

İlk yayın, 10 Kasım 2009

[www.guven-kutay.ch](http://www.guven-kutay.ch)

# Nasıl Vinç Yaparım

## Mekanik Kısımlar ve Elektrik Motorları

### Komple

40-00

***M. Güven KUTAY***

***En son durum : 30 Temmuz 2017***

***DİKKAT:***

***Bu çalışma iyi niyetle ve bugünün teknik imkanlarına göre yapılmıştır. Bu çalışmadaki bilgilerin yanlış kullanılmasından doğacak her türlü maddi ve manevi zarar için sorumluluk kullanana aittir. Bu çalışmadaki bilgileri kullananlara, kullandıkları yerdeki şartları iyi değerlendirip buradaki verilerin yeterli olup olmadığına karar vermeleri ve gerekirse daha detaylı hesap yapmaları önerilir. Eğer herhangi bir düzeltme, tamamlama veya bir arzunuz olursa, hiç çekinmeden bizimle temasa geçebilirsiniz.***

## ÖNSÖZ

Bu bilgileri neden "*Nasıl Vinç Yaparım*" diye adlandırdım. Sayın **Doç. Dr. Serpil Kurt** ve sayın **Prof. Dr. Remzi Aslan** ile yazdığımız ve MMO'nun yayınladığı "*Krenlerde Çelik Konstrüksiyonlar*" Cilt I, II'nin girişinde "*Kren ve Vinç*" deyimlerinin tanımını ve kelime olarak anlamlarını açıklamıştık.

Burada hesap yapmanın yanında konstrüksiyon ve üretim içinde öneriler verdiğim için "*kaldırma aracı*"nın adını "*kren*" değil, piyasada ve halk arasında yaygın olarak kullanılan ve hatta Türk Dil Kurumunca kabul edilen "*Vinç*" diye adlandırdım. Hedefimiz tanımlama münakaşası değil, *kaldırma aracı* yapmak. Polemiği bir yana bırakalım.

Bu bilgiler vinç üretmek isteyen, akli selimi olan ve teknikten anlayan, her eleman için hazırlanmıştır. İmkanlar çerçevesinde derin ve detaylı olarak her konu başından sonuna kadar işlenmiştir. Vinç üretmek isteyen kişinin muhakkak mühendis veya Dr. Müh. olmasına gerek yoktur. Akli selimi olan ve teknikten anlayan her eleman, bilinçli olarak çalışırsa, gayet rahat vinç üretebilir. İlk olarak "*Von Roll AG, Bern*" de vinç üretme kısmında çalışırken bana büyük şefim *Dipl. Ing. Meldahl*

***"Vinç hesaplarını hatasız yapacak binlerce kişi bulunur. Fakat hatasız çalışacak vinci üretilip sevk edecek kişi çok zor bulunur."***

demmişti. Bu sözleri hayatım boyunca hiç unutmadım.

Benimde sizlere önerilerim şunlardır:

- Müşteriye vinci bilerek hesapladığınızı ve ürettiğinizi gösterin. Bakım talimatları ve kullanılırken dikkat edilecek hususları içeren el kitabı, gerekirse hesapları ve kaynakları, v.s. gibi evrakları hazırlayın ve müşteriye verin.
- Alçak gönüllü olun. "Malımız arıza yapabilir ama sizin işiniz aksamaz ve durmaz." deyin ve sözünüzün eri olduğunuzu gösterin.
  - İyi işleyen servis ve bakım ekibi kurun,
  - Yedek parça garantisi verin.Yerli piyasa malları kullanın. Parçaları mümkün olduğu kadar kendi yaptığınız konstrüksiyon ile iç piyasada ya üretin veya ürettirin.
- Diğer vinç üreticilere saygılı ve toleranslı olun. Rekabet hırsınızı üretiminizi mükemmelleştirmede ve memleketeye katkıda bulunmakta kullanın. Boş ve aptalca rekabete heves göstermeyin.

Bu arada bana ve birçok mühendise teori ve pratikte ışık tutan ve makina mühendislerine, bilhassa vinç üretiminde, örnek olan sayın **Dr. Müh. Dünder ARF**'ı rahmet ve hürmetle anmadan geçemeyeceğim.

Sizlere yardımcı olabildimse ne mutlu bana. Elektronik posta (e-mail) adresimi siteden alabilirsiniz. Herhangi bir teknik sorunuz veya sorununuz varsa hiç çekinmeden yazınız. Aklimın erdiği bilgimin yettiği kadar yardımcı olmaya gayret ederim.

Başarılar dilekleriyle.

***M. Güven KUTAY***

## İÇİNDEKİLER

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| 0           | Giriş.....   | 7  |
| 0.1         | Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci.....                          | 8  |
| 0.2         | Örnek 2; 32kN-2/1 Halatlı ceraskal.....                            | 10 |
| 0.3         | Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal.....                            | 11 |
| 1           | Kaldırma sistemi.....  | 12 |
| 1.1         | Çelik halatlı kaldırma sistemi.....                                | 12 |
| 1.1.1       | Çelik halat.....   | 12 |
| 1.1.1.1     | Halatın tanımı.....  | 12 |
| 1.1.2       | Çok operasyonlu halatlar.....                                      | 13 |
| 1.1.3       | Tek operasyonlu halatlar.....                                      | 13 |
| 1.1.3.1     | Filler damarlı halatlar.....                                       | 13 |
| 1.1.3.1.1   | Seale damarlı halatlar.....  | 14 |
| 1.1.3.1.2   | Warrington damarlı halatlar.....                                   | 14 |
| 1.1.3.1.3   | Warrington-Seale damarlı halatlar.....                             | 14 |
| 1.1.3.2     | Damarda ve halatta çapraz yönleri.....                             | 14 |
| 1.1.3.3     | Çelik halatın hesabı ve seçimi.....                                | 17 |
| 1.1.3.3.1   | Halata gelen hesapsal yük " $F_{Ha}$ ".....                        | 17 |
| 1.1.3.4     | Halat faktörü " $c_{Ha}$ ".....                                    | 17 |
| 1.1.3.4.1   | Tahrik grubu seçim hesabı.....                                     | 18 |
| 1.1.3.4.2   | Yük kolektifi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....         | 20 |
| 1.1.3.5     | Kendir özlü halat.....   | 20 |
| 1.1.3.6     | Halat seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....           | 21 |
| 1.1.3.7     | Halat seçimi "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....             | 22 |
| 1.1.3.8     | Halat bağlantıları ve halat sonu.....                              | 23 |
| 1.1.3.8.1   | Halat sonu ve kesme.....   | 23 |
| 1.1.3.8.2   | Radansa.....   | 23 |
| 1.1.3.8.3   | Halat klemensi.....  | 24 |
| 1.1.3.8.4   | Diğer bağlantılar.....   | 25 |
| 1.1.3.9     | Halatın başka kullanımları.....                                    | 25 |
| 1.1.3.9.1   | Kendir halattan sapanlar.....                                      | 25 |
| 1.1.3.9.2   | Plastik halattan sapanlar.....                                     | 27 |
| 1.1.3.9.3   | Çelik halattan sapanlar.....                                       | 27 |
| 1.1.3.9.4   | Sapanların emniyetli taşıma yükleri.....                           | 27 |
| 1.1.4       | Halat makaraları.....  | 28 |
| 1.1.4.1     | Halat makarası düzenleri.....                                      | 34 |
| 1.1.4.1.1   | Makarada kuvvetler.....  | 34 |
| 1.1.4.1.2   | Sabit makarada kuvvetler.....                                      | 34 |
| 1.1.4.2     | Hareketli makarada kuvvetler.....                                  | 34 |
| 1.1.4.3     | Makara kombinasyonu.....   | 35 |
| 1.1.4.3.1   | Makaralı bucurgat.....   | 36 |
| 1.1.4.3.2   | Kademeli bucurgat.....   | 37 |
| 1.1.4.3.3   | Sonsuz halatlı bucurgat.....                                       | 38 |
| 1.1.4.4     | Halat makarası seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....  | 38 |
| 1.1.4.5     | Halat makarası seçimi "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....    | 38 |
| 1.1.4.6     | Halat makarasının konstrüksiyonu.....                              | 39 |
| 1.1.4.7     | Makara rulmanı hesabı, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"..... | 39 |
| 1.1.4.8     | Makara rulmanı seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....   | 42 |
| 1.1.5       | Kanca.....   | 43 |
| 1.1.5.1     | Kancada eğilme mukavemet hesabı.....                               | 44 |
| 1.1.5.1.1.1 | Gerekli en küçük shaft çapı.....                                   | 44 |
| 1.1.5.1.1.2 | Tekli kancada "A-A" kesitindeki gerilmeler.....                    | 44 |
| 1.1.5.1.1.3 | Kanca kesiti "B-B" de gerilmeler.....                              | 46 |
| 1.1.5.1.2   | Kancanın hassas hesabı.....  | 47 |
| 1.1.5.1.2.1 | Pratikte çizimle hesaplama.....                                    | 47 |
| 1.1.5.1.2.2 | Analitik hesaplama.....  | 50 |
| 1.1.5.2     | En küçük kesitteki çekme gerilmesi.....                            | 50 |
| 1.1.5.3     | İlk vida dışındaki veya kritik kesme gerilmesi.....                | 51 |

|           |   |     |
|-----------|---|-----|
| 1.1.5.3.1 | Kancalar için standart tabloları.....                                     | 52  |
| 1.1.6     | Kanca bloğu diğer kısımları.....  | 59  |
| 1.1.6.1   | Kanca bloğu traversi.....   | 59  |
| 1.1.6.2   | Kanca somunları.....  | 61  |
| 1.1.6.3   | Kanca bloğu seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....           | 62  |
| 1.1.6.4   | Kanca bloğu seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....             | 63  |
| 1.1.7     | Tambur.....   | 64  |
| 1.1.7.1   | Tamburun ölçülendirilmesi.....  | 64  |
| 1.1.7.2   | Tamburun helis yönleri.....   | 65  |
| 1.1.7.3   | Tamburda mukavemet hesapları.....   | 67  |
| 1.1.7.3.1 | Torsiyon gerilmesi.....   | 67  |
| 1.1.7.3.2 | Eğilme gerilmesi.....   | 67  |
| 1.1.7.3.3 | Bileşik karşılaştırma gerilmesi.....                                      | 68  |
| 1.1.7.3.4 | Halatın yivlere sarılmasından oluşan gerilmeler.....                      | 68  |
| 1.1.7.4   | Tambur yan diski.....   | 69  |
| 1.1.7.5   | Tambur konstrüksiyonu.....  | 71  |
| 1.1.7.5.1 | İlk klasik bağlantı.....  | 72  |
| 1.1.7.5.2 | Eski bağlantı.....  | 72  |
| 1.1.7.5.3 | Klasik bağlantı.....  | 73  |
| 1.1.7.5.4 | Modern bağlantı.....  | 73  |
| 1.1.7.6   | Tamburla halatın ilişkisi.....  | 74  |
| 1.1.7.6.1 | Tahrik diski.....   | 74  |
| 1.1.7.6.2 | Bucurgat babası.....  | 75  |
| 1.1.7.6.3 | İkiz tambur.....  | 75  |
| 1.1.7.6.4 | Tambura halatın bağlantısı.....   | 76  |
| 1.1.7.7   | Tamburun seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....              | 77  |
| 1.1.7.8   | Tamburun seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....                | 83  |
| 1.1.7.9   | Tambur muhafazası komple, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....       | 85  |
| 1.1.7.10  | Tambur muhafazası, "Örnek 2, 32kN-2/1 Ceraskal".....                      | 86  |
| 1.1.7.11  | Motor flanşı, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....                   | 86  |
| 1.1.7.12  | Halat klavuzu, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....                  | 87  |
| 1.2       | Zincirli kaldırma sistemi.....  | 88  |
| 1.2.1     | Yuvarlak çelik zincirde geometri.....                                     | 88  |
| 1.2.2     | Zincir seçimi.....  | 91  |
| 1.2.3     | Zincir mekaniği.....  | 92  |
| 1.2.4     | Zincir çarkları.....  | 95  |
| 1.2.4.1   | Yuvarlak zincir için dişsiz çarklar.....                                  | 95  |
| 1.2.4.2   | Yuvarlak zincir için kavaleta ve dişli zincir çarklar.....                | 95  |
| 1.2.5     | Zincir seçimi, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal".....                  | 97  |
| 1.2.6     | Kavaleta konstrüksiyonu, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal".....        | 97  |
| 1.2.7     | Kanca ve kanca bloğunun seçimi, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal"..... | 99  |
| 1.3       | Kaldırma redüktörleri.....  | 102 |
| 1.3.1     | Kaldırma redüktörü seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....     | 102 |
| 1.3.2     | Kaldırma redüktörü "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....              | 103 |
| 1.3.2.1   | 1. kademe dişli ve 1. milin hesabı.....                                   | 104 |
| 1.3.3     | Kaldırma redüktörü "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal".....              | 105 |
| 1.4       | Vinç motorları.....   | 108 |
| 1.4.1     | Doğru akım elektrik motoru.....   | 108 |
| 1.4.2     | Alternatif akımlı elektrik motorları.....                                 | 108 |
| 1.4.2.1   | Kısa devre-Asenkron elektrik motorları "KAM".....                         | 108 |
| 1.4.2.2   | Bilezikli elektrik motorları.....   | 111 |
| 1.4.3     | Elektrik motorunun çalışma oranı "ÇÖ".....                                | 111 |
| 1.4.4     | Kaldırma motoru.....  | 111 |
| 1.4.4.1   | Kaldırma motorunun atalet (eylemsizlik) gücü.....                         | 112 |
| 1.4.4.2   | Kaldırma motorunun ivme gücü.....   | 113 |
| 1.4.4.2.1 | Translasyon ivmesi gücü.....  | 113 |
| 1.4.4.2.2 | Rotasyon ivmesi gücü.....   | 113 |
| 1.4.4.3   | Kaldırma motoru seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....       | 115 |
| 1.4.4.4   | Kaldırma motoru seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....         | 116 |
| 1.4.4.5   | Kaldırma motoru seçimi, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal".....         | 117 |
| 2         | Yürütme Sistemi.....  | 118 |
| 2.1       | Tekerlekler.....  | 118 |

|           |  |     |
|-----------|--|-----|
| 2.1.1     | Tekerlek konstrüksiyonu.....   | 118 |
| 2.1.2     | Tekerlek hesabı .....  | 123 |
| 2.1.2.1   | Tekerleği etkileyen kuvvet .....   | 123 |
| 2.1.2.2   | Tekerlekte taşıyıcı genişlik.....  | 126 |
| 2.1.2.3   | Emniyetli yüzey basıncı değeri ve malzeme faktörü " $c_1$ " .....          | 127 |
| 2.1.2.4   | Devir sayısı faktörü " $c_2$ " .....                                       | 128 |
| 2.1.2.5   | Çalışma oranı faktörü " $c_3$ " .....                                      | 128 |
| 2.1.3     | Emniyetli tekerlek dik kuvveti .....                                       | 129 |
| 2.1.4     | Tekerlek yataklarının hesabı .....   | 129 |
| 2.1.5     | Tekerlek seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....                | 131 |
| 2.1.5.1   | Araba yürüyüş tekerleği .....  | 131 |
| 2.1.5.2   | Vinç yürüyüş tekerleği .....   | 132 |
| 2.1.6     | Tek bandajlı tekerlekler .....   | 133 |
| 2.1.6.1   | Tek bandajlı tekerlek ve monoray araba konstrüksiyonu .....                | 134 |
| 2.1.6.1.1 | Tek bandajlı tekerlekler.....  | 134 |
| 2.1.6.1.2 | Monoray araba plakaları.....   | 137 |
| 2.1.6.1.3 | Mesafe takımı .....  | 139 |
| 2.1.6.1.4 | Ceraskal asma takımı .....   | 140 |
| 2.1.6.1.5 | Dişli tekerlek bağlantısı.....   | 141 |
| 2.1.6.1.6 | Yan plaka detay işlemleri .....  | 141 |
| 2.1.7     | Tek bandajlı tekerlek hesabı .....   | 142 |
| 2.1.7.1   | Tekerlek seçimi "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal" .....                 | 143 |
| 2.1.7.1.1 | Ceraskal arabası yürüyüş tekerleği .....                                   | 143 |
| 2.1.8     | Bandajsız tekerlekler .....  | 145 |
| 2.2       | Yürüyüş motorları ve frenleri.....   | 146 |
| 2.2.1     | Yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü .....                          | 146 |
| 2.2.2     | Yürüyüş motorunun ivme gücü.....   | 147 |
| 2.2.3     | Yürüyüş motorunun rüzgar gücü.....   | 147 |
| 2.2.4     | Yürüyüş tahriği konstrüksiyon varyantları.....                             | 148 |
| 2.2.5     | Yürüyüş direnci.....   | 149 |
| 2.2.5.1   | Muylu direnci " $F_{wz}$ " .....   | 149 |
| 2.2.5.2   | Yuvarlanma direnci " $F_{wr}$ " .....                                      | 150 |
| 2.2.5.3   | Bandaj direnci " $F_{ws}$ " .....  | 150 |
| 2.2.5.4   | Yatak yan yüzeyi direnci " $F_{wn}$ " .....                                | 150 |
| 2.2.6     | Yürüyüş motoru hesaplamasının özeti.....                                   | 151 |
| 2.2.7     | Yürüyüş motoru hesaplama örnekleri.....                                    | 151 |
| 2.2.7.1   | Yürüyüş motorları seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci" .....     | 151 |
| 2.2.7.1.1 | Köprü yürüyüş motoru seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci" .....  | 151 |
| 2.2.7.1.2 | Araba yürüyüş motoru seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....   | 153 |
| 2.2.7.1.3 | Araba yürüyüş motoru seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal".....     | 154 |
| 2.3       | Yürüyüş redüktörleri.....  | 156 |
| 2.3.1     | Yürüyüş redüktörü hesaplama örnekleri.....                                 | 157 |
| 2.3.1.1   | Yürüyüş redüktörü seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci".....      | 157 |
| 2.3.1.1.1 | Varyant A: Köprü yürüyüş redüktörü seçimi.....                             | 157 |
| 2.3.1.1.2 | Varyant B: Köprü yürüyüş redüktörü seçimi.....                             | 158 |
| 2.3.1.1.3 | Araba yürüyüş redüktörü seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m".....                  | 158 |
| 2.3.1.2   | Araba yürüyüş redüktörü seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal" ..... | 159 |
| 3         | Frenler.....   | 160 |
| 3.1       | Fren çeşitleri.....  | 160 |
| 3.2       | Frende moment hesabı .....   | 160 |
| 3.2.1     | Kaba hesaplama .....   | 160 |
| 3.2.2     | Detaylı hesaplama .....  | 161 |
| 3.2.3     | Kaldırma tahriğinde fren momenti " $M_{Fr}$ " .....                        | 161 |
| 3.2.4     | Yürüyüş tahriğinde fren momenti " $M_{Fr}$ " .....                         | 162 |
| 3.2.5     | Döndürme tahriğinde fren momenti " $M_{Fr}$ " .....                        | 163 |
| 3.3       | Kasnaklı frenler.....  | 164 |
| 3.3.1     | Tek pabuçlu kasnak frende kuvvet ve moment analizi .....                   | 164 |
| 3.3.2     | Çift pabuçlu kasnak frende kuvvet ve moment analizi .....                  | 166 |
| 3.3.3     | Kasnaklı frenlerde yüzey basıncı kontrolü.....                             | 167 |
| 3.3.4     | Kasnaklı frenlerde ısı analizi.....  | 167 |
| 3.3.4.1   | Frende ısı analizi, kaba.....  | 167 |
| 3.3.4.2   | Frende ısı analizi, detaylı.....   | 168 |

|         |   |     |
|---------|---|-----|
| 3.3.5   | Kasnaklı frenlerin konstrüksiyonu.....                          | 169 |
| 3.3.5.1 | Fren şasisi.....  | 169 |
| 3.3.5.2 | Fren pabuçları.....   | 170 |
| 3.3.5.3 | Fren kasnağı.....   | 171 |
| 3.3.5.4 | Çift pabuçlu kasnak frenlerin standart değerleri.....           | 172 |
| 3.3.5.5 | Çeşitli kasnak fren konstrüksiyonları.....                      | 173 |
| 3.3.5.6 | Kasnak fren seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"..... | 174 |
| 3.4     | Diskli frenler.....   | 175 |
| 3.4.1   | Düz diskli frenler.....   | 175 |
| 3.4.2   | Konik diskli frenler.....                                       | 177 |
| 3.5     | Balatalı frenler.....   | 178 |
| 3.5.1   | Yürüyüş sisteminde balatalı fren.....                           | 178 |
| 3.5.2   | Ceraskalda balatalı fren.....                                   | 179 |
| 3.6     | Bantlı frenler.....   | 179 |
| 3.6.1   | Bantlı basit frenler.....                                       | 179 |
| 3.6.2   | Çıkarmalı frenler.....  | 182 |
| 3.6.3   | Toplamalı frenler.....  | 183 |
| 3.6.4   | Bantlı frenlerde hesaplamalar.....                              | 184 |
| 4       | Kaynaklar.....  | 186 |
| 4.1     | Literatür.....  | 186 |
| 4.2     | Standartlar.....  | 187 |
| 5       | Tabloların dökümü.....  | 189 |
| 6       | Konu indeksi.....   | 190 |

## 0 Giriş

Vinçler sanayinin dev elleridir. Vinç yapmak herhangi bir makina yapmaktan farklı değildir, çünkü vinçte bir makinadır. Makina istenilen fonksiyon yapan parçalar grubudur. Konstrüktör bir makinanın "**Mekanik**" konstrüksiyonunu yaptığında cansız bir ceset yaratmış olur. Cansız bir cesedin hiçbir fonksiyonu olmaz. Bu cesede can vermek gerekir. Makinaya can vermek "**enerji**" vermektir. Makinaya enerji verildiğinde ortaya, mantığı olmayan güçlü bir yaratık, bir "**Frankenstein**" ortaya çıkar. Frankenştayn'ın mantığı yoktur. Makinada mantık "**kumanda**" dır. Bütün bu sistemleri taşıyacak bir sisteme, "**Çelik konstrüksiyon**"na gerek vardır. Demek ki; istenilen fonksiyonu yapan bir vinci yapmak için şu bilgere sahip olmak gerekir.

