerlidir.

b Eğrisi; diğer çeşitli konstrüksiyonlar için geçerlidir.

Şekil 54, Emniyetli mukavemet değeri
DIN 17 223 bzw. DIN 17 221 yay çeliği, statik yükleme.



Şekil 55, İç gerilmeler etkisini için düzeltme faktörü α



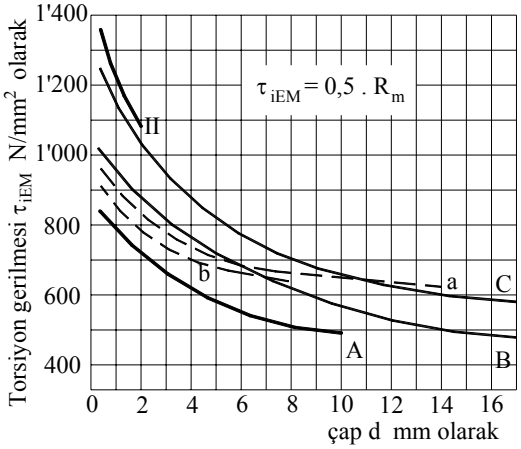
α_1 Sargı tezgahında imalat $\alpha_1 = 0{,}3-0{,}0139.w$
α_2 Sargı otomatında imalat $\alpha_2 = 0{,}167-0{,}0083.w$

Şekil 56, Em. statik torsiyon mukavemeti

DIN 2076 ve DIN 17 223 den, yay çeliği II, A, B ve C , soğuk imal edilmiş basıya çalışan HY

a: Yağda tavlanmış yay çeliğinden tel YT(FD)

b: Yağda tavlanmış ventil yay teli VT(VD)

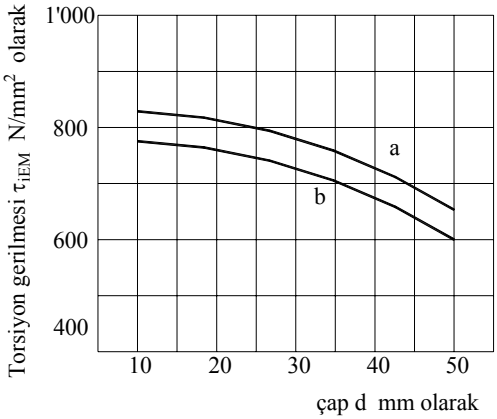


Şekil 57, Blokajda em. Torsiyon mukavemeti

DIN 17 221,sıcak imal edilmiş basıya çalışan HY

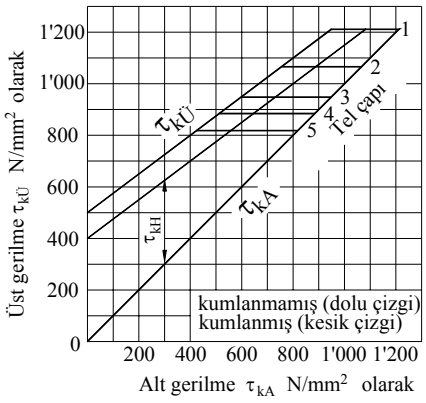
a: 55Cr3 , 50CrV4 , 51CrMoV4 (asal çelik)

b: 60SiCr7 (kalite çeliği)



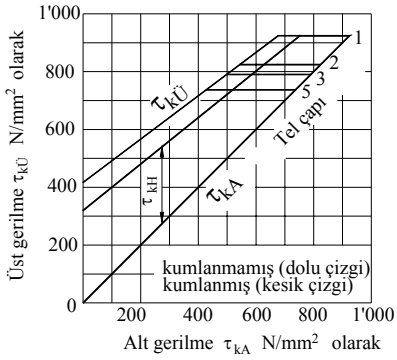
Şekil 58, Soğuk imal edilmiş yayda "$\tau_{kÜ}$"

DIN 2076 den, C, basıya çalışan helis yaylar



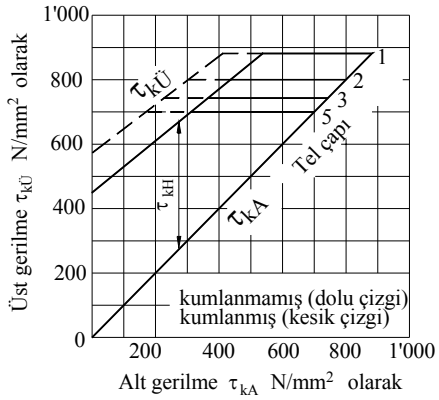
Şekil 59, Yağda tavlanmış yayda "$\tau_{kÜ}$"

DIN 17 223 den, yay çeliğinden tel YT(FD)



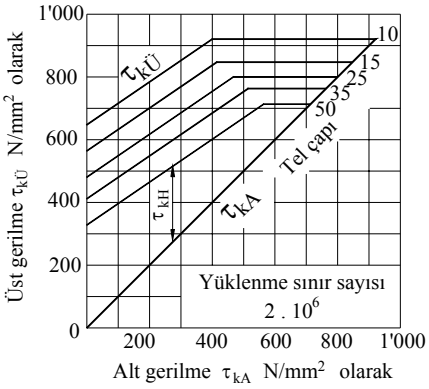
Şekil 60, Soğuk imal edilmiş yayda "$\tau_{kÜ}$"

DIN 17 223 den, basıya çalışan helis yaylar, yağda tavlanmış ventil yay teli VT(VD)