1. **Mekanik** konstrüksiyonu öğrenmek ve bilmek,
2. **Enerjiyi**, yani tahrikleri (elektrik motoru ve elektriği) öğrenmek ve bilmek,
3. **Kumanda**yı öğrenmek ve bilmek,
4. **Çelik** konstrüksiyonu öğrenmek ve bilmek (Yapı Statiği).

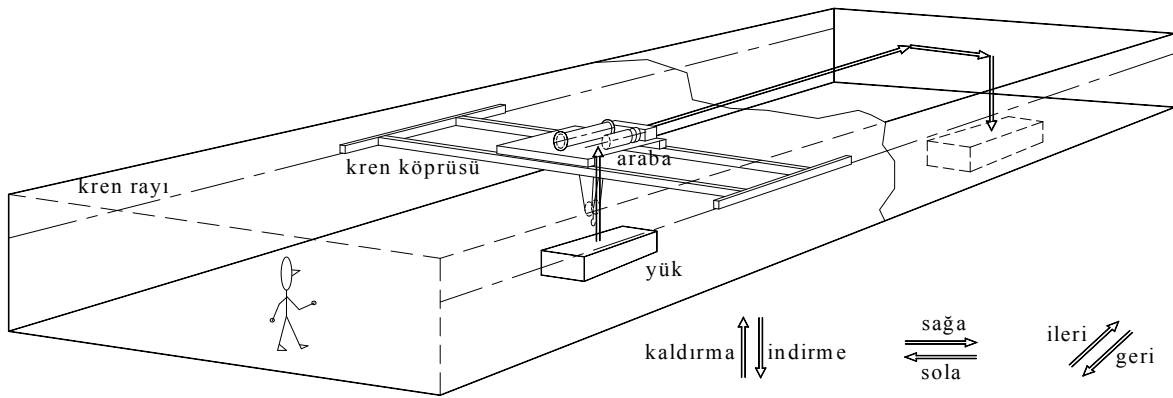
Bu dosyada bu dört gruptan iki grubu **Mekanik konstrüksiyonu** ve **Elektrik Motorlarını** anlaşılır şekilde basit olarak örnekleriyle anlatmaya gayret edeceğim. Sizlerin yapacağı iş en azından burada verilenleri iyi niyet ve sabırla öğrenmektir. Başka literatür ve kaynaklarıda araştırırsanız bilgi ve düşünce ufkunuzu genişletirsiniz.

### Hareket sistemleri

Bir vinç şematik olarak Şekil 1 ile görülmektedir. Vinç ile yüke altı yönde hareket yaptırılır. Yani bir yük üç buutlu hareket ettirilir. Bu hareketler şöyle yapılır:

1. **Kaldırma indirme hareketi;** "Kaldırma sistemi" ile,
2. **Yürüme hareketi;** "Araba ve köprü yürütme sistemi" ile,
3. **Döndürme hareketi;** "Döndürme sistemi" ile,

Bunun dışında frenleride detaylı ele almak gerekir.



Şekil 1, Gezer köprü vinci sistem şeması

Bütün bu sistemleri taşıyan çelik konstrüksiyon. Bu konuyu MMO tarafından "**Krenlerde Çelik Konstrüksiyonlar**" diye yayınlanan (bkz Lit 5) birkaç ciltten öğrenebilirsiniz. Ayrıca sitede "**Vinçlerde Çelik Konstrüksiyon**" dosyalarıda mevcuttur.

Bu dosyada çelik konstrüksiyonun dışında bütün konular işlenecek ve pratikte daha rahat çalışabilmek için, her konuya ait örnekler hesapları ve konstrüksiyonları ile verilecektir.

Vincin konstrüksiyonunu yapabilmek için sıra ile bu hareket sistemlerini görelim. Bu işe kaldırma sistemi ile başlamamız doğrudur.

Bütün sistem vinç teklifi ile başlar. Bir vinç teklifini verebilmek için vinci gayet iyi tanımak ve bilmek gerekir. Bilinmesi gereken bilgiler aşağıda verilmiştir. Pratikte bu bilgiler ya şartname veya teklif isteme mektubuyla verilir, veya araştırılır, sorulur ve belirlenir.

Konuyu daha iyi kavrayabilmek için, şu örnekleri tekliften başlayıp son parçasına kadar hesaplayıp konstrüksiyonlarını yapalım.

1. Örnek 1; Gezer köprü vinci.
2. Örnek 2; Halatlı ceraskal
3. Örnek 3; Zincirli ceraskal

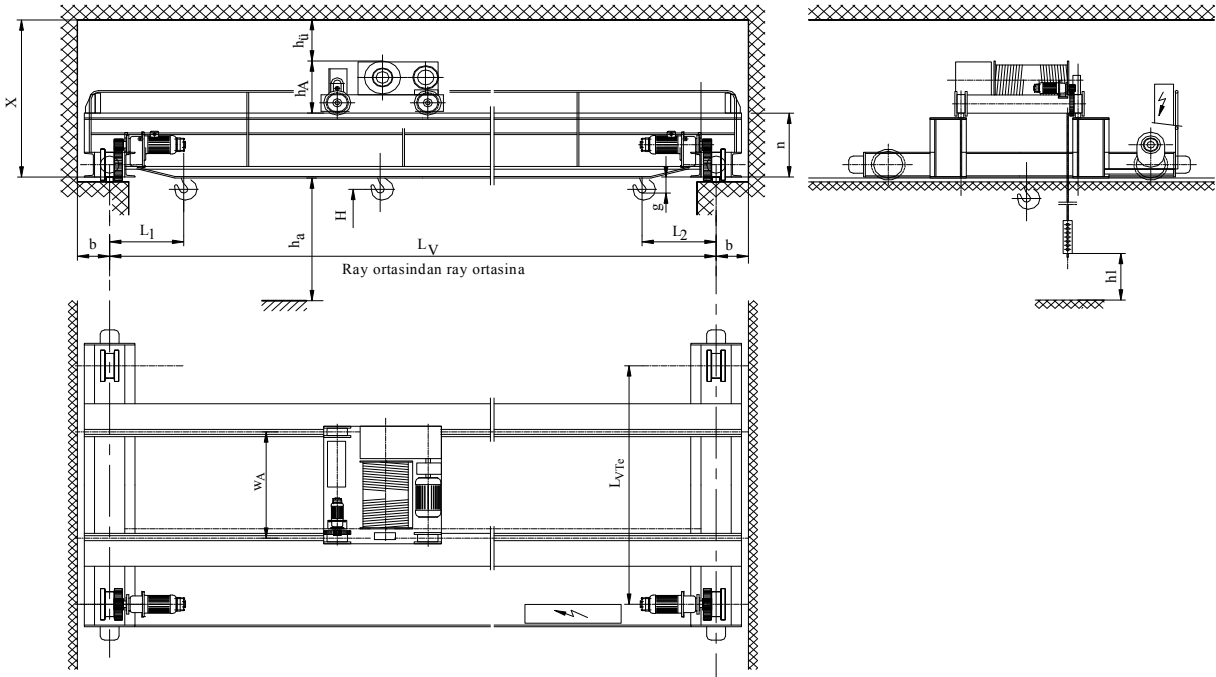
### 0.1 Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci

|                      |   |
|----------------------|---|
| <b>Vincin cinsi:</b> | Gezer köprü vinci 100kNx20m (10t kapasiteli 20 m açıklığında) |
| Kaldırma yüksekliği  | $H = 8$ m,  |
| Kaldırma hızı        | $v_{Ka} = 6$ m/dak.   |
| Araba yürüme hızı    | $v_A = 16$ m/dak,   |
| Arabanın öz ağırlığı | $F_A = 2'500$ kg,   |
| Köprü yürüme hızı    | $v_V = 25$ m/dak.   |

**Çalışacağı yer:** Talaşlı imalat atölyesi. Kapalı saha.

**Çalışma şekli:** Tek vardiya. Ortalama günde 4 ile 6 saat arası çalışma. 8-10 ton yük çok ender, yalnız makina montaj ve demontajında gerekli. Max yük tezgahlarda işlenecek parça, 4 ton.

**Çevre durumu:**  $0^\circ$  ile  $40^\circ$  C arası ısı, toz yok gibi, %40 ile %65 rutubet. Normal kapalı saha hava şartları, kimyevi gaz ve zararlı toz yok.



Şekil 2, Gezer köprü vinci sistem şeması

Şekil 2 ile istenilen ana ölçüler şunlardır:

|                  |    |   |     |
|------------------|----|---|-----|
| H                | m  | Kaldırma yüksekliği                                       | *)1 |
| L <sub>V</sub>   | mm | Vinç yürüyüş rayları orta mesafesi                        | *)1 |
| X                | mm | Vinç yürüyüş rayı – Bina tavanı mesafesi                  | *)1 |
| b                | mm | Vinç yürüyüş rayı ortası – yan duvar (manca) mesafesi     | *)1 |
| L <sub>1</sub>   | mm | Kancanın vinç yürüyüş rayına sol mesafesi                 | *)2 |
| L <sub>2</sub>   | mm | Kancanın vinç yürüyüş rayına sağ mesafesi                 | *)2 |
| h <sub>A</sub>   | mm | Araba yürüyüş rayı – Araba en üst noktası mesafesi        | *)2 |
| g                | mm | Kanca – Vinç yürüyüş rayı yükseklik mesafesi              | *)2 |
| h <sub>ü</sub>   | mm | Araba en üst noktası – Tavan mesafesi                     | *)3 |
| h <sub>1</sub>   | mm | Kumanda kutusu yer arası (genelde 1 m)                    | *)4 |
| h <sub>a</sub>   | mm | Kiriş altı – yer mesafesi                                 | *)4 |
| w <sub>A</sub>   | mm | Araba yürüyüş rayları açıklık mesafesi                    | *)4 |
| L <sub>VTe</sub> | mm | Vinç başlığı tekerlek mesafesi                            | *)4 |
| n                | mm | Vinç yürüyüş rayı – Araba yürüyüş rayı yükseklik mesafesi | *)4 |

\*)1 Bu ölçüler muhakkak müşteri tarafından bildirilecektir. Mümkünse bu ölçüler firmamızın bir elemanı tarafından ölçülüp kontrol edilmelidir.

\*)2 Bu ölçüler firmamızın konstrüksiyonuna göre konstrüktör tarafından belirlenecek ölçülerdir.

\*)3 Bu ölçü çok önemlidir. Bilhassa bakım platformu ve tavan arası mesafesi. Bu mesafe en az 1,80 m, daha iyisi 2 m olmalıdır. Böylece feci kaza önlemi alınmış olur. Servis elemanının kafasını çarparak vinçten düşüp ölmesi gibi. Eğer bu ölçü tutulamayacaksa bakım platformu yapmayın!

\*)4 Bu ölçüler müşteri ile konuşularak konstrüksiyonu zorlaştırmayacak büyüklükte verilmelidir..

Bütün bunların yanı sıra:

- a) Bütün ölçüler müşteriye evrak üzerinde tastik ettirilmelidir.
- b) Gereği olmayan hiçbir ölçü müşteriye bildirilmemelidir. Fakat bazı durumlarda müşterinin dikkati ölçülere çekilmelidir.

**Dikkat: Müşteriye hatalar için daha sonra bir sürü mazeret göstereceğimize, onu önceden memnun etmek firmamızın geleceği için çok önemlidir.**

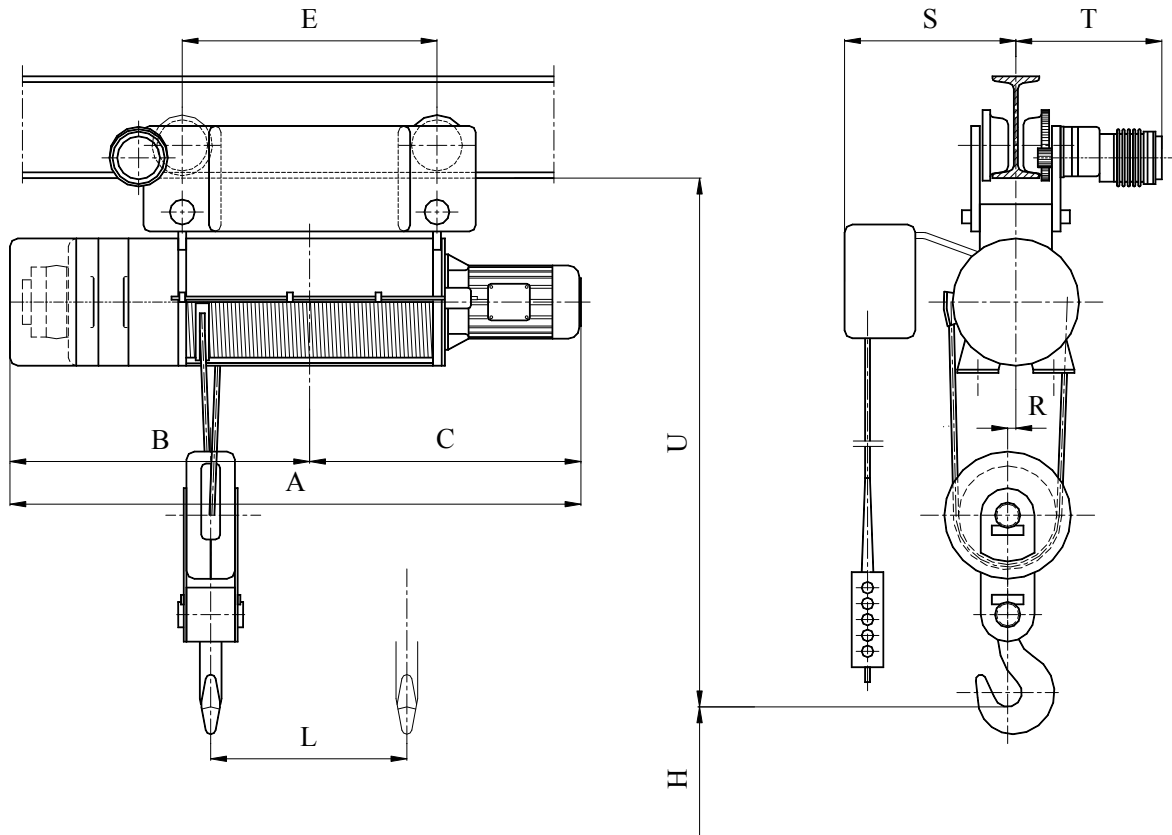
## 0.2 Örnek 2; 32kN-2/1 Halatlı ceraskal

**Vincin cinsi:** 32 kN ( $\approx$  3 ton) kaldırma kapasiteli,  
Kaldırma yüksekliği  $H = 7,5$  m, kaldırma hızı  $v_{Ka} = 8,2$  m/dak.  
Yürüyüş hızı  $v_{Yü} = 16$  m/dak

**Çalışacağı yer:** Talaşlı imalat atölyesi. Kapalı saha.

**Çalışma şekli:** Tek vardiya. Ortalama günde 3 ile 5 saat arası çalışma. 32 kN yük çok ender, genelde 10 ile 20 kN arası yük. İkiye bir donam. Seri imalat için prototip. Tahrik grubu 2m.

**Çevre durumu:**  $0^\circ$  ile  $40^\circ$  C arası ısı, toz yok gibi, %40 ile %65 rutubet. Normal kapalı saha çevre şartları, yani zararlı kimyevi gaz gibi etkili ortam yok.



Şekil 3, Halatlı ceraskal 2/1-donam

|                             |   |                                |   |
|-----------------------------|---|--------------------------------|---|
| Ceraskal boyu               | A | Kanca ağzı-Monoray altı        | U |
| Ceraskal mitte-Fren tarafı  | B | Kanca boyuna kayma mesafesi    | L |
| Ceraskal mitte-Motor tarafı | C | Kanca kayıklığı                | R |
| Araba tekerlek mesafesi     | E | Monoray ortası-Elektrik kutusu | S |
| Kaldırma yüksekliği         | H | Monoray ortası-Motor arkası    | T |

### 0.3 Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal

**Vincin cinsi:** 5 kN ( $\approx$  500 kg) kaldırma kapasiteli,  
Kaldırma yüksekliği  $H = 5$  m,  
kaldırma hızı  $v_{Ka} = 4,6$  m/dak  $\approx$  5 m/dak.

**Çalışacağı yer:** Talaşlı imalat atölyesi. Kapalı saha.

**Çalışma şekli:** Tek vardiya. Ortalama günde 2 ile 4 saat arası çalışma. 5 kN yük çok ender, genelde 0,2 ile 3 kN arası yük

**Çevre durumu:**  $0^\circ$  ile  $40^\circ$  C arası ısı, toz yok gibi, %40 ile %65 rutubet. Normal kapalı saha çevre şartları, yani zararlı kimyevi gaz gibi etkili ortam yok.



www.hebezone.de den



www.hebezone.de den

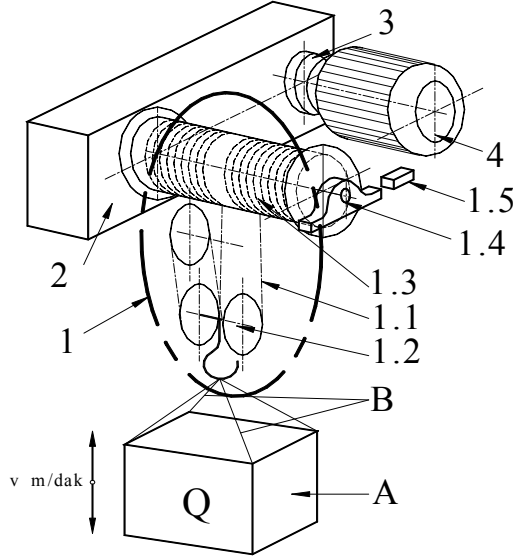
Şekil 4, Zincirli ceraskal

Memleketimizde bir çok zincirli ceraskal üretilmektedir. Hepside en az yabancı ceraskallar kadar iyidir. Burada yabancı ceraskal resimlerini koymamın nedeni; haksız yere bir iki yerli firmanın reklamını yapmamak içindir.

## 1 Kaldırma sistemi

### 1.1 Çelik halatlı kaldırma sistemi

Çelik halatlı kaldırma sistemi şematik olarak Şekil 5 ile gösterilmiş ve sistemin parçaları pozisyonlanmıştır. Kaldırma sisteminin hesabı çelik halatın hesabı ve tanımlanmasıyla başlar.



- A) Yük  
B) Yük sapanları
- 1 Kaldırma takımı  
1.1. Çelik halat  
1.2. Kanca bloğu, makara takımı  
1.3. Tambur  
1.4. Tambur yatağı  
1.5. Limit şalter
- 2 Redüktör  
3 Fren  
4 Motor

Şekil 5, Çelik halat ve kanca takımlı kaldırma sistemi

#### 1.1.1 Çelik halat

Çelik halatlar vinçlerde istenilen bütün şartları yerine getirirler. Küçük çaplarda yüksek mukavemet değerleri vardır. Her yöne eğilip bükülebilirler. Kendi öz ağırlıkları taşıma güçlerine karşın çok küçüktür. Aşınmaları hemen hemen yok gibidir. Bakımları gayet kolaydır. Vinçlerde kullanılacak oldukça çok çeşitli kesitte çelik halat vardır. Genel olarak yuvarlak kesitli halatlar vinçlerde kullanılır. Çelik halatların standartları TSE 1918/xx den ve DIN 3051 den DIN 3063 den bulunur.

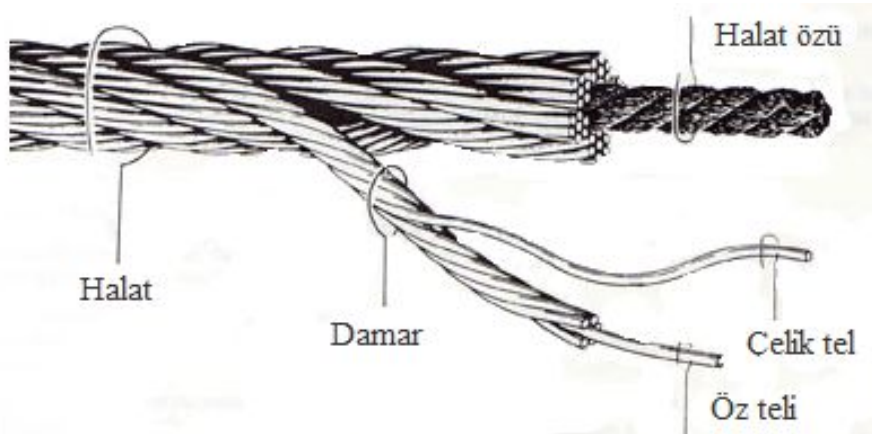
##### 1.1.1.1 Halatın tanımı

Halatın tanımı Şekil 6 ile görülmektedir. Bütün deyimlerin anlatımı şöyledir:

**Çelik tel halat:** Çelik Halat, lifli veya çelik tellerle örülmüş bir öz etrafına, en az bir kat halinde helisel sarılmış çelik tellerden imal edilen damarların meydana getirdiği bir mamuldür.

**Çelik tel:** Halat yapımında kullanılmak üzere, halat çapı ve kompozisyonuna uygun soğuk çekilerek imal edilen yüksek karbonlu mamuldür.

**Öz:** Halatlarda etrafındaki damarlara, damarlarda ise çelik tellere yataklık yapan göbek kısmıdır. Öz kullanma amacına göre, bitkisel veya sentetik bir madde, çelik telli damar veya çelik telli halat olabilir.



Şekil 6, Halatın tanımı

**Lif öz:** Bitkisel veya sentetik liflerden yapılan özdür.

**Çelik öz:** Bir çelik tel, çelik telli bir damar veya biri kendi özünde olmak üzere 7 telli 7 damardan yapılmış özdür.

**Öz teli:** Halat damarının özünü meydana getiren bir teldir.

**Ana tel:** Halat damarında öz telinin etrafına sarılmış yük taşıyan teldir.

**Dolgu teli:** Ana telleri desteklemek ve hizalamak için bazı düz damarlarda kullanılan ve ana telden daha ince olan bir teldir.

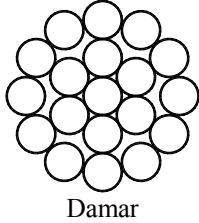
**Çıplak tel:** Yüzeyi herhangi bir madde ile kaplanmamış çelik teldir.

**Kaplı tel:** Yüzeyi herhangi bir madde (genelde çinko) ile kaplanmış çelik teldir. Telin çalışma şartlarına göre dış korozif tesirlerine karşı korunması gerekiyorsa tel yüzeyi çinko tabakasıyla kaplanır.

Çok operasyonlu halatlar **standard kompozisyonlar** olarak adlandırılır. Halattaki damarların tüm kat telleri aynı yönde fakat farklı açıyla örülüdür. Bu nedenle de her kat ayrı bir katsayısına göre imal edilen kompozisyonlardır. Örneğin: 6x17, 6x19, ... gibi

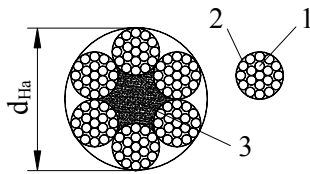
### 1.1.2 Çok operasyonlu halatlar

Bu sınıf halatlar **standard kompozisyonlar** olarak adlandırılır. Halattaki damarların tüm kat telleri aynı yönde fakat farklı açıyla örülüdür. Bu nedenle de her kat ayrı bir katsayısına göre imal edilen kompozisyonlardır. Örneğin: 6x17, 6x19, ... gibi



Şekil 7, Standart damarlar

Vinçlerde en fazla kullanılan çelik halat tipi Şekil 8 ile görülmektedir.



1. Halat teli
2. Halat damarı,
3. Halat özü

Halat çapı yaklaşık " $d_{Ha}$ " mm olarak kabul edilir. Halatta her biri 19 halat telinden oluşan 6 adet halat damarı vardır. Halat özünde genelde lifdir.

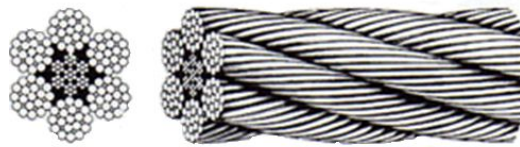
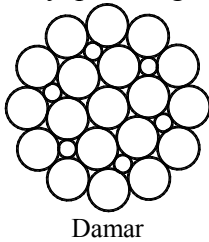
Şekil 8, Yuvarlak halat

### 1.1.3 Tek operasyonlu halatlar

Halatın damarını teşkil eden teller aynı yönde ve aynı açıyla tek bir operasyonla örülüdür. Damar örüm şekillerine göre Filler, Seale, Warrington, Warrington-Seale diye adlandırılırlar.

#### 1.1.3.1 Filler damarlı halatlar

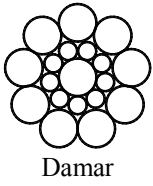
Damarı teşkil eden dış kat tellerinin alt katında, dış kat tellerinin yarısı adedinde ve bu tellere yataklık yapan dolgu telli konstrüksiyonlardır (Şekil 8).



Şekil 9, Filler damarlar

### 1.1.3.1.1 Seale damarlı halatlar

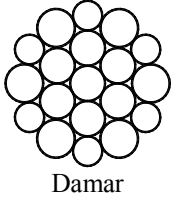
Damar teşkil eden en dış tellerin sayısı, bir alt kat tel sayısına eşit olan konstrüksiyondur (Şekil 8).



Şekil 8, Seale damarlar

### 1.1.3.1.2 Warrington damarlı halatlar

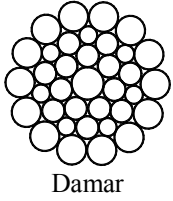
Damarı teşkil eden dış kat telleri birbirine eşit sayıda iki farklı çaptaki tellerden örülmüş konstrüksiyonlardır (Şekil 9).



Şekil 9, Warrington damarlar

### 1.1.3.1.3 Warrington-Seale damarlı halatlar

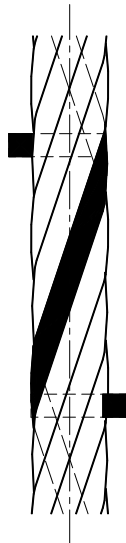
Damarı teşkil eden dış kat telleri Seale, alt kat telleri ise Warrington dizilişli konstrüksiyonlardır (Şekil 10). Yuvarlak standart halat damarının kesitini de göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi standart halat damarını 19 halat telinden oluşmuştur.



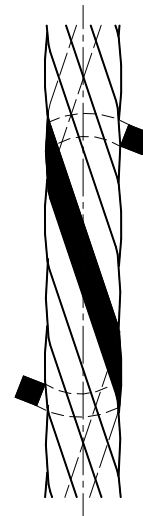
Şekil 10, Warrington-Seale damarlar

### 1.1.3.2 Damarda ve halatta çapraz yönleri

Damar ve halattaki çapraz yönleri aynı şekilde adlandırılır. Aralarındaki fark, damarda telin çapraz yönü, halatta damarın çapraz yönü esas alınır. Şekil 11 ve Şekil 12 da çapraz yönünün tanımlanması görülmektedir. )

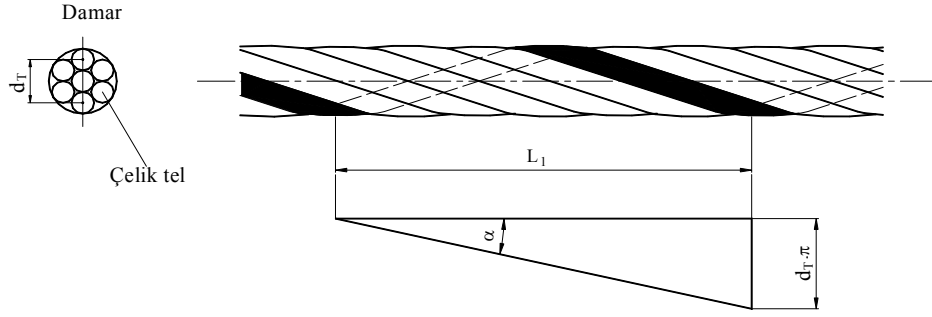


Şekil 11, Sağ çapraz (z)



Şekil 12, Sol çapraz (s)

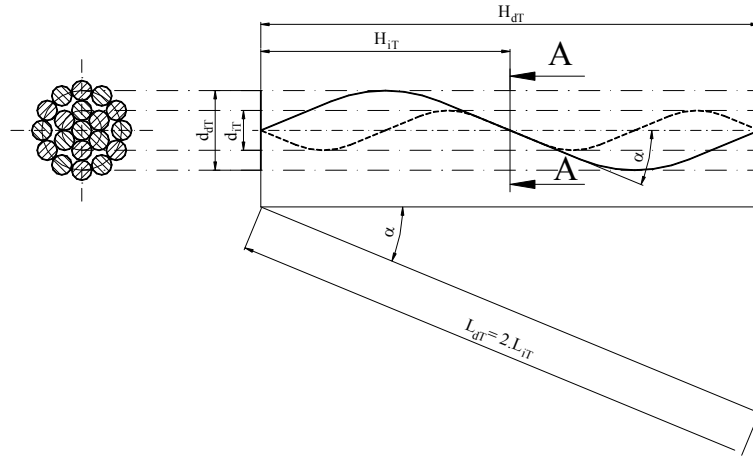
Damarda çapraz yönü Şekil 13 de görülmektedir. Buradaki semboller şu şekilde tanımlanır.



Şekil 13, Sağ çapraz damar (bkz Stan 2)

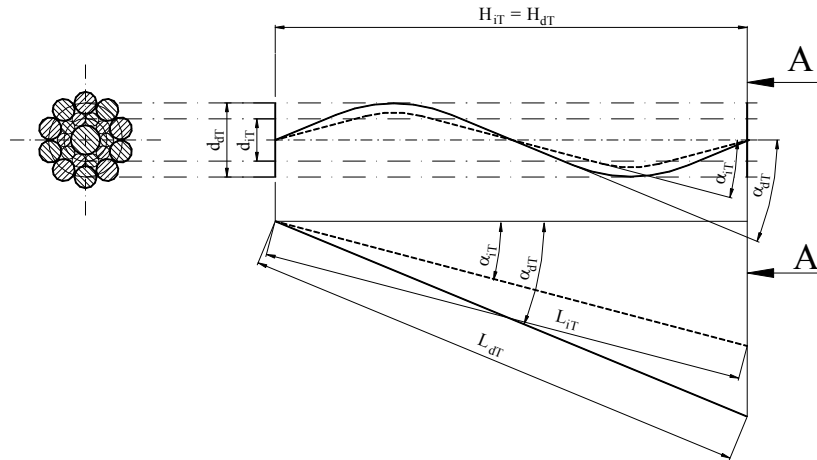
|          |    |  |
|----------|----|--|
| $L_1$    | mm | Damarın çapraz boyu                                |
| $\alpha$ | °  | Çelik tellerin çapraz açısı                        |
| $d_T$    | mm | Çevre tellerinin orta noktalarının oluşturduğu çap |

Halat yapım şekline göre ya **standart çaprazlı** veya **paralel çaprazlı** olarak adlandırılır. Standart çaprazlı halatlarda damarların bütün halat telleri aynı çapraz yönü ve çapraz açısındadır, fakat çapraz boyları aynı değildir ve teller birbiriyle kesişir (Şekil 14).



Şekil 14, Standart çapraz

Paralel çaprazlı halatlarda damarların bütün halat telleri aynı çapraz yönü fakat ayrı çapraz açılarıdır. Çapraz boyları her durumda aynıdır. Teller birbiriyle kesişmez (Şekil 15). Tel çapları yerlerine göre çeşitli çaptadır. Paralel çaprazlı halatlar aşırı derecede eğilebildikleri için çok uzun ömürlüdürler.



Şekil 15, Paralel çapraz

Fakat üretim masrafları standart çaprazlı halatlardan daha fazla olduğu için daha pahalıdır. Fazla dayanma ve emniyet istenilen işletmelerde ve yüksek tahrik gruplu işletmelerde kullanılmalı avantajdır. Bu şartlarda pahalı olması büyük dezavantaj değildir.

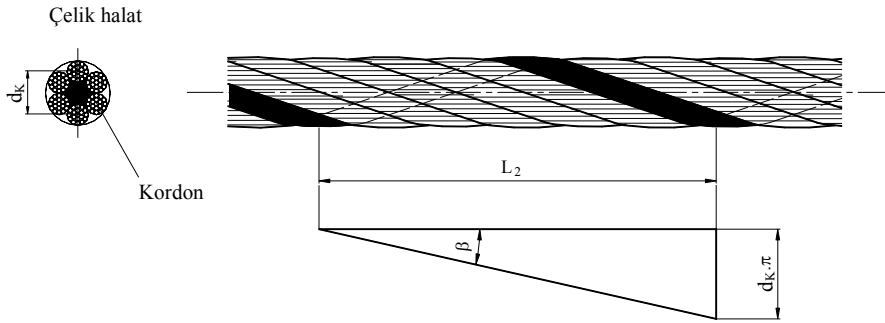
Genelde vinç kaldırma halatı olarak çoğunlukla;

- Sağ çapraz,
- Kopma mukavemeti  $1570 \text{ N/mm}^2$  seçilir.

Bu halatlar kalın telli olmayıp fazla bükülme yetenekleri vardır. Diğer taraftan çok ince telli olmadıkları için aşınmaya karşı dayanıklıdır.

Bütün bu veriler ve düşünceler sonucu istenilen şartlar çerçevesinde o işletme için geçerli en uygun halatın seçimi konstrüktörün kararına kalmıştır. Halat seçildikten sonra, halattaki kuvvet ile halatın taşıyacağı max kuvvetin oranı kontrol edilir. Bu oran tahrik grubu 2m den küçük vinçlerde 3,5 den, 2m ve daha büyük tahrik guruplu vinçlerde muhakkak 4 den büyük olması arzu edilen şarttır.

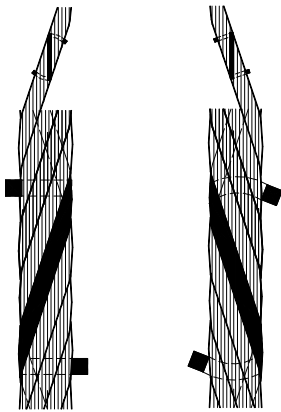
Çelik halatın çapraz yönü Şekil 16 da görülmektedir. Buradaki semboller şu şekilde tanımlanır.



Şekil 16, Sağ çapraz Çelik halat (bkz Stan 2)

|         |    |  |
|---------|----|--|
| $L_2$   | mm | Halatın çapraz boyu                                  |
| $\beta$ | °  | Damarların çapraz açısı                              |
| $d_k$   | mm | Çevre damarlarının orta noktalarının oluşturduğu çap |

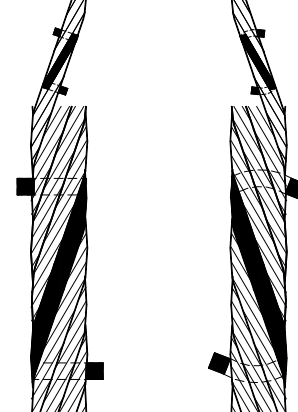
Çelik halatın tanımında halatın ve damarların çaprazları belirtilir (bkz Stan 2).



Sağ çapraz sZ

Sol çapraz zS

Şekil 17, Ters çapraz



Sağ çapraz zZ

Sol çapraz sS

Şekil 18, Aynı çapraz

Ters çaprazda halat ve damarın çaprazları ters yöndedir. Aynı çaprazda halat ve damarın çaprazları aynı yöndedir. Küçük harfler damarın, büyük harflerse halatın çapraz yönünü gösterir.

Aynı çaprazlı halatlar asılı yükü çevirmeye zorlarlar. Bu özelliklerinden ötürü klavuzlu yüklerde, yani asansörlerde daha çok kullanılırlar. Vinçte eğer yük iki veya daha fazla halatla taşıyorsa aynı sayıda sağ ve sol çaprazlı halatlar kullanılırlar. Örneğin: 1 sS + 1 zZ ; 2 sS + 2 zZ gibi.

Ters çaprazlı halatlar asılı yükü aynı çaprazlı halatlardan oldukça az çevirmeye zorlarlar. Bu özelliklerinden ötürü aynı çaprazlı halatlardan ömürleri, eğilip bükülme hassaları daha kötü olmasına rağmen vinçlerde kullanılırlar. Genelde sağ çaprazlı halatlar kullanılır ve konstrüksiyon seçimi şu şekilde yapılır:

Sol çaprazlı halat tamburu  
Sağ çaprazlı halat tamburu

sağ çaprazlı halatla,  
sol çaprazlı halatla kullanılır.

### 1.1.3.3 Çelik halatın hesabı ve seçimi

Çelik halatlar hesabı Almanca konuşulan memleketlerde DIN 1520 ye göre yapılır. Çelik halat şu formülle hesaplanıp seçilir.

$$d_{Ha} = c_{Ha} \cdot \sqrt{F_{Ha}}$$

F 1

|          |                      |                                   |
|----------|----------------------|-----------------------------------|
| $d_{Ha}$ | mm                   | Halat çapı                        |
| $c_{Ha}$ | mm.N <sup>-0.5</sup> | Halat faktörü                     |
| $F_{Ha}$ | N                    | Halata gelen hesapsal yük kuvveti |

#### 1.1.3.3.1 Halata gelen hesapsal yük "F<sub>Ha</sub>"

Halata gelen hesapsal yükü bulmak için alt makara takımı ile tambur arasında bir düzlem düşünülür. Kaldırma sistemindeki halatların kaçığı bu düzlemi deliyorsa yükü taşıyan halat sayısı bu kadardır. Yük taşıyan halat sayısına "n<sub>Ha</sub>" diyelim. Yük kuvveti bu sayıya bölünerek bir halatın taşıdığı yük kuvveti bulunur. Şekil 5 ile gösterilen kaldırma tahriğinde alt makara takımı ile tambur arasında bir düzlem çekersek, yükü taşıyan halatlar bu düzlemi 4 defa deler. Demek ki yükümüz 4 halat tarafından taşınmaktadır. Burada n<sub>Ha</sub> = 4 dür. Halata gelen hesapsal yük şu formülle hesaplanır:

$$F_{Ha} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük}}{n_{Ha} \cdot \eta_{Top}}$$

F 2

|                 |   |   |
|-----------------|---|---|
| $F_{Ha}$        | N | Halata gelen hesapsal yük kuvveti                         |
| 1,03            | 1 | Kanca, altmakara takımı ve çelik halat için alınan faktör |
| $F_{Yük}$       | N | Yük kuvveti   |
| n <sub>Ha</sub> | 1 | Yükü taşıyan halat sayısı                                 |
| $\eta_{Top}$    | 1 | Alt makara takımının randımanı                            |

#### 1.1.3.4 Halat faktörü "c<sub>Ha</sub>"

Halat faktörü DIN 15 020 ye göre ile seçilir.