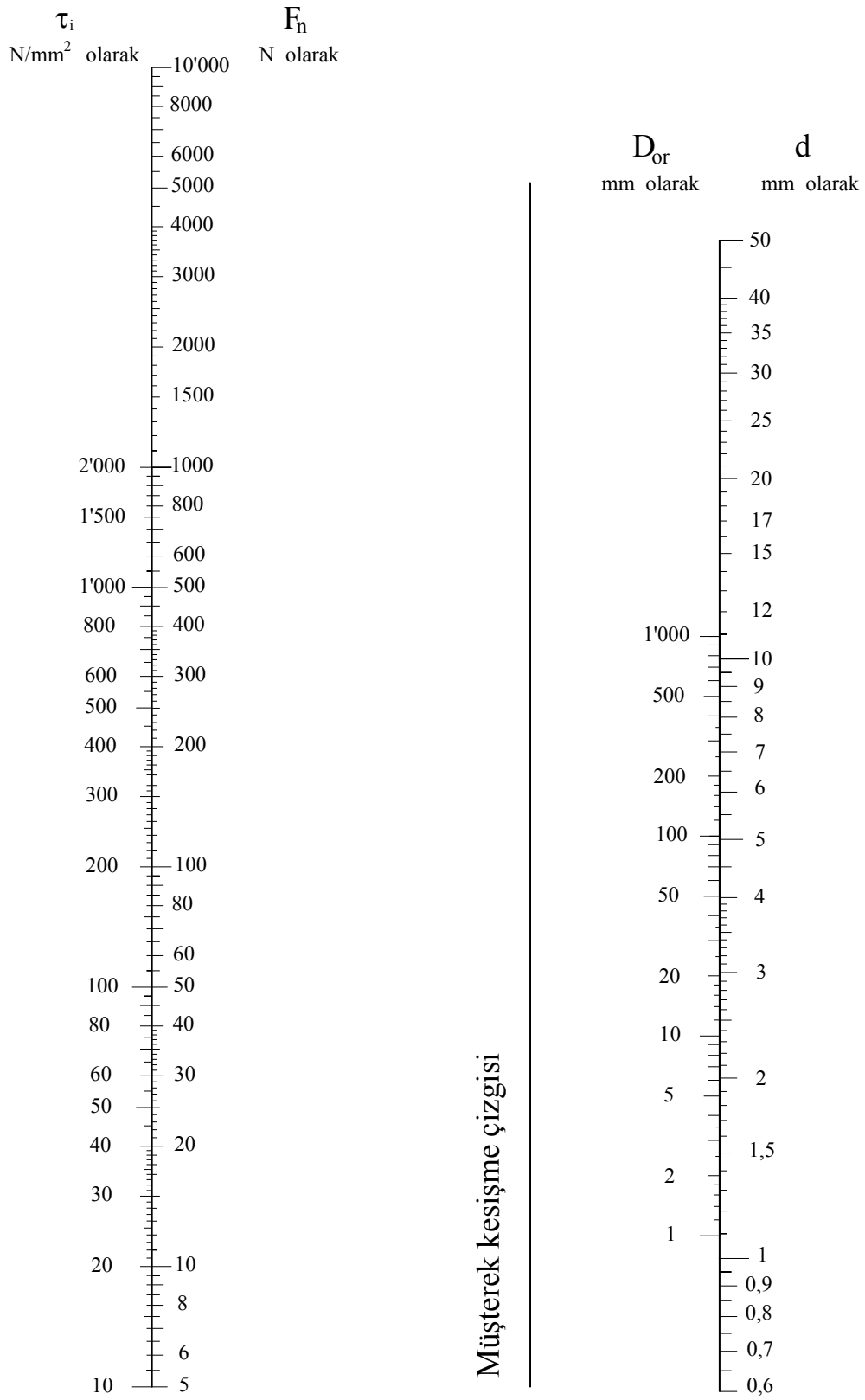


Şekil 61, Sıcak imal edilmiş yayda "$\tau_{kÜ}$"

DIN 17221 den, 55Cr3, 50CrV4, 51CrMo4 basıya çalışan helis yaylar



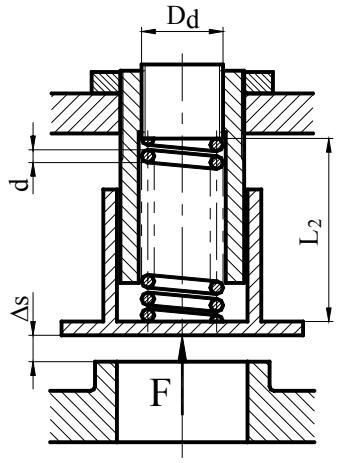
Şekil 62, Helis yayların kontrol veya ölçülendirme diyagramı



Bu grafiğin kullanma şekli 6.2 Basmaya çalışan helis yaylar için hesaplama örneği ile verilmiştir.

6.2 Basmaya çalışan helis yaylar için hesaplama örneği

Bir pompada düz ventil için kullanılan basıya çalışan helis yayın hesaplanması istenmektedir. Yay devamlı mukavemet değerleriyle hesaplanacaktır.



Şekil 63, Pompada düz ventil

Bilinen değerler:

Kapama kuvveti $F_1 = 440$ N

En büyük yay kuvveti $F_2 = 660$ N

Yaylanma boyu $\Delta s = 13$ mm

Malzeme : DIN 2076 / DIN 17223 T1, Yay çeliğinden C tipi tel, soğuk imalat, çelik kumlamalı. Tel çapı d ve ortalama sarım çapı D_{or} standart sayı seçilecek.

Taslağa göre $D_d \approx 30$ mm

Ventil açıldığında yay boyu $L_2 \geq 50$ mm

Kontrüksiyondaki diğer değerleri bulunuz.

Çözüm:

Seçilen veya taslaktan alınan değerler:

Yay teli çapının seçimi; F (94) ile $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{max} \cdot D_d}$

$k_1 = 0{,}15$ $d < 5$ mm için, $F = F_2 = 660$ N

$d \geq 0{,}15 \cdot \sqrt[3]{660 \cdot 30} = 4{,}06$ $d = 4$ mm

$D_{or} = D_d - d = 30 - 4 = 26$ mm,

Standart dizi sayısı R'10 $D_{or} = 25$ mm

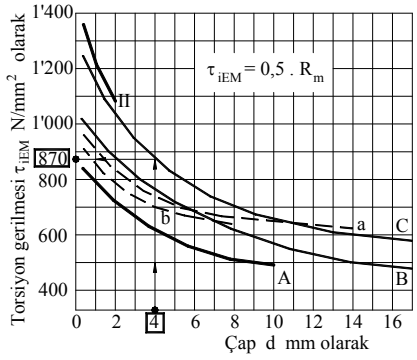
$D_d = D_{or} + d = 25 + 4 = 29$ mm, $D_d = 29$ mm

$D_i = D_{or} - d = 25 - 4 = 21$ mm, $D_i = 21$ mm

Kaba kontrol:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{k_k \cdot F \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot \tau_{iEM}}} = \sqrt[3]{\frac{1{,}227 \cdot 660 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 870}} = 3{,}875$$

böylece d hesaplar için seçilir. $d = 4$ mm



Kıvrım faktörü $k_k = \frac{w + 0{,}5}{w - 0{,}75} = \frac{6{,}25 + 0{,}5}{6{,}25 - 0{,}75} = 1{,}227$