Tablo 1, Halat faktörü "c<sub>Ha</sub>" (bkz Stan 5)

| Tahrik grubu    | Halat faktörü c <sub>Ha</sub> mm/N <sup>0.5</sup> olarak                            |       |       |  |       |       |                         |       |       |      |                                       |       |      |      |
|-----------------|---|-------|-------|--|-------|-------|-------------------------|-------|-------|------|---------------------------------------|-------|------|------|
|                 | Normal transport  |       |       |  |       |       | tehlikeli transport *)2 |       |       |      |                                       |       |      |      |
|                 | Dönen çelik halat   |       |       | Dönmeyen veya çok az dönen çelik halat *)1 |       |       | Dönen çelik halat       |       |       |      | Dönmeyen/çok az dönen çelik halat *)1 |       |      |      |
|                 | Çelik halatın min anma mukavemet değeri N/mm <sup>2</sup> Şekil 19, Filler damarlar |       |       |  |       |       |                         |       |       |      |                                       |       |      |      |
|                 | 1570  | 1770  | 1960  | 2160                                       | 2450  | 1570  | 1770                    | 1960  | 1570  | 1770 | 1960                                  | 1570  | 1770 | 1960 |
| 1E <sub>m</sub> | –   | 0,067 | 0,063 | 0,060                                      | 0,056 | –     | 0,071                   | 0,067 | –     | –    | –                                     | –     | –    | –    |
| 1D <sub>m</sub> | –   | 0,071 | 0,067 | 0,063                                      | 0,060 | –     | 0,075                   | 0,071 | –     | –    | –                                     | –     | –    | –    |
| 1C <sub>m</sub> | –   | 0,075 | 0,071 | 0,067                                      |       | –     | 0,080                   | 0,075 | –     | –    | –                                     | –     | –    | –    |
| 1B <sub>m</sub> | 0,085   | 0,080 | 0,075 | –  | –     | 0,090 | 0,085                   | 0,080 | –     | –    | –                                     | –     | –    | –    |
| 1A <sub>m</sub> | 0,090   | 0,085 |       | –  | –     | 0,095 |                         | 0,090 | 0,095 |      |                                       | 0,106 |      |      |
| 2 <sub>m</sub>  | 0,095   |       |       | –  | –     | 0,106 |                         |       | 0,106 |      |                                       | 0,118 |      |      |
| 3 <sub>m</sub>  | 0,106   |       |       | –  | –     | 0,118 |                         |       | 0,118 |      |                                       | –     |      |      |
| 4 <sub>m</sub>  | 0,118   |       |       | –  | –     | 0,132 |                         |       | 0,132 |      |                                       | –     |      |      |
| 5 <sub>m</sub>  | 0,132   |       |       | –  | –     | 0,150 |                         |       | 0,150 |      |                                       | –     |      |      |

Tahrik grubu 1E<sub>m</sub>, 1D<sub>m</sub> ve 1C<sub>m</sub> de halat seçimi yapıldıktan sonra, halatın kopma kuvvetinin halata gelen yük kuvvetine oranının 3,0 den büyük olması kontrol edilerek görülmelidir.

\*)1 Seri üretilen vinçlerde dönmeyen veya çok az dönen çelik halat faktörleri için dönen çelik halat faktör değerleri alınabilir, eğer yeteri kadar çabuk halat değiştirme zamanı ön görülmüşse.

\*)2 Erimiş metal potası, atom santralında atom çubukları taşımak tehlikeli transporttur. Seri üretilen vinçler bu transportlarda kullanılmamalıdır.

Yukarıda Tablo 1 ile halat faktörünü bulabilmemiz için kaldırma tahriğinin, yani vincin tahrik grubunu belirlememiz gerekir. Tahrik grubunun seçimi Tablo 2 ile veya hesaplanarak yapılır.

Tablo 2, Tahrik grubu seçim tablosu (bkz Stan 5)

| Çalışma zamanı sınıfı  | Sembolü  |       |                                     | V <sub>006</sub> | V <sub>012</sub> | V <sub>025</sub> | V <sub>05</sub> | V <sub>1</sub>  | V <sub>2</sub>  | V <sub>3</sub> | V <sub>4</sub> | V <sub>5</sub> |
|--|--|-------|-------------------------------------|------------------|------------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|----------------|----------------|
|  | Bütün seneye göre günlük ortalama çalışma zamanı saat olarak |       |                                     | ≤ 0,125          | >0,125<br>≤ 0,25 | > 0,25<br>≤ 0,5  | > 0,5<br>≤ 1    | > 1<br>≤ 2      | > 2<br>≤ 4      | > 4<br>≤ 8     | > 8<br>≤ 16    | > 16           |
| Yük dağılımı   | No   | Tarif | Açıklama                            | Tahrik grubu     |                  |                  |                 |                 |                 |                |                |                |
|  | 1  | Hafif | max yük çok seyrek                  | 1E <sub>m</sub>  | 1E <sub>m</sub>  | 1D <sub>m</sub>  | 1C <sub>m</sub> | 1B <sub>m</sub> | 1A <sub>m</sub> | 2 <sub>m</sub> | 3 <sub>m</sub> | 4 <sub>m</sub> |
|  | 2  | Orta  | max yük küçük ve orta yüklerle eşit | 1E <sub>m</sub>  | 1D <sub>m</sub>  | 1C <sub>m</sub>  | 1B <sub>m</sub> | 1A <sub>m</sub> | 2 <sub>m</sub>  | 3 <sub>m</sub> | 4 <sub>m</sub> | 5 <sub>m</sub> |
|  | 3  | Ağır  | devamlı max yüke yakın yükler       | 1D <sub>m</sub>  | 1C <sub>m</sub>  | 1B <sub>m</sub>  | 1A <sub>m</sub> | 2 <sub>m</sub>  | 3 <sub>m</sub>  | 4 <sub>m</sub> | 5 <sub>m</sub> | 5 <sub>m</sub> |
| Eğer bir çalışma zamanı 12 dakika veya daha fazla devam ediyorsa tablodan seçilen tahrik grubundan bir kademe daha küçük tahrik grubu seçilebilir. |  |       |                                     |                  |                  |                  |                 |                 |                 |                |                |                |

Çelik halatın nominal mukavemet değerinin nasıl bulunacağı gelecek paragrafta görülecektir.

#### 1.1.3.4.1 Tahrik grubu seçim hesabı

Tahrik grubu seçimi ile vincin konstrüksiyon parçalarının gerekli ömürleri belirlenir. Tahrik grupları DIN e göre, Tablo 2 ve Tablo 2 ilede görüldüğü gibi şu 9 gruba (bkz Stan 5 ve Lit 3) ayrılmıştır. İşletmenin zorlanma derecesini; hafif, orta veya ağır olduğunu bulabilmek için "Yük kolektif faktörü  $k_K$ " nın belirlenmesi gerekir. Faktör  $k_K$  yı belirlemek için bir yük kolektif diyagramının kurulması şarttır. İdeal yük kolektif faktörü yapılan diyagrama göre şu formülle hesaplanır.

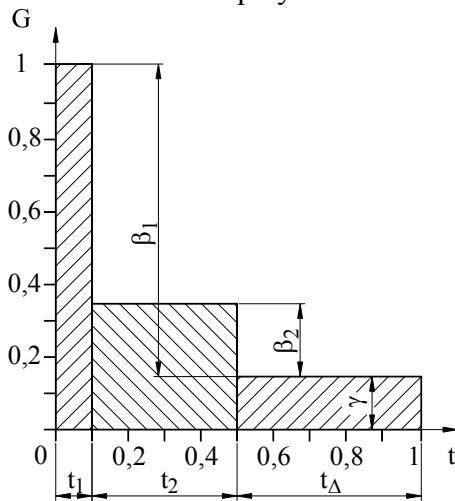
$$k_K = \sqrt[3]{(\beta_1 + \gamma)^3 \cdot t_1 + (\beta_2 + \gamma)^3 \cdot t_2 + \dots + \gamma \cdot t_\Delta}$$

F 3

|            |   |   |
|------------|---|---|
| $k_K$      | 1 | Yük kolektif faktörü  |
| $\beta$    | 1 | Kaldırılan yükün kaldırma kapasitesine oranı                        |
| $\gamma$   | 1 | Yüksüz halat ve yük kaldırma takımının, kaldırma kapasitesine oranı |
| $t$        | 1 | Yük taşıma zamanının toplam zamana oranı                            |
| $t_\Delta$ | 1 | Yüksüz çalışma zamanının toplam zamana oranı                        |

Genelde  $t_\Delta = \%50$ , yani 0,5 dir.

Örnek olarak Şekil 20, Şekil 21 ve Şekil 22 verilmiş olan yük kolektif diyagramlarının ideal yük kolektif faktörlerini hesaplayalım.



Şekil 20, Yük kolektif 1

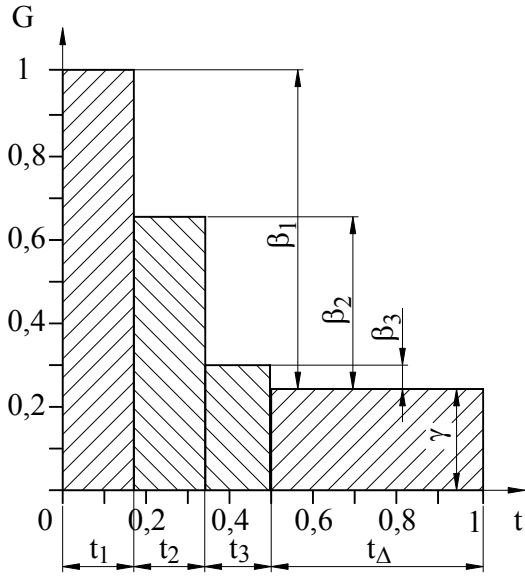
Yük kolektif 1: Şekil 20

1. büyük yük:  $\beta_1 = 1/1$ ,  
Yükleme zamanı  $t_1 = 0,1$   
Yüksüz ağırlık  $\gamma = 0,16$ ,  
Yükleme zamanı  $t_\Delta = 0,5$   
 $\beta_1 = (1-0,16) \cdot 1/1 = 0,95$

2. büyük yük:  $\beta_2 = 1/3$ ,  
Yükleme zamanı  $t_2 = 0,4$   
 $\beta_2 = (1-0,16) \cdot 1/3 = 0,28$

$$k_K = 0,514 \approx 0,53$$

en yakın standart sayıya yuvarlanır.



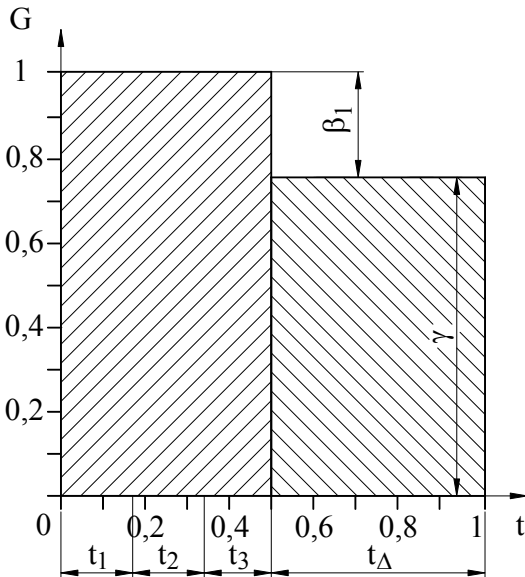
Şekil 21, Yük kolektif 2

## Yük kolektif 2: Şekil 21

1. büyük yük:  $\beta_1 = 1/1$ ,  
Yükleme zamanı:  $t_1 = 1/6$   
Yüksüz ağırlık  $\gamma = 0,32$ ,  
Yükleme zamanı:  $t_\Delta = 0,5$   
 $\beta_1 = (1-0,32) \cdot 1/1 = 0,68$
2. büyük yük:  $\beta_2 = 2/3$ ,  
Yükleme zamanı:  $t_2 = 1/6$   
 $\beta_2 = (1-0,32) \cdot 2/3 = 0,453$
3. büyük yük:  $\beta_3 = 1/3$ ,  
Yükleme zamanı:  $t_2 = 1/6$   
 $\beta_2 = (1-0,32) \cdot 1/3 = 0,227$

$$k_K = 0,660 \approx 0,67$$

en yakın standart sayıya yuvarlanır.



Şekil 22, Yük kolektif 3

## Yük kolektif 3: Şekil 22

1. büyük yük:  $\beta_1 = 1/1$ ,  
Yükleme zamanı:  $t_1 = 0,5$   
Yüksüz ağırlık  $\gamma = 0,63$ ,  
Yükleme zamanı:  $t_\Delta = 0,5$

$$\beta_1 = (1-0,63) \cdot 1/1 = 0,37$$

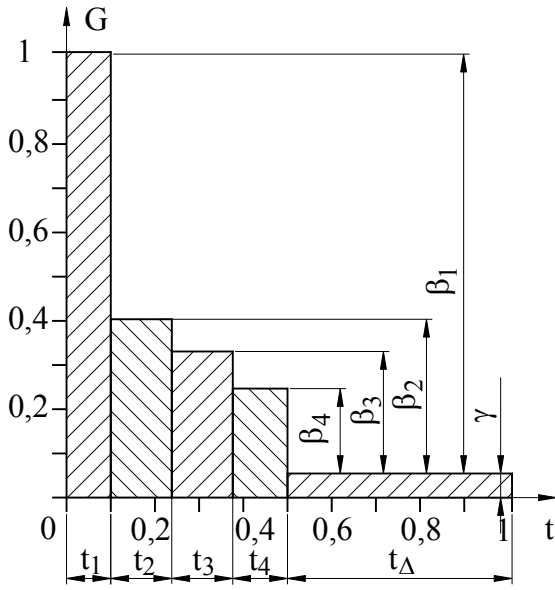
$$k_K = 0,855 \approx 0,85$$

en yakın standart sayıya yuvarlanır.

Tablo 3, İşletme sınıfı seçimi (Stan 5)

| İşletmenin zorlanma derecesi | Tanımlama  | Kolektif faktörü $k_K$ |
|------------------------------|--|------------------------|
| 1 Hafif                      | Tahrik ve konstrüksiyon parçaları çok ender en büyük yükten doğan kuvvetlerle zorlanacaklardır                               | $k_K < 0,53$           |
| 2 Orta                       | Tahrik ve konstrüksiyon parçaları hemen hemen büyük, orta ve küçük yüklerden doğan kuvvetlerle eşit zamanda zorlanacaklardır | $0,53 < k_K < 0,67$    |
| 3 Ağır                       | Tahrik ve konstrüksiyon parçaları daima hemen hemen büyük yüklerden doğan kuvvetlerle zorlanacaklardır                       | $0,67 < k_K < 0,85$    |

### 1.1.3.4.2 Yük kolektifi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"



Şekil 23, Örnek 1 YK

1. büyük yük: 1/1  
Yükleme zamanı:  $t_1 = 0,1$   
 $\beta_1 = (1-\gamma) \cdot 1/1 = 0,97$
2. büyük yük: 0,4  
Yükleme zamanı:  $t_2 = 0,12$   
 $\beta_2 = (1-\gamma) \cdot 0,4 = 0,388$
3. büyük yük: 0,3  
Yükleme zamanı:  $t_3 = 0,14$   
 $\beta_3 = (1-\gamma) \cdot 0,3 = 0,291$
4. büyük yük: 0,3  
Yükleme zamanı:  $t_4 = 0,14$   
 $\beta_4 = (1-\gamma) \cdot 0,3 = 0,291$

Yüksüz ağırlık  $\gamma = 0,03$

Yükleme zamanı:  $t_\Delta = 0,5$

$k_K = 0,515 \approx 0,53$

en yakın standart sayıya yuvarlanır.

Ceraskallar standart olarak DIN15020 ye göre 1 Am grubundadırlar. Ceraskal üreten firmanın vereceği değerler geçerlidir. Bundan ötürü ceraskallarda yük kolektifi çok ender durumlarda yapılır. Genelde yük kolektifi yapılmaz.

### 1.1.3.5 Kendir özlü halat

Çelik halatın nominal mukavemet değeri, halatı imal eden firmadan alınır.

Tablo 4 ile DIN standartından alınmış halat minimum kopma kuvvetini içeren değerler verilmiştir.

Tablo 4, Kendir özlü standart çelik halat tablosu (DIN 3060 dan)

| Halat çapı $d_{Ha}$ mm | Birim ağırlığı kg/m | En küçük kopma kuvveti kN |                        |
|------------------------|---------------------|---------------------------|------------------------|
|                        |                     | 1570 N/mm <sup>2</sup>    | 1770 N/mm <sup>2</sup> |
| 3                      | 0,0311              | –                         | 4,90                   |
| 4                      | 0,0554              | –                         | 8,70                   |
| 5                      | 0,0865              | –                         | 13,6                   |
| 6                      | 0,125               | –                         | 19,6                   |
| 7                      | 0,170               | –                         | 26,7                   |
| 8                      | 0,221               | 30,9                      | 34,8                   |
| 9                      | 0,280               | 39,1                      | 44,1                   |
| 10                     | 0,346               | 48,2                      | 54,4                   |
| 11                     | 0,419               | 58,4                      | 65,8                   |
| 12                     | 0,498               | 69,5                      | 78,3                   |
| 13                     | 0,585               | 81,5                      | 91,9                   |
| 14                     | 0,678               | 94,6                      | 107                    |
| 16                     | 0,886               | 124                       | 139                    |
| 18                     | 1,12                | 156                       | 176                    |
| 20                     | 1,38                | 193                       | 218                    |

Burada verilen bilgiler ve daha fazlası normal olarak çelik halat imalatçılarından alınır. Daha fazla bilgi için imalatçılara ve literatüre başvurunuz.

### 1.1.3.6 Halat seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

Bilinenler: Çelik halat kanca takımlı atölye gezer köprü vinci; 100kNx20m. Bilinen bütün bilgiler.

Halat çapı, F 1 ile

$$d_{Ha} = c_{Ha} \cdot \sqrt{F_{Ha}}$$

Halat faktörü  $c_{Ha}$  Tablo 1 ile bulunmalıdır. Bunun içinde vincin tahrik grubu belirlenmelidir.

Tablo 2 ile göre; Günde ortalama 2 ile 4 saat arası çalışma için  $\Rightarrow$  Çalışma sınıfı  $V_2$

100 kN yük çok ender, 40 kN a kadar yükler, Yük kolektif faktörü  $k_K = 0,515 \approx 0,53$  ve

Tablo 1 ile  $\Rightarrow$  Yük dağılımı hafif 1

Buna göre Tablo 2 den vincin tahrik grubu

$$1A_m$$

Dönmeyen veya çok az dönen çelik halat, min anma mukavemeti  $1570 \text{ N/mm}^2$

Halat faktörü  $c_{Ha}$  Tablo 1 ile

$$c_{Ha} = 0,095 \text{ mm} \cdot \text{N}^{-0.5}$$

Yük kuvveti

$$F_{Yük} = 100'000 \text{ N}$$

Yükü taşıyan halat sayısı kaldırma takımını 4/2 donam kabul edilir, ki böylece 40 kN ağırlığındaki parçaları hassas olarak tezgahlara bağlamak için yükün kaymayıp aynı noktada dikey hareketi sağlanır.

$$n_{Ha} = 4$$

Alt makara takımının randımanı şu şekilde hesaplanır:

Kanca bloğunda iki makara, yani 4 kendinden contalı (keçeli) rulman yatak, bir dengeleme makarası, halat üzerinden hareket etmediği için randıma alınmaz. Toplam 4 rulman yatak. Bir rulman yatağın randımanı  $\eta_{RY} = 0,995$  olduğuna göre;

$$\eta_{Top} = \eta_{RY}^4 = 0,995^4 = \text{Tablo 5 ile}$$

$$\eta_{Top} = 0,980$$

$$\eta_{top} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_{n-1} \cdot \eta_n$$

F 4

$$\text{Halat kuvveti } F_{Ha} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük}}{n_{Ha} \cdot \eta_{Top}}$$

$$F_{Ha} = 26'272 \text{ N}$$

Halat çapı, F 1 ile

$$d_{Ha} = c_{Ha} \cdot \sqrt{F_{Ha}} = 15,4$$

$$d_{Ha} = 16 \text{ mm}$$

#### **Kontrol:**

Tablo 4 ile  $1570 \text{ N/mm}^2$  mukavemetli ve 16 mm çapındaki halatın min kopma kuvveti;

$$F_{Hamin} = 124'000 \text{ N olarak okunur}$$

İşletmede min emniyet  $S_{kop} = F_{Hamin}/F_{Ha} = 124000/26272 = 4,72 > 3,5$

Böylece halatımızı seçmiş oluruz. İkiz tamburla çalışacağımızdan normal seçimimizi yaparız.

Lif özlü çelik halat, 16 mm çapında, ters çapraz,  $1570 \text{ N/mm}^2$  min kopma mukavemetli.

Tablo 5, Genel randıman değerleri

| Tanımlama   | Sembol         | Randıman |
|---|----------------|----------|
| Normal yağlanan rulman yatak                        | $\eta_{RY} =$  | 0,995    |
| Normal yağlanan conta                               | $\eta_{Co} =$  | 0,980    |
| Taşlanmış ve iyi yağlanan silindirik dişli kademesi | $\eta_{DT} =$  | 0,995    |
| İşlenmiş ve iyi yağlanan silindirik dişli kademesi  | $\eta_{DI} =$  | 0,990    |
| Halat makarası contasız                             | $\eta_{HMa} =$ | 0,980    |
| Halat tamburu                                       | $\eta_{HTa} =$ | 0,980    |
| Zincir makarası contasız                            | $\eta_{ZMa} =$ | 0,960    |
| Kavaleta  | $\eta_{Ka} =$  | 0,950    |

### 1.1.3.7 Halat seçimi "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

Bilinenler: Çelik halat kanca takımlı atölye gezer köprü vinci; 32kN-2/1.

$$\text{Halat çapı, } F_1 \text{ ile } d_{Ha} = c_{Ha} \cdot \sqrt{F_{Ha}}$$

Halat faktörü  $c_{Ha}$  Tablo 1 ile bulunmalıdır. Bunun içinde ceraskalın tahrik grubu bilinmelidir. 32kN-2/1, seri imalat protip, tahrik grubu 2m .

Seçilecek halat; dönmeyen veya çok az dönen çelik halat, min anma mukavemeti 1570 N/mm<sup>2</sup>

$$\text{Halat faktörü } c_{Ha} \text{ Tablo 1 ile } c_{Ha} = 0,095 \text{ mm} \cdot \text{N}^{-0.5}$$

$$\text{Yük kuvveti } F_{Yük} = 3'200 \text{ N}$$

Yükü taşıyan halat sayısı kaldırma takımını 2/1 donam istenmektedir.

$$n_{Ha} = 2$$

Alt makara takımının randımanı şu şekilde hesaplanır:

Kanca bloğunda bir makara, yani 2 kendinden contalı (keçeli) rulman yatak. Bir rulman yatağın randımanı  $\eta_{RY} = 0,995$  olduğuna göre;

$$\eta_{Top} = \eta_{RY}^2 = 0,995^2 = \eta_{Top} = 0,990$$

$$\text{Halat kuvveti } F_{Ha} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük}}{n_{Ha} \cdot \eta_{Top}} \quad F_{Ha} = 16'646 \text{ N}$$

$$\text{Halat çapı, } F_1 \text{ ile } d_{Ha} = c_{Ha} \cdot \sqrt{F_{Ha}} = 12,3 \quad d_{Ha} = 12 \text{ mm}$$

#### **Kontrol:**

Tablo 4 ile 1570 N/mm<sup>2</sup> mukavemetli ve 12 mm çapındaki halatın en küçük kopma kuvveti;  $F_{Hamin} = 69'500 \text{ N}$  olarak okunur.

$$\text{İşletmede min emniyet } S_{kop} = F_{Hamin}/F_{Ha} = 69500/16646 = 4,18 > 4$$

Böylece halatımızı seçmiş oluruz.

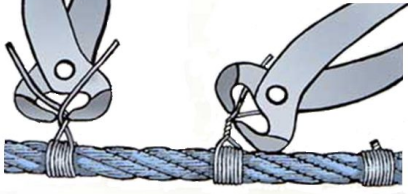
Lif özlü çelik halat, 12 mm çapında, ters çapraz, 1570 N/mm<sup>2</sup> min kopma mukavemetli.

### 1.1.3.8 Halat bağlantıları ve halat sonu

Halatları diğer konstrüksiyon parçaları ile bağlamak için şu çözümler kullanılır.

#### 1.1.3.8.1 Halat sonu ve kesme

Halat istenilen boyda kesilir ve hiçbir önlem alınmasa uçlar kendiliğinden açılır ve halat halatlıktan çıkar. Şekil 24 ve Şekil 25 de halatın nasıl kesileceği ve halat sonu nasıl bağlanır görülmektedir.

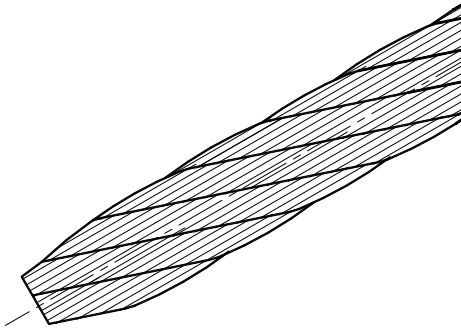


Şekil 24, Halat sonu markeleme

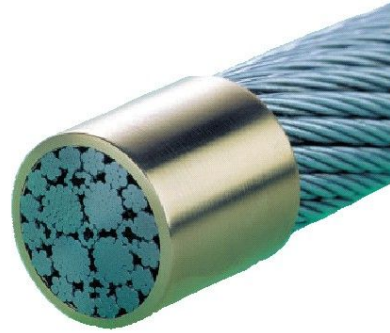


Şekil 25, Halat sonu

Halat boyu markelenir ve yumuşak bir demir telle şekilde görüldüğü gibi sıkıca sarılır (Şekil 24, Şekil 25). Normal olarak kesme taşı ile kesilir. Bu standart yani klasik halat sonu şeklindedir. İnternette "[www.adivarcelikhalat.com.tr](http://www.adivarcelikhalat.com.tr)".



Şekil 26, Halat sonu kaynaklı



Şekil 27, Halat sonu kovanlı

Diğer halat sonu şekillerinden biride, halat oksijen kaynağı ile kesilir, ucu eritilerek kaynak yapılıır (bkz Şekil 26).

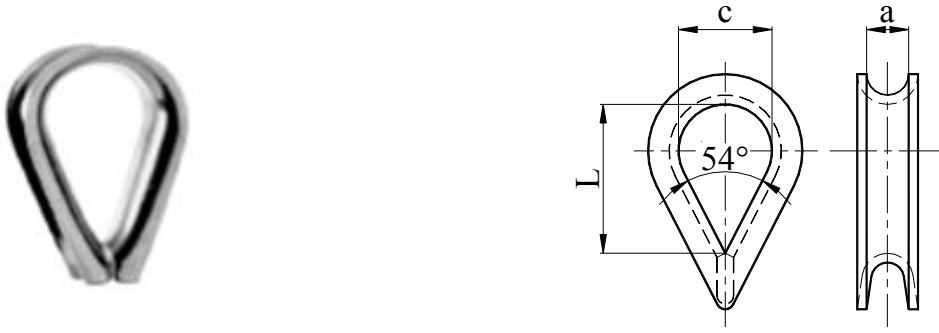
Halat kesilir. Ucuna bir kovan sıkı geçirilir. Sonra testere veya kesme taşıyla kesilir. İnternette "[www.vornbaeumen-stahlseile.de](http://www.vornbaeumen-stahlseile.de)" (bkz Şekil 25).

#### 1.1.3.8.2 Radansa

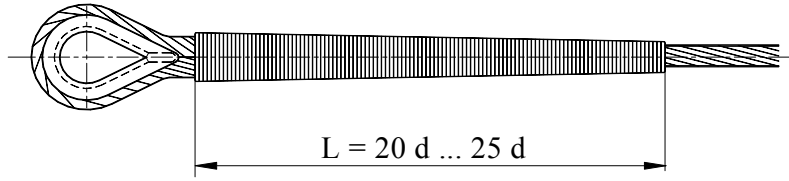


Şekil 28, Halat bağlantıları

Bir çok çeşit halat bağlantısı vardır. Halat bağlantılarında en çok radansalar kullanılır, Radansalar DIN 6899 da standartlaştırılmışlardır. Her ne kadar bağlantı işlemleri basit görülüyorsa, halat bağlantılarının eğitilmiş ele-manlarla yapılmasında fayda vardır ve önerilir.



Şekil 29, Radansa



Şekil 30, Radansaya örme

Şekil 30 de radansaya halatı hem örüp hem sarma şekli görülmektedir. Bu işlem bilinçli yapılmalıdır. Bunun içinde eğitilmiş personele gerek vardır.

### 1.1.3.8.3 Halat klemensi

Halat klemensleri DIN 741 ile standartlaştırılmıştır. Klemensler devamlı yük altında kullanılmazlar.

Fakat geçici olarak yük taşıyabilirler.

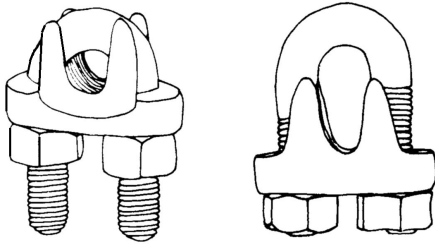
Standart klemensler halatlar için çapı;

16 mm ye kadar en az 3,

20 mm ye kadar 4,

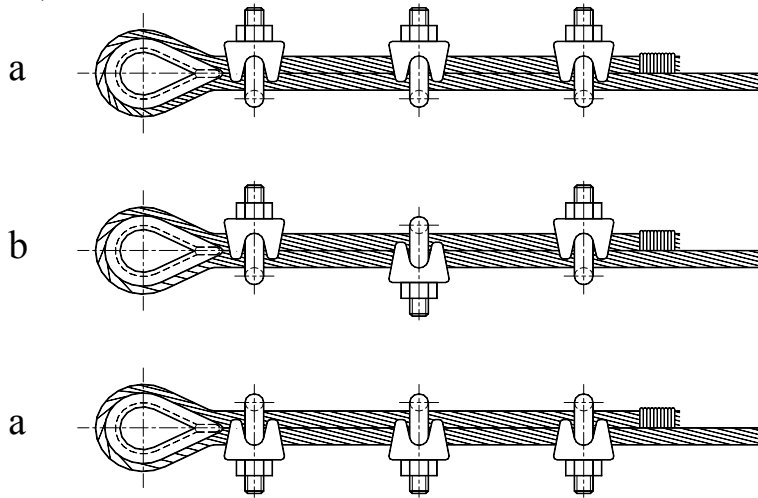
26 mm ye kadar 5,

daha büyük çaplar için 6 adet kullanılır.



Şekil 31, Klemens

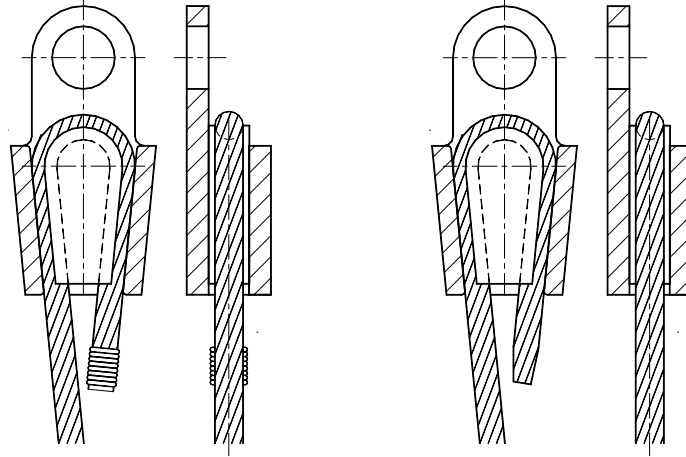
Klemensin yuvarlak askısı halatı ezeceği için yuvarlak askının yük taşımayan halata basması daha doğrudur (bkz Şekil 32).



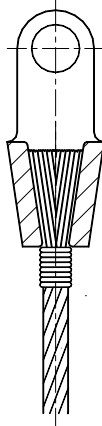
Şekil 32, Radansaya klemenslenme

Şekil 32 ile radansaya klemensleme "a ve b" pozisyonları yanlış, "c" pozisyonu doğru bağlantıdır.

### 1.1.3.8.4 Diğer bağlantılar



Şekil 33, Kama kilit



Şekil 34, Armut bağlantı

Kama kilit bağlantı halatın radansa şeklinde dolu kama ile kama yuvası arası sıkıştırılması ile olur. Ek emniyet parçasına gerek yoktur. Armut bağlantı konik açılmış yuva içine halat açılarak konik şekilde sıkıştırılır. Konik yuvaya sıkıştırılan tellere kurşun dökülür.

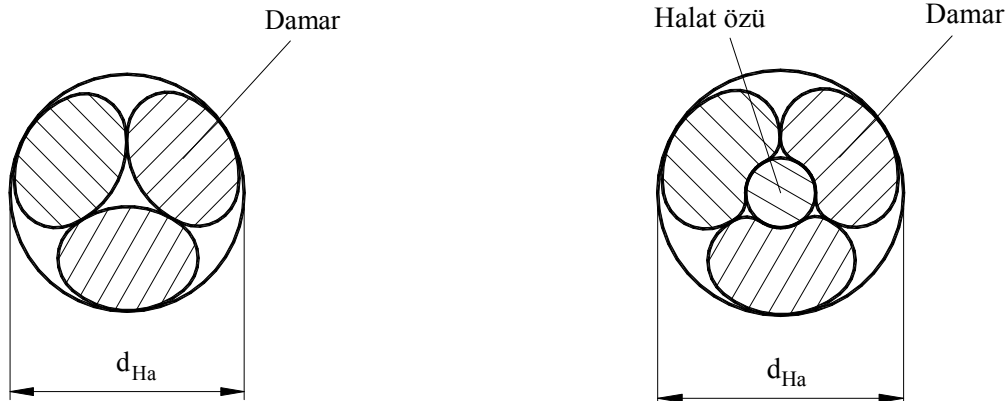
### 1.1.3.9 Halatın başka kullanımları

Halatlar kaldırma tahriği parçası olmalarının yanında yük sapanı olarakta kullanılırlar. Yük sapanı olarak kullanılan halatlar üç grupta toplanır;

- Kendir halatlar,
- Plastik halatlar,
- Çelik halatlar.

#### 1.1.3.9.1 Kendir halattan sapanlar

Kendir halatların taşıma güçleri oldukça küçüktür. Taşıma güçlerinin küçük olmasından ötürü çoğunlukla sapan olarak kullanılırlar. Kendir halatlar genelde halat özü olmadan üç burulmuş damardan oluşurlar. Seyrek olarak özlü kendir halatlarada rastlanır (Şekil 35).



Şekil 35, Kendir halatlar

Kendir halatların taşıma gücü yaklaşık olarak şu fomülle hesaplanırlar.

$$F_{Ha} \leq 7 \cdot d_{Ha}^2$$

F 5

|          |    |                           |
|----------|----|---------------------------|
| $F_{Ha}$ | N  | Halatın taşıyacağı kuvvet |
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı (Şekil 35)     |

Daha doğru hesaplama hesapsal halat kesit alanının 2/3 ü tam taşıyıcı kesit alanı olarak kabul edilir ve hesaplar yapılır.

$$A_{Ta} \approx \frac{2}{3} \cdot \frac{d_{Ha}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{d_{Ha}^2 \cdot \pi}{6}$$

F 6

|          |                 |                              |
|----------|-----------------|------------------------------|
| $A_{Ta}$ | mm <sup>2</sup> | Halatın taşıyıcı kesit alanı |
| $d_{Ha}$ | mm              | Halat çapı (Şekil 35)        |

Halatın taşıyıcı kesit alanı bulunduktan sonra halatın emniyetli mukavemet değeri ile halatın taşıyabileceği kuvvet veya halat seçimi için gereken çapı bulunur. Hesaplarda halatın malzemesine göre emniyetli çekme mukavemeti alınır ve diğer zorlamalar (eğilme, torsiyon v.b.) kabul edilen emniyet katsayısı "S<sub>Em</sub>" ile hesaba katılır.

Halatın taşıyabileceği kuvvet:

$$F_{HaEm} \leq A_{Ta} \cdot \sigma_{Em} = \frac{d_{Ha}^2 \cdot \pi}{6} \cdot \sigma_{Em}$$

F 7

|               |                   |   |
|---------------|-------------------|---|
| $F_{HaEm}$    | N                 | Halatın emniyetle taşıyabileceği kuvvet |
| $A_{Ta}$      | mm <sup>2</sup>   | Halatın taşıyıcı kesit alanı            |
| $\sigma_{Em}$ | N/mm <sup>2</sup> | Halatın emniyetli çekme mukavemeti      |
| $d_{Ha}$      | mm                | Halat çapı (Şekil 35)                   |

Halat seçimi için gereken çap:

$$d_{HaEm} \geq \sqrt{\frac{6 \cdot F_{HaEm}}{\pi \cdot \sigma_{Em}}}$$

F 8

$$d_{HaEm} \geq 1,38 \cdot \sqrt{\frac{F_{HaEm}}{\sigma_{Em}}}$$

F 9

|               |                   |   |
|---------------|-------------------|---|
| $d_{HaEm}$    | mm                | Halatın emniyetli çapı. Şekil 35 ile $d_{Ha}$ |
| $F_{HaEm}$    | N                 | Halatın emniyetle taşıyabileceği kuvvet       |
| $\sigma_{Em}$ | N/mm <sup>2</sup> | Halatın emniyetli çekme mukavemeti            |

Halat kullanılmasında geçerli olan makara ve tambur çapının seçimi

$$D \geq 10 \cdot d_{Ha}$$

F 10

|          |    |                           |
|----------|----|---------------------------|
| $D$      | mm | makara veya tamburun çapı |
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı (Şekil 35)     |

### Kendir halatların mukavemet değerleri

Kendir halatların mekanik değerleri halat imalatçısından yazılı olarak alınmalı veya deneylerle bulunmalıdır. Genelde standartlara (DIN) göre üretilmiş kendir halatın:

Halatın çekme mukavemeti

$$\text{Yeni veya yenice halat için} \quad \sigma_{\text{Çe}} = 120 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Kullanılmış halat için} \quad \sigma_{\text{Çe}} = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Halatın elastiklik modülü} \quad E = 600 \dots 1500 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Emniyet katsayısı} \quad S_{\text{Em}} = 8$$

#### 1.1.3.9.2 Plastik halattan sapanlar

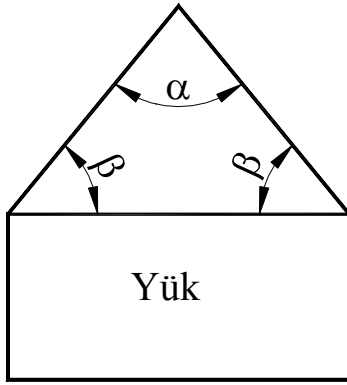
Plastik halatlar için fazla detaylı bilgi vermek burada gerek değildir. Plastik halatlarda kendir halatlar üreticinin vereceği değerlerle emniyetli olarak kullanılırlar.