Çaplar oranı

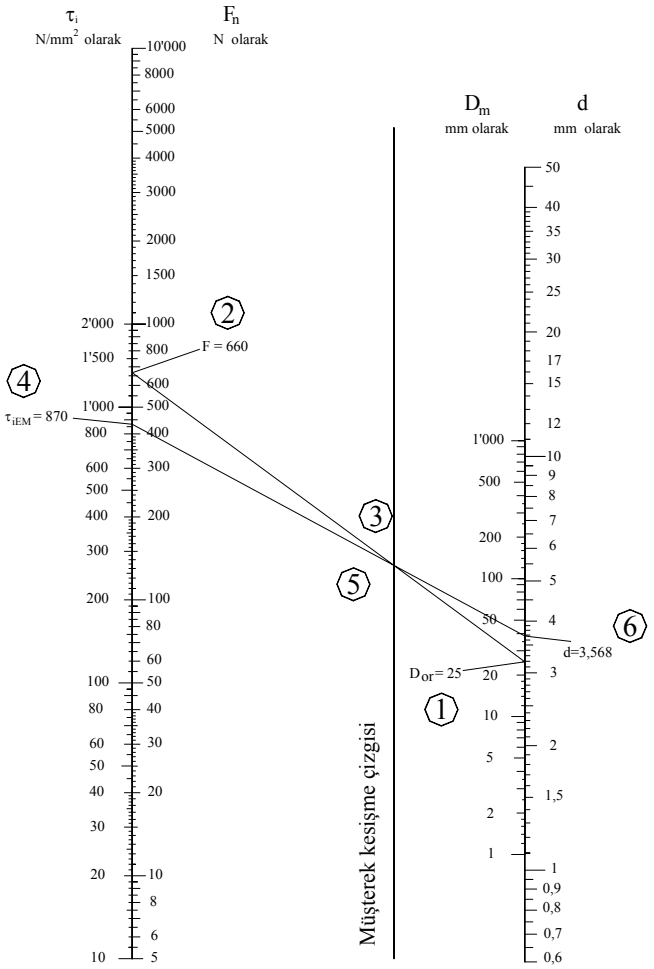
$w = D_m / d = 25 / 4 = 6{,}25$ $w = 6{,}25$

DIN 2076 / DIN 17223 T1, Yay çeliğinden C tipi tel, soğuk imalat, çelik kumlamalı Şekil 56 ile.

$$\tau_{iEM} = 870 \text{ N/mm}^2$$

Okunuş şekli yanda görülmektedir.

Kontrol veya ölçülendirme diyagramıyla kaba seçim ve kontrol:



Yayın tel çapının seçimi:

1. İşlem
Diyagramda ortalama sarım çapı D_{or} = 25 mm işaretlenir.

2. İşlem
Yay kuvveti F_2 = 660 N işaretlenir.

3. İşlem
Yay kuvveti F_2 ortalama sarım çapı D_{or} bir doğru ile birleştirilir ve müşterek kesişme çizgisi ile kesişme noktası bulunur.

4. İşlem
Emniyetli torsiyon mukavemet değeri τ_{iEM} = 870 N/mm^2 işaretlenir.

5. İşlem
Emniyetli torsiyon mukavemet değeri τ_{iEM} ile kesişme noktası birleştirilip tel çapı çizgisini kesene kadar uzatılır.

6. İşlem
Tel çap değeri okunur d = 3,568 mm ve tel çapı seçilir: d = 4 mm .

Veya, tel çapı d = 4 mm işaretlenip kesişme noktasıyla birleştirilip τ_i = 620 N/mm^2 yi kesene kadar uzatılır.

Böylece d = 4 mm tel çapı için τ_i = 620 N/mm^2 < τ_{izul} = 870 N/mm^2 olduğundan seçilen değerlerin doğru olduğu bulunur.

Yaylanan sarımların sayısı i_y : F (107) ile $i_y = \dfrac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D_{or}^3 \cdot F}$ burada yay karakteristiği doğrusal

olduğundan formül şu şekilde yazılır: $i_y = \dfrac{G \cdot d^4 \cdot \Delta s}{8 \cdot D_{or}^3 \cdot \Delta F}$

Kayma modülü G = 83'000 N/mm^2 ; Δs = 13 mm ; $\Delta F = F_2 - F_1$ = 660 – 440 = 220 N

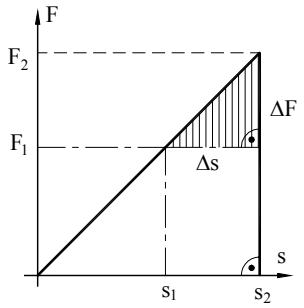
$$i_y = \frac{83'000 \cdot 4^4 \cdot 13}{8 \cdot 25^3 \cdot 220} = 10{,}045$$

Toplam yay sarım sayısı i_{top} yarım sarıma katlamadan önce:

soğuk imalat: $i_{top} = i_y + 2$ = 10,045 + 2 = 12,045 bulunur.

Buradan : i_{top} = 12,5 seçilir.

Yaylanma boyları:



$$\frac{s_2}{F_2} = \frac{\Delta s}{\Delta F} \quad \Rightarrow \quad s_2 = \frac{\Delta s}{\Delta F} \cdot F_2$$

$$s_2 = \frac{13}{220} \cdot 660 = 39 \qquad s_2 = 39 \text{ mm}$$

$$s_1 = s_2 - \Delta s = 39 - 13 = 26$$

$$s_1 = 26 \text{ mm}$$

Blokaj boyu, soğuk imal edilmiş yay iki ucu paralel işlenmiş.

F (100)ile $\quad L_{BL} \approx i_{top} \cdot d = 12{,}5 \,.\, 4 = 50 \qquad L_{BL} = 50$ mm

Toplam sarım arası mesafesi " s_a " soğuk imal edilmiş, dinamik zorlama F (109) ile:

$$s_{aSso} = \left(0{,}0015 \cdot \frac{D_{Or}^2}{d} + 0{,}1 \cdot d \right) \cdot i_y = \left(0{,}0015 \cdot \frac{25^2}{4} + 0{,}1 \cdot 4 \right) \cdot 10{,}045 = 6{,}372$$

F (111) ile, soğuk imal edilmiş, dinamik zorlama; $\quad s_{aDso} = 1{,}5 \cdot s_{aSso} = 1{,}5 \,.\, 6{,}373$

$$S_{aDso} == 9{,}558 \text{ mm}$$

Yayın imalat boyu " L_0 " F (103) ile;

$L_0 = L_{BL} + S_a + s_{max} = 50 + 9{,}558 + 39 = 98{,}558 \qquad L_0 = 98{,}6$ mm

Yayın rijidliği: F (120) $\quad R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{660}{39} = 16{,}923 \qquad R = 16{,}923$ N/mm

Blokaj yaylanma boyu: $\quad s_{BL} = L_0 - L_{BL} = 98{,}6 - 50 = 48{,}6 \qquad s_{BL} = 48{,}6$ mm

Blokaj kuvveti: $\quad F_{BL} = R \,.\, s_{BL} = 16{,}923 \,.\, 48{,}6 = 822{,}46.. \qquad F_{BL} = 822{,}5$ N

Gerilim kontrolleri:

Basmaya çalışan helis yaylarda blokajdaki statik gerilim F (91) ile, $F = F_{BL}$ alınır;

$$\tau_{BL} = \frac{F_{BL} \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot d^3} \le \tau_{iEM} \qquad \tau_{BL} = \frac{822{,}5 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 4^3} = 802 \qquad \tau_{BL} = 802 \text{ N/mm}^2$$

Emniyetli kayma gerilimini biraz önce Şekil 56 ile okumuştuk $\quad \tau_{iEM} = 870$ N/mm^2

Karşılaştırmada;

$$\tau_{BL} = 802 \text{ N/mm}^2 < \tau_{iEM} = 870 \text{ N/mm}^2$$

olduğundan satatik olarak yay fonksiyonunu yapar.

Basıya çalışan helis yaylarda dinamik gerilim

İşletmede yaydaki gerilme, Şekil 58 ile:

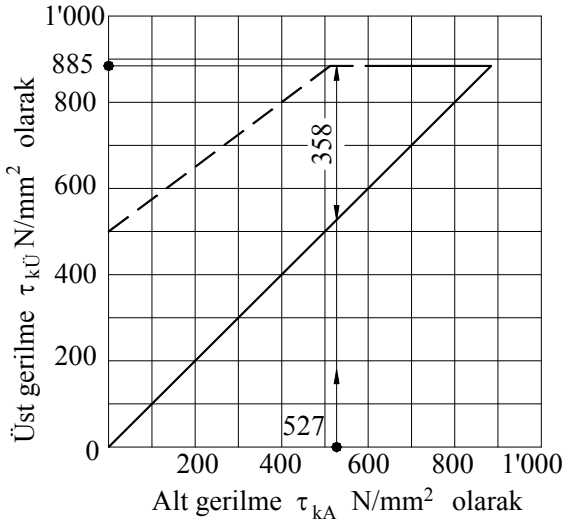
$\tau_{k1} = \tau_{kA}$ ve $\tau_{k2} = \tau_{kÜ}$ vede $\tau_{kf} = \tau_{k2} - \tau_{k1}$

$$\tau_1 = \frac{Fl \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot d^3} = \frac{440 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 4^3} = 429{,}69 \quad \tau_{k1} = k_k \cdot \tau_1 = 1{,}227 \,.\, 429{,}69 = 527{,}34 \qquad \tau_{k1} = 527 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_2 = \frac{F_2 \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot d^3} = \frac{660 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 4^3} = 644{,}53 \quad \tau_{k1} = k_k \cdot \tau_1 = 1{,}227 \,.\, 644{,}53 = 791{,}02 \quad \tau_{k2} = 791 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{kf} = \tau_{k2} - \tau_{k1} = 791 - 527 = 264$ $\qquad \tau_{kf} = 264 \text{ N/mm}^2$

Şekil 58 ün d=4 mm için sadeleştirilmiş şekli.



Alt mukavemet değeri: $\tau_{kA} = \tau_{k1}$

böylece $\tau_{kA} = 527 \text{ N/mm}^2$

Üst mukavemet değeri diyagramdan:

$\tau_{kÜ} = 885 \text{ N/mm}^2$

$\tau_{k2} = 791 \text{ N/mm}^2 < \tau_{kÜ} = 885 \text{ N/mm}^2$

Fark mukavemet değeri:

$\tau_{kF} = \tau_{kÜ} - \tau_{kA} = 885 - 527 = 358 \text{ N/mm}^2$

$\tau_{kf} = 264 \text{ N/mm}^2 < \tau_{kF} = 358 \text{ N/mm}^2$

Böylece basıya çalışan helis yay sınırsız çalışanbilecektir.

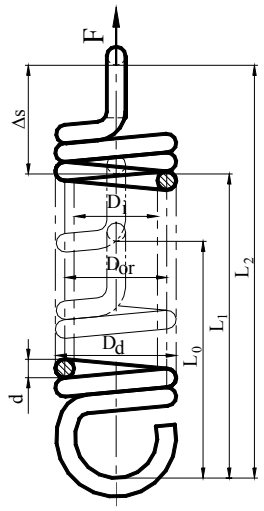
Montajda ayarlanacak yay boyu: $L_{Mon} = L_0 - s_1 = 98{,}6 - 26 = 72{,}6$ mm

Yayın özgül frekansı, F (126) ile:

$$\omega_e = \frac{3{,}63 \cdot 10^5 \cdot d}{i_y \cdot D_{Or}^2} = \frac{3{,}63 \cdot 10^5 \cdot 4}{10{,}045 \cdot 25^2} = 231{,}3 \text{ s}^{-1}$$

Eğer bu yay aynı frekansta (ω_e) veya bu frekansın birkaç katı frekansta ($n.\omega_e$, n tam sayı) çalışan bir makinada çalışacaksa, rezonansların (çok büyük titreşimlerin) olması beklenir.

6.3 Çekmeye çalışan helis yaylar için hesaplama örneği



Şekil 64, Çekmeye çalışan helis yay

Torba konvoyöründe makas mekanizmasında ayakla kumanda edilen çekmeye çalışan halka uçlu helis yay hesaplanacaktır.

Bilinen değerler:

$D_d \geq$ 30 mm
$L_1 \approx$ 200...300 mm
Iç germe kuvveti $F_0 \approx 0{,}25.F_2$
Kumanda kuvveti $F_1 =$ 250 N
$F_2 =$ 330 N
Yaylanma boyu F_2-F_1 $\Delta s =$ 50 mm

Malzeme : DIN 2076 / DIN 17223 T1, C tipi, sarım tezgahında soğuk olarak sarılmış, çelik bilya ile kumlanmış, tam kanca uçlu tel ve sarım çapı standart sayı dizisine göre seçilecek.

Kontruksiyondaki diğer değerleri bulunuz.

Çözüm: Seçilen veya taslaktan alınan değerler:

Yay teli çapının seçimi; F (94) ile $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{max} \cdot D_d}$

$k_1 = 0{,}15$ $d < 5$ mm için, $F = F_2 = 330$ N

$d \geq 0{,}15 \cdot \sqrt[3]{330 \cdot 30} = 3{,}221$ $d = 3{,}2$ mm

$D_{or} = D_d - d = 30 - 3{,}2 = 26{,}8$ mm,

Standart dizi sayısı R'10 $D_{or} = 25$ mm

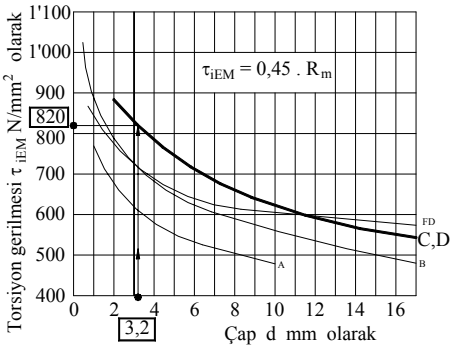
$D_d = D_{or} + d = 25 + 3{,}2 = 28{,}2$ mm, $D_d = 28{,}2$ mm

$D_i = D_{or} - d = 25 - 3{,}2 = 21{,}8$ mm, $D_i = 21{,}8$ mm

Kaba kontrol:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{k_k \cdot F \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot \tau_{iEM}}} = \sqrt[3]{\frac{1{,}177 \cdot 330 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 820}} = 3{,}0935$$

böylece d hesaplar için seçilir. $d = 3{,}2$ mm



Kıvrım faktörü $k_k = \frac{w + 0{,}5}{w - 0{,}75} = \frac{7{,}8125 + 0{,}5}{7{,}8125 - 0{,}75} = 1{,}177$

Çaplar oranı
$w = D_m / d = 25 / 3{,}2 = 7{,}8125$ $w = 7{,}8125$
DIN 2076 / DIN 17223 T1, Yay çeliğinden C tipi tel, soğuk imalat, çelik kumlamalı Şekil 54 ile.
$\tau_{iEM} = 820$ N/mm^2
Okunuş şekli yanda görülmektedir.