#### 1.1.3.9.3 Çelik halattan sapanlar

Çelik halatlar için oldukça detaylı bilgi verildi. Burada tekrarına gerek yoktur.

#### 1.1.3.9.4 Sapanların emniyetli taşıma yükleri

Sapanların emniyetli taşıma yükleri sapan açısına ( $\alpha$ ) veya sapan-yük açısına ( $\beta$ ) bağlıdır.



Şekil 1.36 Sapan

$$F_{\text{Ha}} = \frac{F_{\text{yük}}}{2 \cdot \sin \beta} = \frac{F_{\text{yük}}}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad \text{F 11}$$

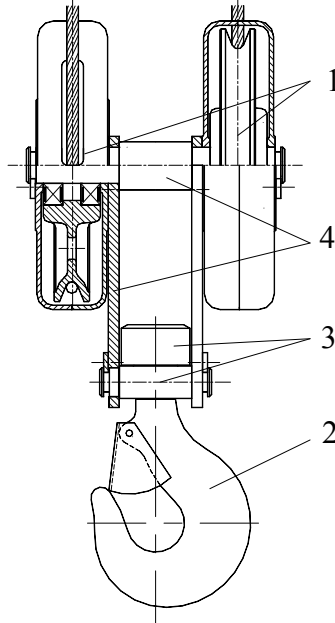
$$F_{\text{Yük}} \leq 2 \cdot F_{\text{HaEm}} \cdot \sin \beta = 2 \cdot F_{\text{HaEm}} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad \text{F 12}$$

|                   |   |   |
|-------------------|---|---|
| $F_{\text{Ha}}$   | N | Halata gelen kuvvet                     |
| $F_{\text{HaEm}}$ | N | Halatın emniyetle taşıyabileceği kuvvet |
| $F_{\text{yük}}$  | N | Yük kuvveti                             |
| $\beta$           | ° | sapan-yük açısı                         |
| $\alpha$          | ° | sapan açısı                             |

Burada trigonometrik işlemlere göre;  $\beta = 90 - (\alpha/2)$  olarak hesaplanır.

### 1.1.4 Halat makaraları

Halatın çapı ve diğer özellikleri seçildikten sonra kancabloğunun konstrüksiyonunu yapalım. Halatı seçerken kabul edilen 4/2 donama göre kanca bloğu Şekil 37 ile gösterilmiştir.



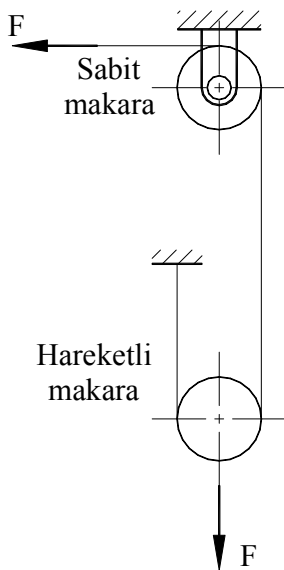
Şekil 37, Kanca bloğu

Şekil 37 ile görülen 4/2 donam kanca bloğunda;

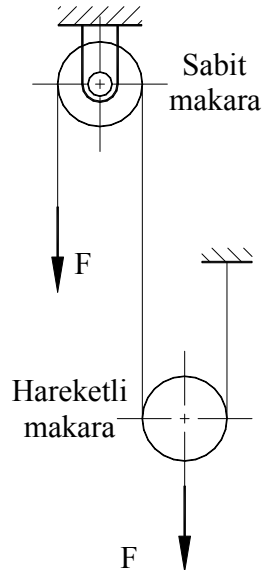
1. Komple makara,
2. Kanca,
3. Travers ve kanca tutacağı,
4. Askı lamaları ve diğer aksam.

görülmektedir.

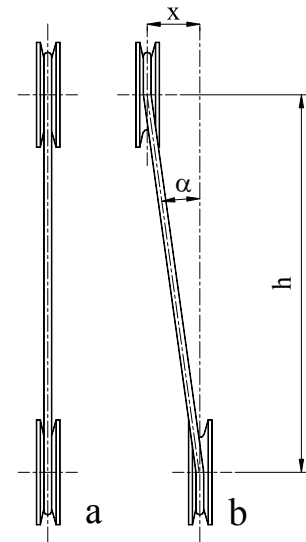
Alman stardartı DIN de bu parçalar titizlikle standartlaştırılmıştır. Genelde hiç hesap yapmadan standartlardan seçilen büyüklüklerle kanca bloğu konstrüksiyonunu yapmak imkan dahilindedir. Bu seçim firma stratejisine ve konsrütörün tutumuna bağlıdır. Aşağıda bu iki varyantıda göreceğiz. Halatlar kullanıldıkları yerlerde büyük kuvvetler altında çalıştıklarından halatın çalıştığı makara sisteminde işletmenin fonksiyonunu uzun zaman yerine getirmesi, yani ömrünün uzatılması için bazı konstrüktif önlemler alınmalıdır (bkz Stan 5).



Şekil 38, Aynı yön eğim



Şekil 39, Ters yön eğim



Şekil 40, Kaçıklık açısı

1. Halat akışının aynı yön eğimli olmasına dikkat edilmelidir (Şekil 38). Ters eğimli akışta halat değişik yönlerde eğilip büküleceğinden (Şekil 39) ömrü daha az olur.
2. Şekil 40 de istenilen ideal form "a" şeklindedir. Bunun pratikte tutulması oldukça zordur. Örneğin tamburda. Fakat "b" şeklindeki konstrüksiyonda formül F 13 ile verilen şartlar yerine getirilirse ideal forma yakın konstrüksiyon yapılmış olur.

$$\tan \alpha = \frac{x}{h} \leq \frac{1}{15}$$

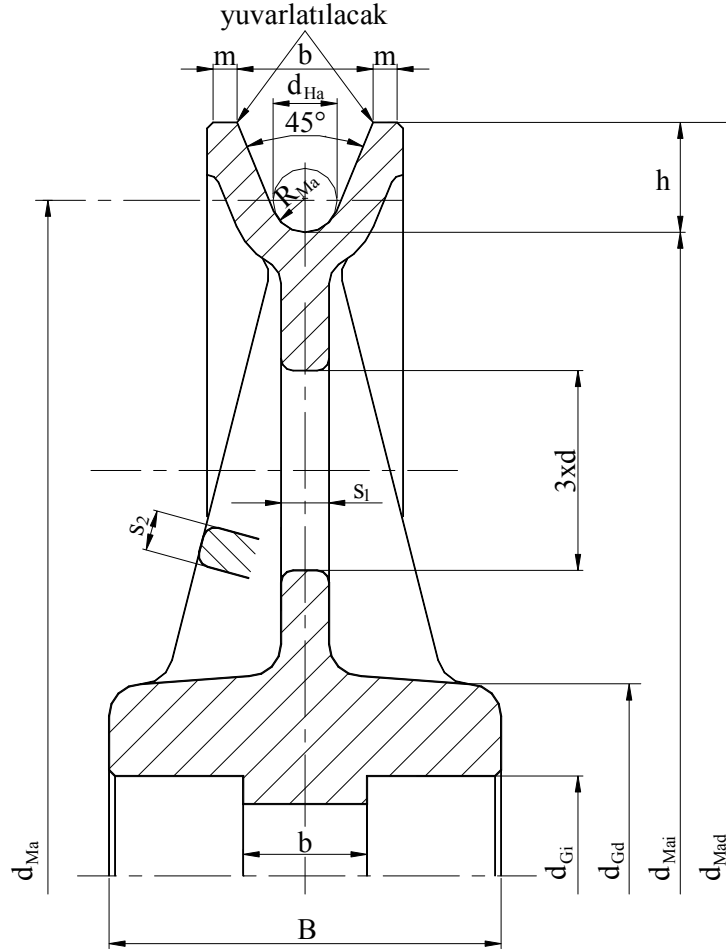
F 13

|          |    |                      |
|----------|----|----------------------|
| $\alpha$ | °  | Kaçıklık açısı       |
| x        | mm | Kaçıklık mesafesi    |
| h        | mm | min kontrol mesafesi |

Burada dikkat edilecek husus kaçıklık açısının tanjant değerinin 1/15 den küçük olmasıdır.

3. Yıvsız tambur (düz silindir) hiçbir zaman kullanılmamalıdır. Düz tamburda halatın yüzey basıncı çok büyük olacağından , halat aşınması çok çabuk olacaktır. Tambur yuvarlarının yarı çap seçimlerinde standartlarda verilen değerlerden alınması önemle önerilir. Çünkü; küçük çap halatın sıkışmasına, büyük çapta yüzey basıncının boşuna büyük olmasına sebep olur. Özel konstrüksiyonlarda standartlardan değer bulunamadığı hallerde yiv yarı çapı  $0,53 \dots 0,54 d_{Ha}$  alınması önerilir.
4. Bütün halat makaralarına, halatın sıçrayıp çıkmaması için, emniyet konstrüksiyonu yapılması önerilir.

Halat makaraları genelde kır veya çelik dökümden yapılır. Ağıraktan kazanmak için tek tek imalatta kaynak ve seri imalatta dövme konstrüksiyonlar yapılır.



Şekil 41, Halat makarası

Halat makaraların geometrik ölçülerinin hesabı (Almanca'nın hakim olduğu memleketlerde) DIN 15020 ile yapılır. Burada  $s_1 = d_{Ma}/100 + 10$  mm ;  $s_2 = 0,8 \cdot s_1$  alınır.

Şekil 41 de döküm konstrüksiyon halat makarası görülmektedir. Halat makarasının anma çapı halat orta noktaları arası " $d_{Ma}$ " olarak kabul edilir ve şu formülle hesaplanır.

$$d_{Ma} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha}$$

F 14

|          |    |  |
|----------|----|--|
| $d_{Ma}$ | mm | Halat makarasının anma çapı                  |
| $h_1$    | 1  | Tahrik grubu ve halat çapı faktörü (Tablo 6) |
| $h_2$    | 1  | Halat akışı faktörü Tablo 7                  |
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı                                   |

Tahrik grubu ve halat tipi faktörü " $h_1$ " Tablo 6 ile bulunur. Tablo 6 ile görüldüğü gibi makara çapı en az halat çapının 10 katı kadar olmalıdır. F 2 ile hesaplanan çap minimum çaptır. Makara veya tamburun çapının hesaplanan çaptan daha büyük seçilmesi halatın ömrünü uzatır.

Halat akışı faktörü Tablo 7 ile konstrüksiyona göre seçilir.

Tablo 6,  $h_1$  faktörü değerleri (bkz Stan 5)

| Tahrik grubu | Tahrik grubu ve halat tipine göre çap faktörü $h_1$ |                    |                |                    |                |                    |
|--------------|---|--------------------|----------------|--------------------|----------------|--------------------|
|              | Tambur  |                    | Halat makarası |                    | Denge makarası |                    |
|              | Dönen halat   | Dönmeyen halat *)1 | Dönen halat    | Dönmeyen halat *)1 | Dönen halat    | Dönmeyen halat *)1 |
| 1Em          | 10  | 11,2               | 11,2           | 12,5               | 10             | 12,5               |
| 1Dm          | 11,2  | 12,5               | 12,5           | 14                 | 10             | 12,5               |
| 1Cm          | 12,5  | 14                 | 14             | 16                 | 12,5           | 14                 |
| 1Bm          | 14  | 16                 | 16             | 18                 | 12,5           | 14                 |
| 1Am          | 16  | 18                 | 18             | 20                 | 14             | 16                 |
| 2m           | 18  | 20                 | 20             | 22,4               | 14             | 16                 |
| 3m           | 20  | 22,4               | 22,4           | 25                 | 16             | 18                 |
| 4m           | 22,4  | 25                 | 25             | 28                 | 16             | 18                 |
| 5m           | 25  | 28                 | 28             | 31,5               | 18             | 20                 |

Kepçe makaraları için vinç hangi tahrik grubunda olursa olsun 1Bm faktörü alınır.

\*)1 Seri üretilen vinçlerde dönmeyen veya çok az dönen çelik halat faktörleri için dönen çelik halat faktör değerleri alınabilir, eğer yeteri kadar çabuk halat değiştirme zamanı ön görülümüşse. Az dönen halatlarda dönmeyen halatlar grubunda kabul edilir.

Makara göbeğinin iç çapı " $d_{Gi}$ " makaranın beraber çalışacağı rulman yatağın dış çapı kadar olup hafif sıkı geçme toleransı ile işlenir ve gereken konstrüksiyon yapılır. Makara göbeğinin dış çapı " $d_{Gd}$ " genelde şu formülle hesaplanır:

$$d_{Gd} \approx 1,5 \cdot d_{Gi}$$

F 15

|          |    |                           |
|----------|----|---------------------------|
| $d_{Gd}$ | mm | Makara göbeğinin dış çapı |
| $d_{Gi}$ | mm | Makara göbeğinin iç çapı  |

Tablo 7, Makara düzenine göre halat akış faktörü  $h_2$  (bkz Stan 5)

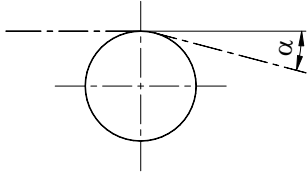
| Açıklama   | Halat makara düzenleri<br>Örnekler<br>(Tambur çift çizgiyle gösterilmiştir) | w             | $h_2$ *)2                |        |
|--|---|---------------|--------------------------|--------|
|  |   |               | Tambur ve Denge malarası | Makara |
| Halat tambura:<br>2 aynı akış yönlü<br>veya<br>1 ters akış yönlü<br>makaradan geçip<br>bağlanmıştır.   | <p>w=1    w=3    w=5    w=5</p>   | 5 e kadar     | 1                        | 1      |
| Halat tambura:<br>4 aynı akış yönlü<br>veya<br>2 aynı akış yönlü ve<br>1 ters akış yönlü<br>veya<br>2 ters akış yönlü<br>makaradan geçip<br>bağlanmıştır.                                | <p>w=7    iki makara takımı<br/>herbiri w=7    w=7    w=9</p>               | 6 ile 9 arası | 1                        | 1,12   |
| Halat tambura:<br>5 aynı akış yönlü,<br>3 aynı akış yönlü ve<br>1 ters akış yönlü,<br>1 aynı akış yönlü ve<br>2 ters akış yönlü<br>3 ters akış yönlü<br>makaradan geçip<br>bağlanmıştır. | <p>w=11    iki makara takımı<br/>herbiri w=11    w=13</p>                   | 10 dan fazla  | 1                        | 1,25   |

Seri üretilen vinçlerde ve kepçe makaralarında halat düzenine bakmadan  $h_2 = 1$  alınır.

\*)1 Dengeleme makarası

\*)2 Verilmiş olan örnekler bir halatın makarayı döndürerek geçmesi halinde geçerlidir. Eğer sistemde hareketli iki halat varsa en kötü hal seçilir.

Tablo 7 ile " w " değerinin hesaplama mantığı Şekil 42 ve Şekil 43 yapılır.



Tambur

w = 1

Aynı akış yönlü makara,  $\alpha > 5^\circ$

w = 2

Ters akış yönlü makara,  $\alpha > 5^\circ$

w = 4

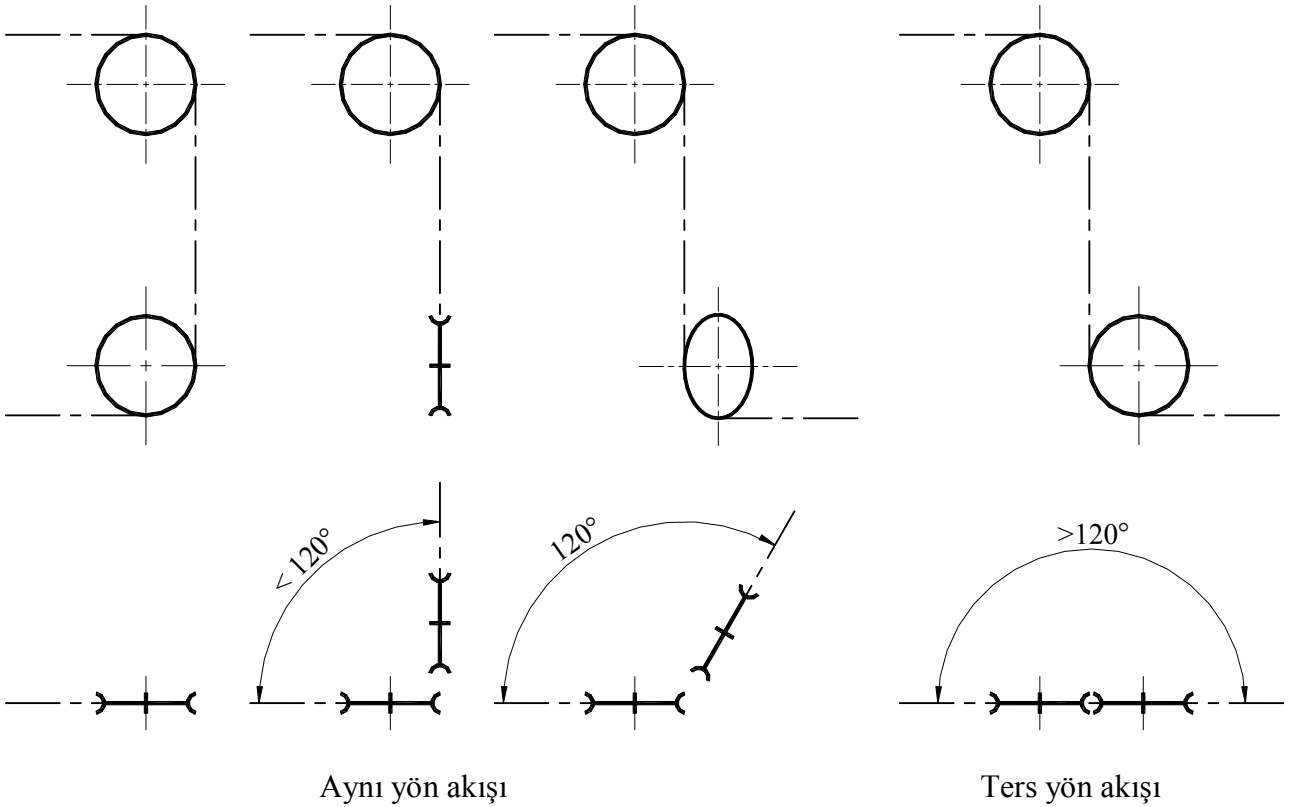
Şekil 42, Halat açısı  $\alpha$

Makara  $\alpha \leq 5^\circ$  .....

Denge makarası .....

Halat sonu bağlantısı .....

w=0



Aynı yön akışı

Ters yön akışı

Şekil 43, Makara konum açıları (bkz Stan 5)

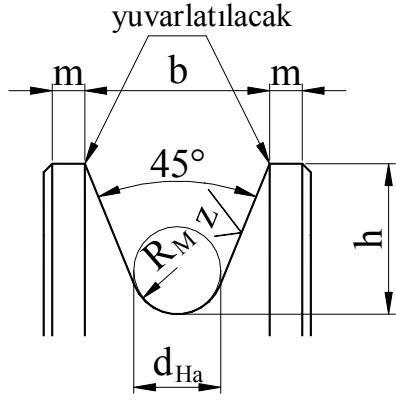
Halat makaraları DIN 15062 de standartlaştırılmıştır. Hesap sonuçlarına göre bu standart çapların seçilmesinde büyük fayda vardır. Daha sonra yapılacak üretimde standart çaplı makaralar rahatlıkla kullanılır.

Standart çaplar temel sıra R10 a göre seçilmiştir. Şekil 41 de Halat makarası görülmektedir. Halat makarasının çapı:

$d_{Ma} = 100 ; 125 ; 160 ; 200 ; 250 ; 315 ; 400 ; 500 ; 560 ; 630 ; 710 ; 800 ; 900$

büyükliğinde seçilmelidir. Daha küçük veya daha büyük çaplar bu değerleri 10 ile küçültmek veya büyültmekle elde edilir (bkz Stan 16).

Tablo 8, Halat makaralarının yiv profil ölçüleri (bkz Stan 16):



Şekil 44, Makara yiv profili \*)2

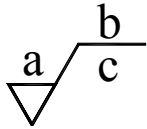
| d <sub>Ha</sub> | R <sub>M</sub> | Tolerans |      |      | m   | b  | h *)1 |
|-----------------|----------------|----------|------|------|-----|----|-------|
|                 |                | 1        | 2    | 3    |     |    |       |
| 3               | 1,6            | +0,4     | +0,2 | +0,1 | 2   | 9  | 8     |
| 4               | 2,2            |          |      |      | 2   | 11 | 10    |
| 5               | 2,7            |          |      |      | 2   | 14 | 12,5  |
| 6               | 3,2            |          |      |      | 3   | 15 | 12,5  |
| 7               | 3,7            |          |      |      | 4   | 17 | 15    |
| 8               | 4,2            |          |      |      | 4   | 18 | 15    |
| 9               | 4,8            | +0,6     | +0,3 | +0,2 | 4,5 | 21 | 17,5  |
| 10              | 5,3            |          |      |      | 4,5 | 22 | 17,5  |
| 11              | 6,0            |          |      |      | 5   | 25 | 20    |
| 12              | 6,5            |          |      |      | 5   | 25 | 20    |

| d <sub>Ha</sub> | R <sub>M</sub> | Tolerans |      |      | m  | b  | h *)1 | d <sub>Ha</sub> | R <sub>M</sub> | Tolerans |      |      | m    | b  | h *)1 |
|-----------------|----------------|----------|------|------|----|----|-------|-----------------|----------------|----------|------|------|------|----|-------|
|                 |                | 1        | 2    | 3    |    |    |       |                 |                | 1        | 2    | 3    |      |    |       |
| 13              | 7,0            | +0,6     | +0,3 | +0,2 | 5  | 28 | 22,5  | 31/32           | 17             | +1,6     | +0,8 | +0,4 | 8    | 60 | 45    |
| 14              | 7,5            |          |      |      | 6  | 31 | 25    | 33/34           | 18             |          |      |      | 10   | 65 | 50    |
| 15              | 8,0            |          |      |      | 6  | 31 | 25    | 35/36           | 19             |          |      |      | 10   | 71 | 55    |
| 16              | 8,5            |          |      |      | 6  | 34 | 27,5  | 37/38           | 20             |          |      |      | 11   | 72 | 55    |
| 17              | 9,0            |          |      |      | 6  | 37 | 30    | 39/40           | 21             |          |      |      | 11   | 78 | 60    |
| 18              | 9,5            |          |      |      | 6  | 38 | 30    | 41              | 22             |          |      |      | 11   | 79 | 60    |
| 19              | 10,0           |          |      |      | 7  | 40 | 32,5  | 42/43           | 23             |          |      |      | 11   | 84 | 65    |
| 20              | 10,5           |          |      |      | 7  | 43 | 35    | 44/45           | 24             |          |      |      | 12,5 | 86 | 65    |
| 21              | 11,0           |          |      |      | 7  | 44 | 35    | 46              | 25             |          |      |      |      | 89 | 67,5  |
| 22              | 12,0           |          |      |      | 7  | 45 | 35    | 47              | 25             |          |      |      |      | 91 | 70    |
| 23              | 12,5           |          |      |      | 7  | 46 | 35    | 48              | 26             |          |      |      |      | 93 | 70    |
| 24              | 13,0           |          |      |      | 8  | 48 | 37,5  | 49              | 26             |          |      |      |      | 95 | 72,5  |
| 25              | 13,5           | 8        | 51   | 40   | 50 | 27 | 96    | 72,5            |                |          |      |      |      |    |       |
| 26              | 14             | 8        | 52   | 40   | 52 | 29 | 99    | 75              |                |          |      |      |      |    |       |
| 27/28           | 15             | 8        | 53   | 40   | 54 | 29 | 103   | 77,5            |                |          |      |      |      |    |       |
| 29/30           | 16             | 8        | 59   | 45   | 56 | 30 | 106   | 80              |                |          |      |      |      |    |       |
|                 |                |          |      |      | 58 | 31 | 110   | 82,5            |                |          |      |      |      |    |       |
|                 |                |          |      |      | 60 | 32 | 113   | 85              |                |          |      |      |      |    |       |

\*)1  $h_{\min} = d_{Ha} \cdot \sqrt{2}$ 

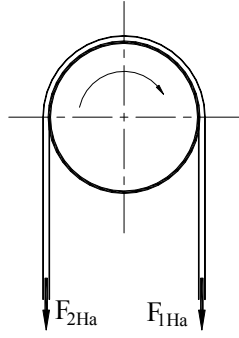
\*)2 Makara yivinin yüzey işleme şekli ve tolerans grubu için öneriler:

| Tolerans grubu | a   | b                       | c   |
|----------------|-----|-------------------------|---|
| 1              | N12 | hadde veya hassas döküm | –   |
| 2              | N9  | Torna                   | R <sub>t</sub> = 50<br>R <sub>z</sub> = 25  |
| 3              | N7  | Torna                   | R <sub>t</sub> = 25<br>R <sub>z</sub> = 6,3 |

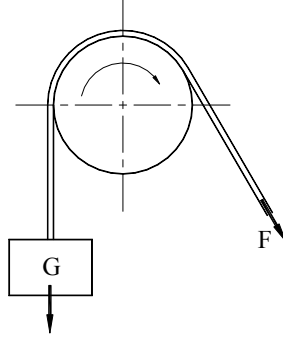


### 1.1.4.1 Halat makarası düzenleri

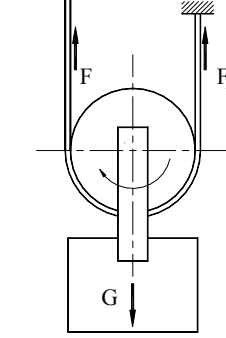
Halat makarası düzeni ya kuvvet yönünü değiştirmeye veya çok az kuvvetle çok ağır yükleri kaldırmaya yarar. Makara düzenindeki makaralar çelik halat ile birbiriyle bağlıdır.



Şekil 45, Makarada kuvvetler



Şekil 46, Sabit makara



Şekil 47, Hareketli makara

#### 1.1.4.1.1 Makarada kuvvetler

Sabit hızlı makara hareketinde halattaki kuvvetlere bakacak olursak (Şekil 45) halatın sürtünmesi ve yataklardaki sürtünmeden ötürü randıman kaybı olduğunu görürüz.

$$F_{1Ha} = F_{2Ha} + F_{Sür}$$

Böylece  $F_{1Ha} > F_{2Ha}$  olduğu görülür. Burada küçük kuvvetin büyük kuvvete oranı makaranın randımanını " $\eta_{Ma}$ " verir.

$$\eta_{Ma} = \frac{F_{2Ha}}{F_{1Ha}}$$

F 16

|             |   |                                 |
|-------------|---|---------------------------------|
| $\eta_{Ma}$ | 1 | Makaranın randımanı             |
| $F_{1Ha}$   | N | Çeken taraftaki halat kuvveti   |
| $F_{2Ha}$   | N | Çekilen taraftaki halat kuvveti |

Makara randımanını hesaplarırken rulman yatağın randımanını bilmek gerekir. Rulman yatakların hepsinin randımanı olarak  $\eta_{Rul} \approx 0,995$  alınır. Keçe için randıman yağlanmalı 0,96 alınır. Geniş bilgi için literatüre bakınız.

#### 1.1.4.1.2 Sabit makarada kuvvetler

Sürtünme olmadan teorik  $F_0 = G$  bkz Şekil 46

Sürtünmeli pratikte  $F = G / \eta_{Ma}$

$$\eta_{SaMa} = \frac{F_0}{F}$$

F 17

|               |   |                           |
|---------------|---|---------------------------|
| $\eta_{SaMa}$ | 1 | Sabit makaranın randımanı |
| G             | N | Yük kuvveti               |
| F             | N | Çeken halatın kuvveti     |

#### 1.1.4.2 Hareketli makarada kuvvetler

Sürtünme olmadan teorik  $F_0 = G/2$  bkz Şekil 47

Sürtünmeli pratikte  $F_1 = F \cdot \eta_{Ma}$

$$G = F + F_1 = F + F \cdot \eta_{Ma}$$

$$G = F \cdot (1 + \eta_{Ma})$$

$$F = G / (1 + \eta_{Ma})$$

Hareketli makarada randıman;

$$\eta_{\text{HarMa}} = \frac{F_0}{F} = \frac{1 + \eta_{\text{Ma}}}{2}$$

F 18

Sabit ve hareketli makaranın randımanları karşılaştırıldığında

$$\eta_{\text{SaMa}} < \eta_{\text{HarMa}}$$

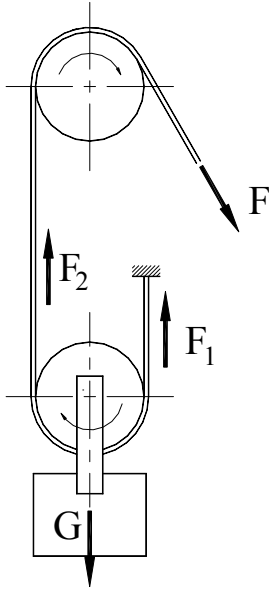
olduğu görülür. Hareketli makarada halat çevrim oranı, halat hızının  $v_{\text{Ha}}$  yükün kaldırma hızına  $v_{\text{Ka}}$  oranıdır.

$$i_{\text{Ha}} = \frac{v_{\text{Ha}}}{v_{\text{Ka}}} = 2$$

F 19

|                       |     |                            |
|-----------------------|-----|----------------------------|
| $i_{\text{Ha}}$       | 1   | Halatın çevirme oranı      |
| $v_{\text{Ha}}$       | m/s | Halatın hızı               |
| $v_{\text{Ka}}$       | m/s | Yükün kaldırılma hızı      |
| $\eta_{\text{Ma}}$    | 1   | Makara randımanı           |
| $\eta_{\text{SaMa}}$  | 1   | Sabit makara randımanı     |
| $\eta_{\text{HarMa}}$ | 1   | Hareketli makara randımanı |

### 1.1.4.3 Makara kombinasyonu



Sabit ve hareketli makara sistemi Şekil 48 de görülmektedir. Bu sistemde şu bağıntılar belirlenir.

$$\text{Sürtünmesiz } F_0 = G/2$$

$$\text{Sürtünlü } F_2 = F_1 / \eta_{\text{Ma}} \quad ; \quad F = F_2 / \eta_{\text{Ma}}$$

$$F_2 = F \cdot \eta_{\text{Ma}} \quad ; \quad F_1 = F_2 \cdot \eta_{\text{Ma}}$$

$$G = F_2 + F_1 = F \cdot \eta_{\text{Ma}} + F \cdot \eta_{\text{Ma}} \cdot \eta_{\text{Ma}}$$

$$G = F \cdot \eta_{\text{Ma}} \cdot (1 + \eta_{\text{Ma}})$$

$$F = G / \eta_{\text{Ma}} \cdot (1 + \eta_{\text{Ma}})$$

Şekil 48, Sabit ve hareketli makara sistemi

Şekil 48 deki kombinasyonun toplam randımanı:

$$\eta_{\text{SH}} = \frac{F_0}{F} = \frac{\eta_{\text{Ma}} \cdot (1 + \eta_{\text{Ma}})}{2}$$

F 20

|                    |   |   |
|--------------------|---|---|
| $\eta_{\text{SH}}$ | 1 | Sabit ve Hareketli makara sistemi randımanı |
| $\eta_{\text{Ma}}$ | 1 | Makara randımanı                            |

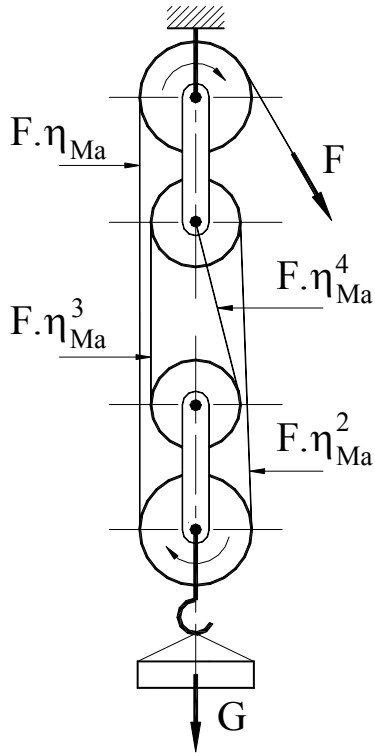
Şekil 48 deki kombinasyonda halat çevrim oranı:

$$i_{\text{Ha}} = \frac{v_{\text{Ha}}}{v_{\text{Ka}}} = 2$$

F 21

|                 |     |                       |
|-----------------|-----|-----------------------|
| $i_{\text{Ha}}$ | 1   | Halatın çevirme oranı |
| $v_{\text{Ha}}$ | m/s | Halatın hızı          |
| $v_{\text{Ka}}$ | m/s | Yükün kaldırılma hızı |

## 1.1.4.3.1 Makaralı bucurgat



Makaralı bucurgat (Şekil 49) bir çok sabit ve hareketli makaralardan oluşan bir sistemdir. Bu sistemde şu bağıntılar belirlenir.

Sürtünmesiz:  $n_{HM}$  = Hareketli makara sayısı.  
 $F_0 = G / (2 \cdot n_{HM})$

Sürtünlü:

$$G = F \cdot \eta_{Ma} + F \cdot \eta_{Ma}^2 + F \cdot \eta_{Ma}^3 + \dots + F \cdot \eta_{Ma}^{2n}$$

Bu bir geometrik sıra toplamıdır. Matematik kanunlarına göre bunu şu şekilde yazabiliriz:

$$G = F \cdot \eta_{Ma} \cdot \frac{\eta_{Ma}^{2n} - 1}{\eta_{Ma} - 1} = F \cdot \eta_{Ma} \cdot \frac{1 - \eta_{Ma}^{2n}}{1 - \eta_{Ma}}$$

$$F = G \cdot \frac{\eta_{Ma} - 1}{\eta_{Ma} \cdot (\eta_{Ma}^{2n} - 1)} \quad F 22$$

Şekil 49, Makaralı bucurgat

Böylece makaralı bucurgatta genel randıman şu şekilde hesaplanır.

$$\eta_{MB} = \frac{F_0}{F} = \frac{G \cdot \eta_{Ma} \cdot (1 - \eta_{Ma}^{2n})}{2 \cdot n_{HM} \cdot G \cdot (1 - \eta_{Ma})} \quad F 23$$

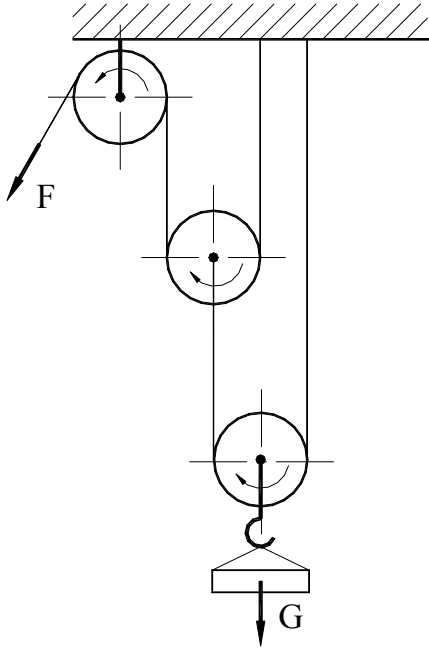
$$\eta_{MB} = \frac{\eta_{Ma} \cdot (1 - \eta_{Ma}^{2n})}{2 \cdot n_{HM} \cdot (1 - \eta_{Ma})} \quad F 24$$

|             |   |  |
|-------------|---|--|
| $\eta_{MB}$ | 1 | Makaralı bucurgat sisteminin randımanı |
| $\eta_{Ma}$ | 1 | Bir makaranın randımanı                |
| $n_{HM}$    | 1 | Hareketli makara sayısı                |

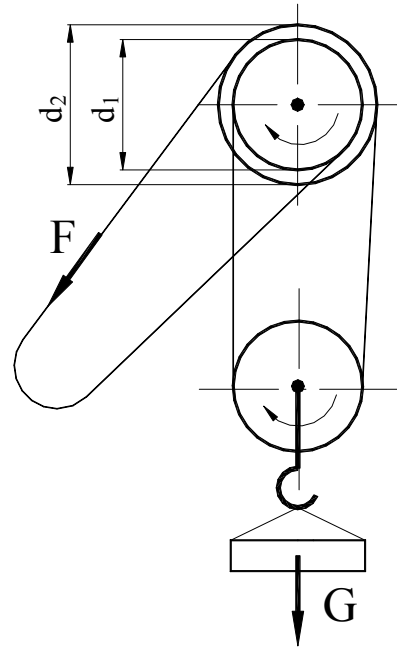
Makaralı bucurgatta halat çevirim oranı:

$$i_{Ha} = \frac{v_{Ha}}{v_{Ka}} = 2 \cdot n_{HM} \quad F 25$$

|          |     |                       |
|----------|-----|-----------------------|
| $i_{Ha}$ | 1   | Halatın çevirme oranı |
| $v_{Ha}$ | m/s | Halatın hızı          |
| $v_{Ka}$ | m/s | Yükün kaldırılma hızı |



Şekil 50, Kademeli bucurgat



Şekil 51, Sonsuz halatlı bucurgat

### 1.1.4.3.2 Kademeli bucurgat

Kademeli bucurgatı teorisinin tamamlanması için buraya alıyoruz. Pratikte faydası çok azdır. Kademeli bucurgatta şu bağıntılar vardır:

Sürtünmesiz:  $F_0 = G/2^{n_{HM}}$   
 $n_{HM}$  = Hareketli makara sayısı.

Sürtünlü:  $F = \frac{G}{(1 + \eta_{Ma})^{n_{HM}} \cdot \eta_{Ma}}$

Böylece kademeli bucurgatta genel randıman şu şekilde hesaplanır.

$$\eta_{KB} = \frac{F_0}{F} = \frac{G \cdot \eta_{Ma} \cdot (1 - \eta_{Ma})^{n_{HM}}}{2^{n_{HM}} \cdot G}$$

$$\eta_{KB} = \frac{\eta_{Ma} \cdot (1 - \eta_{Ma})^{n_{HM}}}{2^{n_{HM}}}$$

$$\eta_{KB} = \eta_{Ma} \cdot \left( \frac{1 - \eta_{Ma}}{2} \right)^{n_{HM}}$$

F 26

|             |   |  |
|-------------|---|--|
| $\eta_{KB}$ | 1 | Kademeli bucurgat sisteminin randımanı |
| $\eta_{Ma}$ | 1 | Bir makaranın randımanı                |
| $n_{HM}$    | 1 | Hareketli makara sayısı                |

Kademeli bucurgatta halat çevirim oranı:

$$i_{Ha} = \frac{v_{Ha}}{v_{Ka}} = 2^{n_{HM}}$$

F 27

|          |     |                         |
|----------|-----|-------------------------|
| $i_{Ha}$ | 1   | Halatın çevirme oranı   |
| $v_{Ha}$ | m/s | Halatın hızı            |
| $v_{Ka}$ | m/s | Yükün kaldırılma hızı   |
| $n_{HM}$ | 1   | Hareketli makara sayısı |

### 1.1.4.3 Sonsuz halatlı bucurgat

Sonsuz halatlı bucurgat Şekil 51 de görüldüğü gibi çift makaranın altında hareketli makara olan sistemdir. Burada halat sonsuz halat olarak makaralardan geçer. Çoğunlukla talaşlı imalat atölyelerinde tezgahların üzerinde kullanılır.

Sürtünme dikkate alınmadan kuvvet bağıntısı şöyledir:

$$F_0 = \frac{G}{2} \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right)$$

F 28

|                |    |                      |
|----------------|----|----------------------|
| G              | N  | Yükün kuvveti        |
| d <sub>1</sub> | mm | Küçük makaranın çapı |
| d <sub>2</sub> | mm | Büyük makaranın çapı |

### 1.1.4.4 Halat makarası seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

Halat makarasının seçimi için makara çapını hesaplayalım.