Sarım tezgahında imalat α_1 Şekil 55 ile veya $\alpha_1 = 0{,}3 - 0{,}0139.w$
$w = D_m/d = 25 / 3{,}2 = 7{,}8125$
$\alpha_1 = 0{,}3 - 0{,}0139.\ 7{,}8125 = 0{,}191\ldots$
$\tau_{i0EM} = \tau_{iEM}.\alpha_1 = 820\ .\ 0{,}191 = 157$ N/mm^2

Gerilim kontrolleri:

Çekmeye çalışan helis yaylarda gerilim F (91) ile, $F = F_2$ ve $F = F_0$ alınır;

$$\tau_2 = \frac{F_2 \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot d^3} \leq \tau_{i0EM} \qquad \tau_2 = \frac{330 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 3{,}2^3} = 629 \qquad \tau_2 = 629\ N/mm^2 < \tau_{iEM} = 820\ N/mm^2$$

Ön germe kuvveti $F_0 = 0{,}2\ .\ F_2 = 0{,}2\ .\ 330 = 66$ N

$$\tau_{i0} \approx \frac{F_0 \cdot D_{or}}{0{,}4 \cdot d^3} = \frac{66 \cdot 25}{0{,}4 \cdot 3{,}2^3} = 126 \qquad \tau_{i0} = 126\ N/mm^2 < \tau_{i0EM} = 157\ N/mm^2$$

Yayın geometrik ölçüleri:

Yayın rijidliği F (120) ile; $R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1}$

$\Delta F = F_2 - F_1 = 330 - 250 = 80$ N ve $\Delta s = 50$ mm

$R = \Delta F / \Delta s = 80 / 50 = 1{,}6$ N/mm

$s_0 = F_0 / R = 66 / 1.6 = 41{,}3$ mm

$s_1 = F_1 / R = 250 / 1.6 = 156{,}3$ mm

$s_2 = F_2 / R = 330 / 1.6 = 206{,}3$ mm

Sarım sayısı "i_y" F (107) ile:

$$i_y = \frac{G \cdot d^4 \cdot \Delta s}{8 \cdot D_{or}^3 \cdot (F - F_0)} = \frac{83'000 \cdot 3{,}2^4 \cdot 50}{8 \cdot 25^3 \cdot 80} = 43{,}52 \qquad \text{Konstrüksiyona göre} \qquad i_f = 43{,}5$$

İmalatta sarımlı kısmın boyu " L_K " F (104) ile;

$$L_K \approx (i_{top} + 1) \cdot d_{max} = (43{,}5 + 1)\ .\ 3{,}22 = 143{,}3 \text{ mm}$$

Yayın imalattaki toplam boyu " L_0 " F (105) ile;

$$L_0 = L_K + 2 \cdot L_H + z = 143{,}3 + 2\ .\ 20 \pm 2 = 223{,}3 \pm 2 \qquad L_0 = 223{,}3 \pm 2 \text{ mm}$$

Tablo 16 ile $L_K = 143{,}3$ mm, kalite 2 ve w= 7,8125 için $z = \pm 2{,}0$ mm

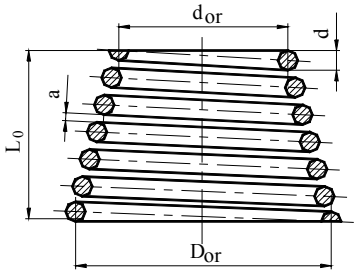
$L_H \approx (0{,}8 \ldots 1{,}1).\ D_i$ Kapalı kanca tipi uç için $L_H \approx 1\ .\ 21{,}8 \Rightarrow L_H = 20$ mm

Çekmeye çalışan helis yaylarda kontrol veya ölçülendirme diyagramıyla kontrol edilebilirler.

7 Çeşitli helisel yaylar

7.1 Yay tel kesiti yuvarlak, konik sarımlı helis yaylar

Konik sarımlı yayların tam ve hassas hesabı çok zor ve karışıktır. Bunun içinde ölçülendirme veya kontrol hesaplarını imalatcıya bırakmak daha doğrudur. Burada pratikte kazanılan deneyimlerin sonuçları verilmiştir. Bu bilgiler detaylı ve hassas hesaplar için kullanılmazlar. Eğer işletmedeki bozulma veya herhangi bir aksilikte tamiri imkan olmayan zararlar olmayacaksa, konstrüksiyon bu hesaplarla yapılabilir. Örneğin: İnsan hayatının tehlikede olması, sakatlık v.b. gibi.



Şekil 65, Konik sarımlı yay

d	mm	Tel çapı
D_{or}	mm	max. Sarımın ortalama çapı
d_{or}	mm	min. Sarımın ortalama çapı
D_i	mm	max. Sarımın iç çapı
D_d	mm	max. Sarımın dış çapı
L_0	mm	Yayın imalattaki boyu
L_1	mm	Yayın F_1 kuvveti altındaki boyu
s_1	mm	F_1 kuvveti ile yaylanma boyu
k	1	Faktör
F	N	Kuvvet
F_0	N	Ön iç gerilme kuvveti

7.1.1 Yay teli çapının seçimi

Yay teli çapının kuvvet, max. ortalama sarım çapı ve kayma mukavemeti ile seçilmesi;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{max} \cdot D_{or}}{\pi \cdot \tau_{iEM}}} \qquad F\ (128)$$

7.1.2 Maksimum ortalama sarım çapının seçimi

Max. ortalama sarım çapı F (128) in işlenmesi ile bulunan formülle seçilir. Bu bir yineleme (iterasyon) işlemidir.

$$D_{or} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{iEM}}{8 \cdot F_{max}} \qquad F\ (129)$$

F (128) ve F (129) için geçerli;

d	mm	Yay telinin çapı
F	N	Yayı etkileyen kuvvet
D_{Or}	mm	Yay sarımının max. ortalama çapı
τ_{iEM}	N/mm^2	Emniyetli kayma mukavemeti

7.1.3 Yaylanma boyu " s "

$$s = \frac{2 \cdot (D_{Or} + d_{Or}) \cdot (D_{Or}^2 + d_{Or}^2) \cdot F \cdot i_y}{d^4 \cdot G} \qquad F\ (130)$$

D_{Or}	mm	Yay sarımının max. ortalama çapı
d_{Or}	mm	Yay sarımının min. ortalama çapı
F	N	Yayı etkileyen kuvvet
i_y	1	Yaylanan sarım adedi
d	mm	Yay telinin çapı
G	N/mm^2	Kayma modülü

7.1.4 Yaylanma kuvveti " F "

$$F = \frac{d^4 \cdot G \cdot s}{2 \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot i_y} \qquad F\ (131)$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{iEM}}{8 \cdot D_{or}} \qquad F\ (132)$$

d	mm	Yay telinin çapı
G	N/mm²	Kayma modülü
s	mm	Yaylanma boyu
D_{Or}	mm	Yay sarımının max. ortalama çapı
d_{Or}	mm	Yay sarımının min. ortalama çapı
i_y	1	Yaylanan sarım adedi

7.1.5 Konik sarımlı yuvarlak kesitli yaylarda gerilme " τ_i "

$$\tau_i = \frac{4 \cdot s \cdot G \cdot D_{Or}}{\pi \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot i_y} \le \tau_{iEM} \qquad F\ (133)$$

$$\tau_i = \frac{8 \cdot F \cdot D_{or}}{\pi \cdot d^3} \le \tau_{iEM} \qquad F\ (134)$$

$$\tau_{ik} = k_k \cdot \tau_i \le \tau_{iEM} \qquad F\ (135)$$

s	mm	Yaylanma boyu
d	mm	Yay telinin çapı
G	N/mm²	Kayma modülü
D_{Or}	mm	Yay sarımının max. ortalama çapı
d_{Or}	mm	Yay sarımının min. ortalama çapı
F	N	Yayı etkileyen kuvvet
i_y	1	Yaylanan sarım adedi
k_k	1	Kıvrım faktörü
τ_{iEM}	N/mm²	Emniyetli kayma mukavemeti

7.1.6 Kıvrım faktörü " k_k "

$$k_k = \frac{w_W + 0{,}5}{w_W - 0{,}75} \qquad F\ (136)$$

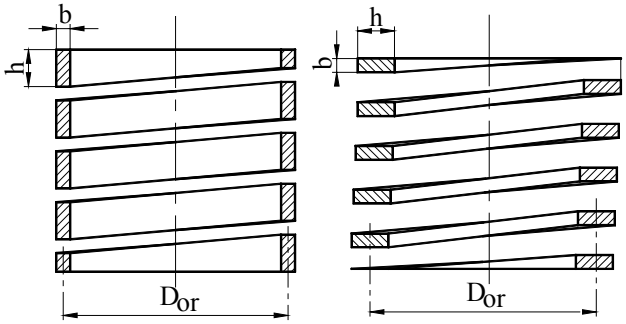
$$w_W = \frac{D_{Or}}{d} \qquad F\ (137)$$

w_w	1	Sarım oranı veya kıvırma katsayısı
D_{Or}	mm	Yay sarımının max. ortalama çapı
d	mm	Yay telinin çapı
i_y	1	Yaylanan sarım adedi

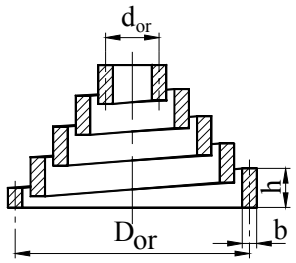
Dikkat: Tam ve detaylı hesaplamaları DIN 2090 a göre yapınız. Buradaki veriler günlük pratik hesaplamalar içindir.

7.2 Tel kesiti dikdörtgen yaylar

Tel kesiti dikdörtgen yaylar, genelde ender kullanılan yaylardır. Tam ve garantili hesaplarını yapmak oldukça zordur. Burada verilen formüllerle kabaca hesabını yapıp, son hesabı yayı imal eden veya satmak isteyen firmaya yaptırmak akıllıca bir iştir.



Şekil 66, Dik dikdörtgen kesitli silindirik sarımlı helis yay



Şekil 67, Dikdörtgen kesitli konik sarımlı yay

7.3 Tel kesiti dikdörtgen silindirik sarımlı yaylar

Maksimum ortalama sarım çapının seçimi:

$$D_{or} = \frac{2 \cdot \tau_{iEM} \cdot b^2 \cdot h}{\varphi \cdot F} \qquad F\ (138)$$

Hütte' ye göre;

$$D_{or} = \frac{2 \cdot \eta_2 \cdot \tau_{iEM} \cdot b^2 \cdot h}{F} \qquad F\ (139)$$

Yayı zorlayan kuvvetin hesabı:

$$F = \frac{2 \cdot \tau_i \cdot b^2 \cdot h}{\varphi \cdot D_{or}} \qquad F\ (140)$$

Hütte' ye göre;

$$F = \frac{2 \cdot \eta_2 \cdot \tau_i \cdot b^2 \cdot h}{D_{or}} \qquad F\ (141)$$

Yaylanma boyu:

$$s = \frac{\varphi_0 \cdot D_{or}^2 \cdot \tau_i \cdot i_y}{4 \cdot b \cdot G} \qquad F\ (142)$$

Hütte' ye göre;

$$s = \frac{2 \cdot \pi \cdot \eta_2 \cdot D_{or}^2 \cdot \tau_i \cdot i_y}{4 \cdot \eta_3 \cdot b \cdot G} \qquad F\ (143)$$

$$s = \frac{\varphi_0 \cdot D_{or}^3 \cdot F \cdot i_y}{8 \cdot b^3 \cdot h \cdot G} \qquad F\ (144)$$

Hütte' ye göre;

$$s = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_{or}^3 \cdot F \cdot i_y}{8 \cdot \eta_3 \cdot b^3 \cdot h \cdot G} \qquad F\ (145)$$

Yaydaki kayma gerilimi:

$$\tau_i = \frac{\varphi \cdot F \cdot D_{or}}{2 \cdot b^2 \cdot h} \qquad F\ (146)$$

Hütte' ye göre;

$$\tau_i = \frac{F \cdot D_{or}}{2 \cdot \eta_2 \cdot b^2 \cdot h} \qquad F\ (147)$$

D_{Or}	mm	Yay sarımının (max.) ortalama çapı
τ_{iEM}	N/mm^2	Emniyetli kayma mukavemeti
b	mm	Yayın daima kısa kenarı
h	mm	Yayın daima uzun kenarı
φ	1	Yayın kenarlar oranı faktörü φ ve φ_0 için Tablo 17 ye bakın
η_2	1	Yayın kenarlar oranı faktörü Tablo 18 e bakın
η_3	1	Yayın kenarlar oranı faktörü Tablo 18 e bakın
F	N	Yayı etkileyen kuvvet

7.4 Tel kesiti dikdörtgen konik sarımlı yaylar

Maksimum ortalama sarım çapının seçimi:

$$D_{or} = \frac{2 \cdot \tau_{iEM} \cdot b^2 \cdot h}{\varphi \cdot F} \qquad F\ (148)$$

Hütte' ye göre;

$$D_{or} = \frac{2 \cdot \eta_2 \cdot \tau_{iEM} \cdot b^2 \cdot h}{F} \qquad F\ (149)$$

Yayı zorlayan kuvvetin hesabı:

$$F = \frac{32 \cdot b^3 \cdot h \cdot G \cdot s}{\varphi_0 \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot i_y} \qquad F\ (150)$$

Hütte' ye göre;

$$F = \frac{16 \cdot \eta_3 \cdot b^3 \cdot h \cdot G \cdot s}{\pi \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot i_y} \qquad F\ (151)$$

Yaylanma boyu:

$$s = \frac{\varphi_0 \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot F \cdot i_y}{32 \cdot \varphi \cdot b^3 \cdot h \cdot G} \qquad F\ (152)$$

Hütte' ye göre;

$$s = \frac{\pi \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot F \cdot i_y}{16 \cdot \eta_3 \cdot b^3 \cdot h \cdot G} \qquad F\ (153)$$

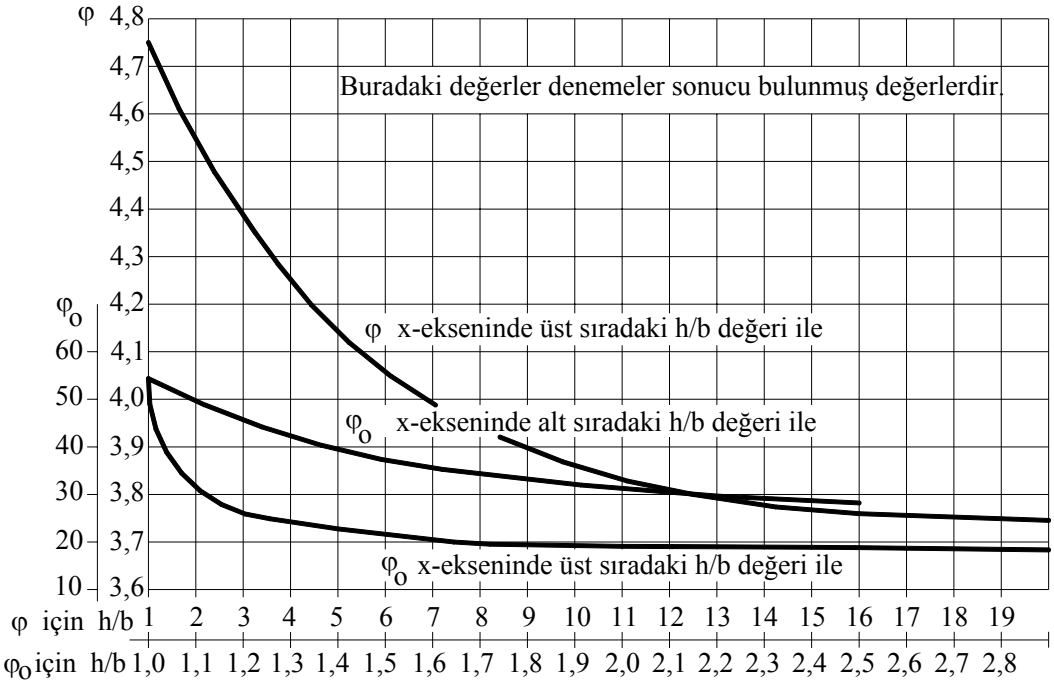
$$s = \frac{\varphi_0 \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot \tau_i \cdot i_y}{16 \cdot \varphi \cdot b \cdot G \cdot D_{or}} \qquad F\ (154)$$

Hütte' ye göre;

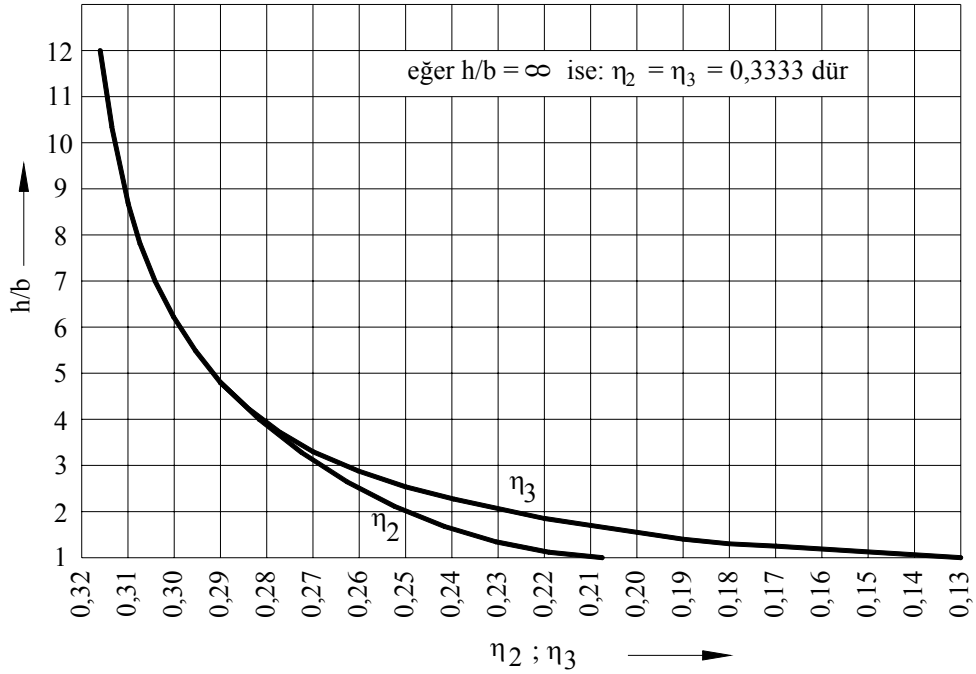
$$s = \frac{\pi \cdot \eta_2 \cdot (D_{or} + d_{or}) \cdot (D_{or}^2 + d_{or}^2) \cdot \tau_i \cdot i_y}{8 \cdot \eta_3 \cdot b \cdot G \cdot D_{or}} \qquad F\ (155)$$

Formüllerdeki sembol ve birimleri yukarıda F (147) de verilen sembol ve birimlerşn aynıdır.

Tablo 17, φ ve φ_0 faktörleri



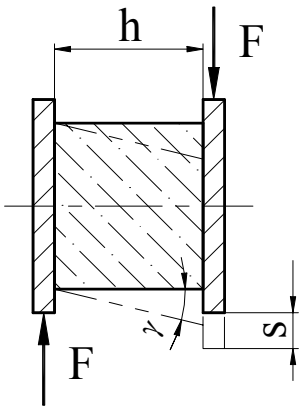
Tablo 18, η_2 ve η_3 faktörleri



8 Kauçuk yaylar

Kauçuk yaylar çelik levhalarla beraber komple konstrüksiyon elamanı olarak kullanılırlar. Kuvvet sürtünmesiz ve eşit dağılımlı olarak kauçuğa iletilir. Genelde kayma ve basma zorlamasında kullanılırlar. Ödevleri genelde titreşimleri ve darbeleri azaltmaktır ve böylece ses ve gürültü kısıtlanır. τ_{EM}, G, σ_{bEM} değerleri literatürden alınır.

8.1 Diskli kauçuk yay



Şekil 68, Diskli kauçuk yay

Kayma gerilimi:

$$\tau = \frac{F}{A} = \gamma \cdot G \leq \tau_{EM} \qquad F\ (156)$$

Kayma açısı ($\gamma \leq 20°$):

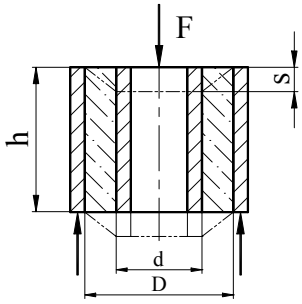
$$\gamma = \frac{180°}{\pi} \cdot \frac{\tau}{G} \qquad F\ (157)$$

Yaylanma boyu:

$$s = h \cdot \tan\gamma \qquad F\ (158)$$

ve s < 0,35.h olmalıdır.

8.2 Borulu kauçuk yay



Şekil 69, Borulu kauçuk yay

Kesme gerilimi:

$$\tau = \frac{F}{A_k} \leq \tau_{EM} \qquad F\ (159)$$

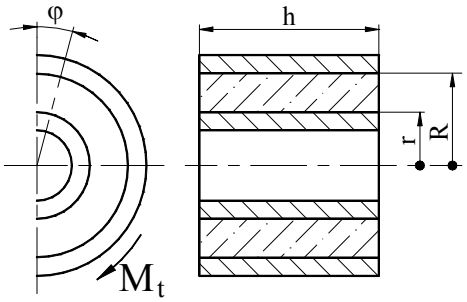
Kesme alanı; $A_k = \pi \,.\, d \,.\, h$

Yaylanma boyu:

$$s = \ln\left(\frac{D}{d}\right) \cdot \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot G} \qquad F\ (160)$$

ve s < 0,2 . (D-d) olmalıdır.

8.3 Borulu kauçuk yay



Şekil 70, Borulu kauçuk yay

Kesme gerilimi:

$$\tau = \frac{F}{A_k} \leq \tau_{EM} \qquad F\ (161)$$

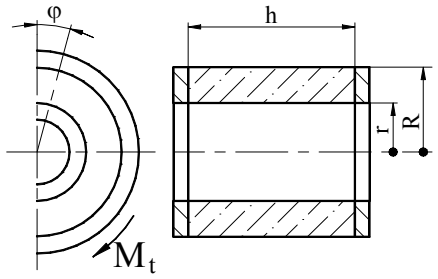
Kuvvet; $F = M_t/r$

Kesme alanı; $A_k = 2.\pi.r.h$

Dönme açısı ($\varphi_{max} \leq 40°$)

$$\varphi° = \frac{180°}{\pi} \cdot \frac{M_t}{4 \cdot \pi \cdot h \cdot G} \cdot \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2}\right) \qquad F\ (162)$$

8.4 Diskli kauçuk yay



Şekil 71, Diskli kauçuk yay

Kayma gerilimi:

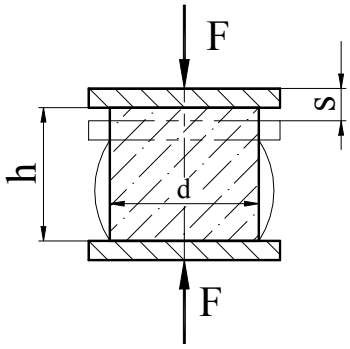
$$\tau = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot R}{(R^4 - r^4) \cdot G} \leq \tau_{zul} \qquad \text{F (163)}$$

Dönme açısı φ ;

$$\varphi° = \frac{360°}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot h}{(R^4 - r^4) \cdot G} \qquad \text{F (164)}$$

Dönme açısı $\varphi \leq 20°$ olmalıdır.

8.5 Diskli kauçuk yay



Şekil 72, Diskli kauçuk yay

Basma gerilimi:

$$\sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \sigma_{bEM} \qquad \text{F (165)}$$

Yaylanma boyu "s";

$$s = \frac{F \cdot h}{A \cdot E} = \frac{4 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot d^2 \cdot E} \qquad \text{F (166)}$$

Yaylanma boyu $s_{max} \leq 0{,}2.h$ olmalıdır.

9 Konu İndeksi

B

Basıya çalışan helis yaylar 56
Burulma etkisindeki yaylar 7, 8

Ç

Çeki-Bası yayları 5
Çekmeye çalışan helis yaylar 58
Çubuk yaylar 50

E

Eğilme etkisindeki yaylar 7
Eğilme yayları 5
Emniyetli fark mukavemeti 22

H

Hakiki dönme açısı 19

K

Kangal yaylar 15
Karışık tertipleme 9
Kauçuk yaylar 78
Kıvrım katsayısı 21
Kol eğilme açısı 19
Konik sarımlı yaylar 73
Kuvvet veren yaylar 5

P

Parallel tertipleme 8

S

Sarım sayısı 19
Seri tertipleme 8
Spiral yaylar 25
Sürtünme kuvveti 7

T

Torsiyon yayları 5

Y

Yaprak yaylar 12
Yay malzemeleri 9
Yay rijidliği R 6
Yay sabitesi R 6
yay telleri 11
Yayın yaptığı iş 7
Yaylanma işi 7

10 Kaynaklar

Bargel/Schulze	Werkstoffkunde, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf
Dietmann, H.	Einführung in die Elastizitäts- und Festigkeitslehre, Kroner-Verlag, Stuttgart 1992
Dubbel, H.	Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer Verlag,Berlin/Heidelberg/New York, 14. Auflage 1981
Kutay, M.G.	Ders notları (1971-2004) Berner Fachhochschule Hochschule für Technik und Architektur Bern
Matek, W. / Muhs, D. / Wittel, H.	ROLOFF / MATEK MASCHINENELEMENTE, LEHR UND TABELLENBUCH, Verlag Fried. Vieweg & Sohn, Braunschweig / Wiessbaden, 14.Auflage 2000
MUBEA Tellerfeder Handbuch	Mubea Tellerfedern GmbH Industriegebiet Im Kirdorf 34 57567 Daaden/Germany E-Mail: info@mubea.com URL: www.mubea-tellerfedern.de
Niemann, G.	MASCHINENELEMENTE, Band I 2.Auflage 1981 Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/New York
Decker, K-H.	MASCHINENELEMENTE, Gestaltung und Berechnung, Carl Hanser Verlag, München Wien, 8.Auflage
Köhler / Rögnitz	MASCHINENTEILE, Teil 1 und Teil 2, B.G.Teubner, Stuttgart
Langer, E.	MASCHINENELEMENTE, Berechnung und Gestaltung, Dümmler
Wellinger, K./ Dietmann, H.	Festigkeitsberechnung, Grundlagen und technische Anwendung
Verband der deutschen Federnindustrie	www.vdfi.wsu.de