Formül F 14 ile  $d_{Ma} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha}$

Tahrik grubu ve halat tipi faktörü " h<sub>1</sub> ", Tablo 6 ile;

Az dönen halat 1570 N/mm<sup>2</sup> dayanımlı, tahrik grubu 1Am  $h_1 = 20$

Halat akışı faktörü " h<sub>2</sub> ", Tablo 7 ile;

4/2 donam, halat tambura aynı akış yönlü makaradan geçip bağlanmıştır. Denge makarasında halat akışı olmadığından sayılmaz (bkz Şekil 42) dikkatli olup yanılmamak gerekir.

Halat çapı 16 mm olarak seçilmişti.

$$d_{Ma} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha} = 20 \cdot 1 \cdot 16 = 320$$

Bu değere ve standart çaplar temel sıra R10 a göre;  $d_{Ma} = 315$  mm seçilir.

Bu seçimden sonra halat makarasının konstruksiyonuna geçilir.

### 1.1.4.5 Halat makarası seçimi "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

Halat makarasının seçimi için makara çapını hesaplayalım.

Formül F 14 ile  $d_{Ma} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha}$

Tahrik grubu ve halat tipi faktörü " h<sub>1</sub> ", Tablo 6 ile ;

Az dönen halat 1570 N/mm<sup>2</sup> dayanımlı, tahrik grubu 2m  $h_1 = 22,4$

Halat akışı faktörü " h<sub>2</sub> ", Tablo 7 ile;  $h_2 = 1$

2/1 donam, halat tambura aynı akış yönlü makaradan geçip bağlanmıştır.

Halat çapı 16 mm olarak seçilmişti.

$$d_{Ma} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha} = 22,4 \cdot 1 \cdot 12 = 268,8$$

Bu değere ve standart çaplar temel sıra R10 a göre;  $d_{Ma} = 280$  mm seçilir.

Bu seçimden sonra halat makarasının konstruksiyonuna geçilir.

#### 1.1.4.6 Halat makarasının konstrüksiyonu

Halat makarası dönen konstrüksiyon elemanı olduğu için yataklanması gerekir. Normal olarak yataklama kaygan ve rulman yataklama olarak iki varyantta yapılır. Bu günün tekniği ile artık vinçlerde kaygan yatak servis ve bakım açısından kullanılmamaktadır. Konstrüksiyon doğrudan rulman yataklarla yapılır. Yataklamada iki ana varyant düşünülür:

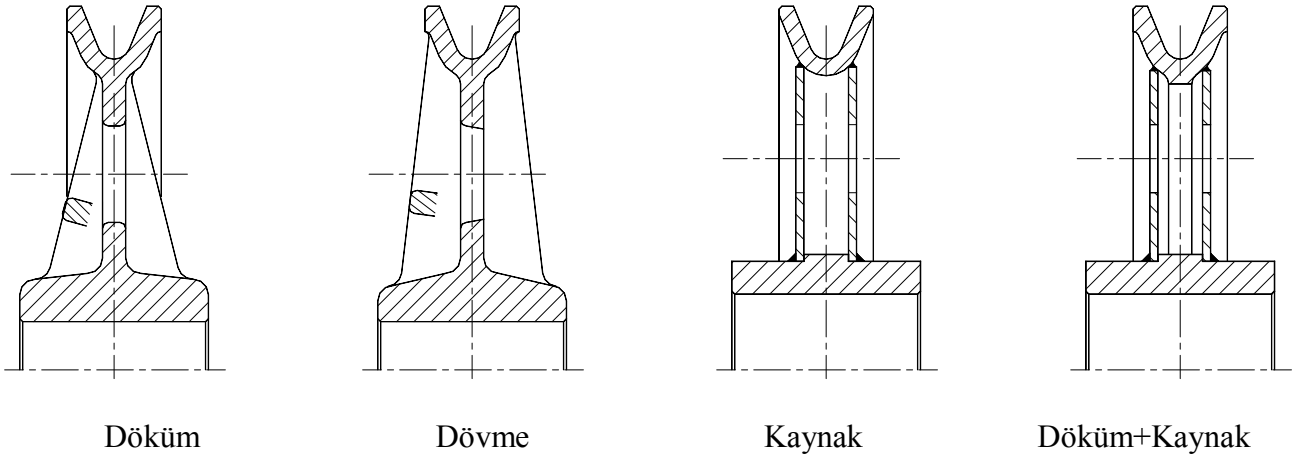
1. Yataklar makaranın göbeğine konulur. Burada rulmanın dış bileziği döner, iç bilezik hareketsizdir.
2. Yataklar makara dışında olur ve makara aksa geçme veya kama ile bağlanır. Burada rulmanın iç bileziği döner, dış bilezik sabittir.

Vinç makarası konstrüksiyonunda birinci varyant kullanılır. Makara yatakları ve diğer parçaları ile ön montaj grubu oluşturur. Buna komple makara denilir. Rulman yataklamada yataklar konstrüksiyonu yapılan vincin özel donelerine göre yapılmaz. Hesaplar halatın taşıyacağı maksimum yük ile yapılır ve her yerde kullanılır.

Makaranın üretim şeklide çeşitlidir. Makaralar genelde kır veya çelik dökümden yapılmalarının yanı sıra ağırlıktan kazanmak için tek tek üretimde kaynak ve seri üretimde dövme konstrüksiyonlarda yapılırlar.

#### 1.1.4.7 Makara rulmanı hesabı, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

Çelik halat tablosundan  $1570 \text{ N/mm}^2$  mukavemetli ve 16 mm çapındaki halatın min kopma kuvveti Tablo 4 ile  $F_{H_{amin}} = 124\ 000 \text{ N}$  olarak okunur. Burada konstrüksiyonumuzu standartlaştırmak için halat emniyet katsayısını tahrik grubu 2m ve yukarısı için 4 olarak kabul edelim. Halatın işletmede maksimum taşıma gücü  $124 \text{ kN}/4 = 31 \text{ kN}$  dur.

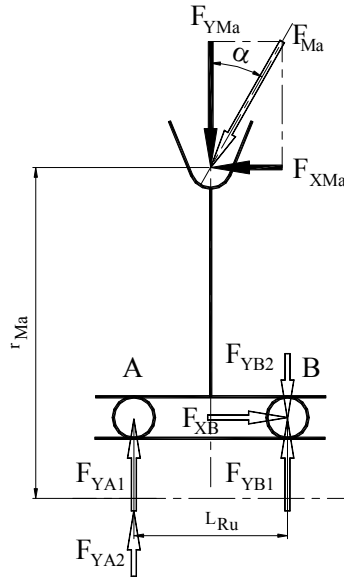


Şekil 52, Halat makarası konstrüksiyon çeşitleri

Makara iki halat kuvvetini taşıdığından, makaranın taşıyacağı yük  $F_{Ma} = 62 \text{ kN}$  olarak bulunur. Kaldırma hızı 6 m/dak olduğu için makarada halat akış hızı 12 m/dak olur. Makaranın dolayısıyla rulmanın devir sayısı:

$$n_{Ru} = \frac{v_{Ha}}{\pi \cdot d_{Ma}} = \frac{12}{\pi \cdot 0,315} \approx 12,1 \text{ d/dak} \quad \text{olur.}$$

Her ne kadar sınır 10 d/dak isede hesabın statik hesap olarak yapılmasını öneririm. Fakat  $f_s$  faktörü seçiminde bu durum dikkate alınmalıdır. Lütfen, "Sitede Rulman Yataklar" dosyasına bakınız.

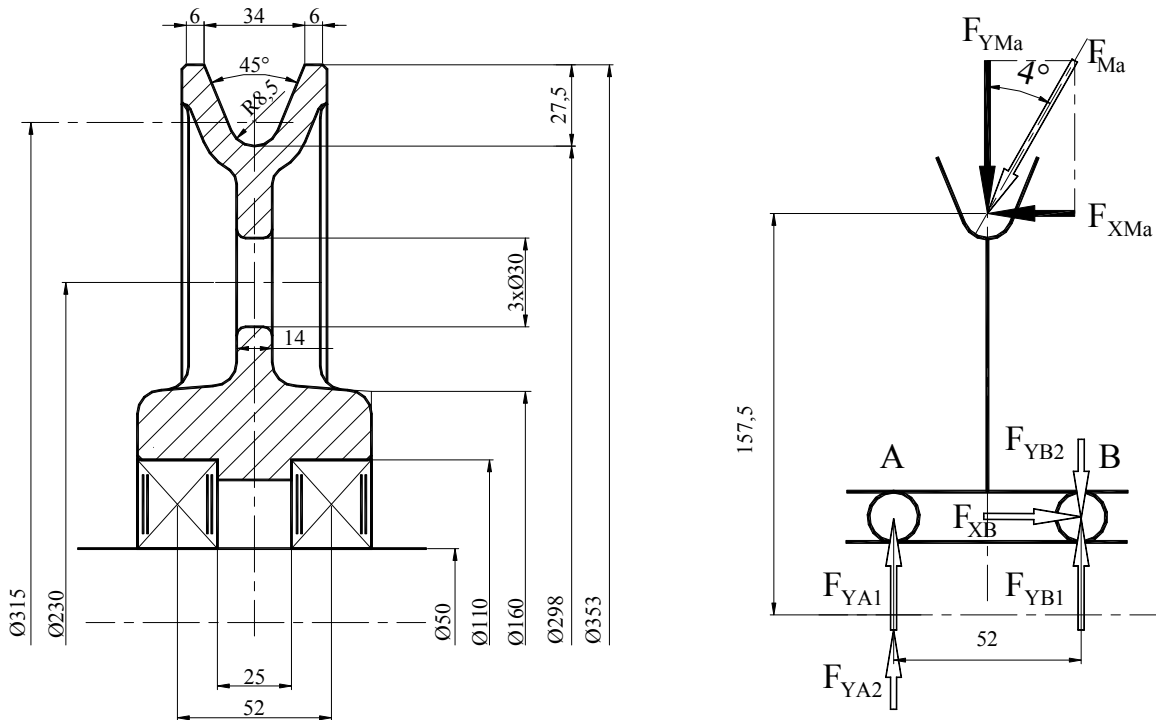


Şekil 53, Makarada kuvet dağılımı

Makarada iki rulman yatak kullanılır (Şekil 53) ve  $f_s = 0,8$  alınır. Çünkü çelik halat yay fonksiyonu yaptığından yüklenme darbesiz olarak kabul edilir. Kaba hesapca bir rulmana gelen yük 31 kN kabul edelim ve kendinden geçeli, bilyalı rulman yatak 6310.2ZR seçelim.

Yatağın ölçüleri  $d = 50$  mm,  $D = 110$  mm,  $B = 27$  mm,  $C_0 = 38$  kN,  $C = 62$  kN dur. Rulman dış bilezik tolerans-larının değişik olmasından ötürü, rulmam arası mesafesi " $a \geq 0,7.B$ " olmalıdır. Şimdi kaçıklık açısının maksimum değerini hesaplayalım.

Kaçıklık açısı değeri F 13 ile  $\tan \alpha = \frac{x}{h} \leq \frac{1}{15}$  buradan  $\alpha = \arctan\left(\frac{1}{15}\right) \approx 4^\circ$  bulur.



Şekil 54, Halat makarası konstrüksiyonu

Halat makarasının genel konstrüksiyon ölçüleri Şekil 54 da görülmektedir. Makaranın yiv profili ölçüleri Tablo 8 ile ve diğer konstrüksiyon şekil ve ölçüleri, Siteden "Döküm ve Döküm parçaları"ndan alınır.

Rulman yatağının kontrol hesabı:

$$F_{YA1}=F_{YB1}=0,5 \cdot \cos 4^\circ \cdot 62 = 30'924 \text{ N}$$

$$F_{XMa} = \sin 4^\circ \cdot 62 = 4'325 \text{ N}$$

$$M_{bFXMa} = 4'325 \cdot 157,5 = 681'172 \text{ Nmm}$$

$$F_{YA2}=F_{YB2} = 681'172/52 = 13'100 \text{ N}$$

Maksimum yatak kuvveti A yatağındadır.

$$F_A = 30'924 + 13'100 \approx 44 \text{ kN}$$

Seçilen rulmanın statik yük değeri ,

$$C_0 = 38 \text{ kN} > 0,8 \times 44 = 35,2 \text{ kN}$$

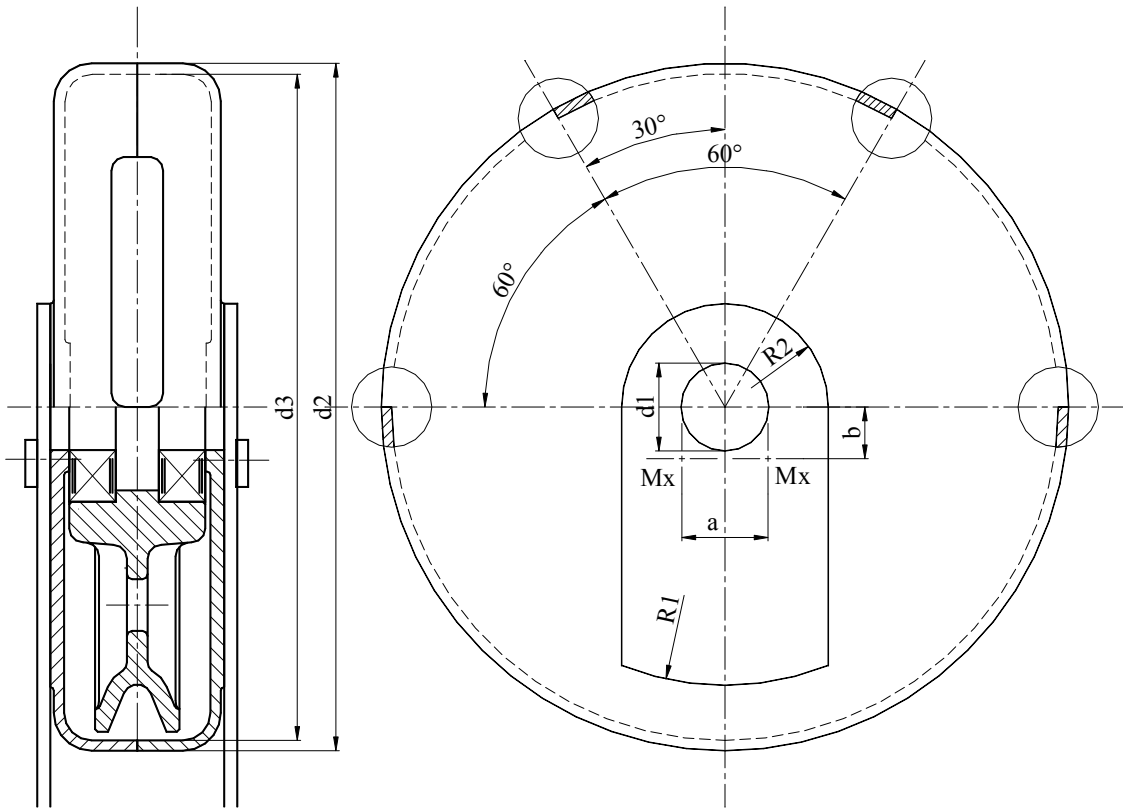
Makaranın disk kalınlığı  $s_1 = d_{Ma}/100 + 10 \text{ mm} = 315/100 + 10 = 13,15$

Buradan disk kalınlığı  $s_1 = 14 \text{ mm}$  olarak seçilir.

Kaburgalar iki tarafta 3 er adet ve kalınlığı  $s_2 = 0,8 \cdot s_1 = 0,8 \cdot 14 \approx 12 \text{ mm}$  alınır.

Böylece seçilen bilyalı rulman ve Şekil 54 de görülen ölçülerle halat makaramı-zın konstrüksiyonu yapılır.

Halat makarasını ve rulmanları seçtikten sonra makara kapağının konstrüksiyonunu ele alalım.



Şekil 55, Komple halat makarası ve kapağı

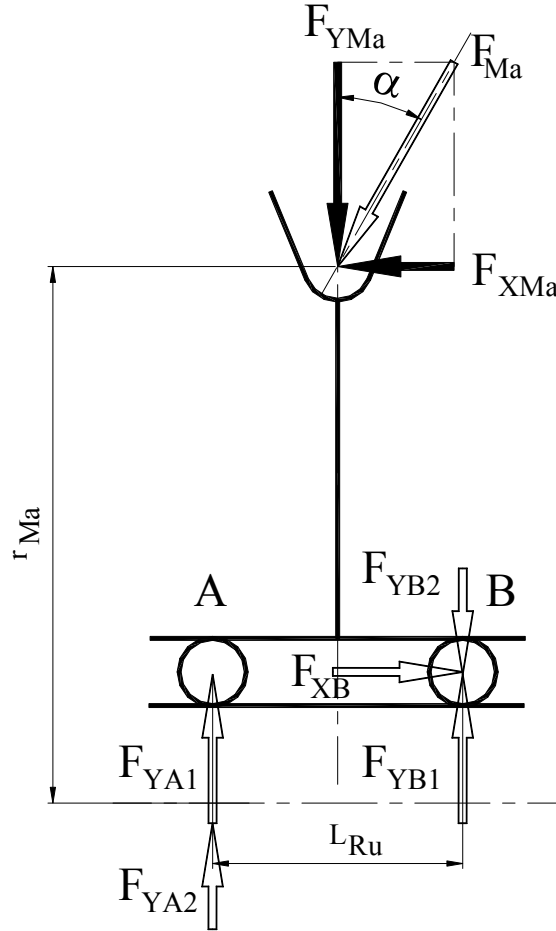
Makara kapağı genelde kır dökümden yapılır. Makara bir tek tabii modelden maça ve benzeri yardımcı döküm parçaları kullanılmadan en ekonomik şekilde üretilir. Konstrüksiyonda sağ ve sol kapak aynı kalıpla yapılacak şekilde düşünülmeli ve kapaklar simetrik olduğu için aynı modelle üretilmelidir. Böylece ikinci model ücreti ve ikinci modelin depolanması, bakımı gibi masraflardan kaçınılmalıdır.

Komple halat makarası Şekil 55 ile gösterilmiştir. Makara ve kapak paslanmaya karşı sülyen boya ile iki kat boyanmalıdır.

Kapak kanca takımınının komple monte edilmesinden sonra dahi üst boya ile boyanmamalıdır. Çünkü; son montajda halatın tambura bağlanıp kanca bloğundan geçirilmesinde üst boya zedelenecektir. Tam montaj bitiminden sonra müşteriye boyası zedelenmiş kanca bloğu elbetteki gönderilmeyip boyanacaktır. Boyama işini iki defa yapmamak için vincin sevkinden önce kanca bloğu üst boya ile boyanır.

### 1.1.4.8 Makara rulmanı seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

Çelik halat tablosundan  $1570 \text{ N/mm}^2$  mukavemetli ve 12 mm çapındaki halatın min kopma kuvveti  $F_{H\text{amin}} = 69\,500 \text{ N}$  olarak okunur. Bu değer ile halatta işletme yükü maksimum  $69,5 \text{ kN}/2 = 34,75 \text{ kN}$  dur. Kaldırma hızı 8 m/dak olduğu için makarada halat akış hızı 16 m/dak olur.



Şekil 56, Makarada kuvet dağılımı

Makaranın dolayısıyla rulmanın devir sayısı:

$$n_{Ru} = \frac{v_{Ha}}{\pi \cdot d_{Ma}} = \frac{16}{\pi \cdot 0,28} \approx 20,4 \text{ d/dak}$$

Her ne kadar sınır 10 d/dak isede hesabın statik hesap olarak yapılmasını öneririm. Fakat  $f_s$  faktörü seçiminde bu durum dikkate alınmalıdır  $f_s = 0,8$ . Lütfen, "Sitede Rulman Yataklar" dosyasına bakınız.

Buradada örnek 1 deki rulmanı 6310.2ZR seçelim. Yatağın ölçüleri :

$d = 50 \text{ mm}$ ,  $D = 110 \text{ mm}$ ,  $B = 27 \text{ mm}$ ,  $C_0 = 38 \text{ kN}$ .

Hesaplanan statik yük değeri  $C_{0He} = f_s (F_{YA1} + F_{YA2}) = 17,8 \text{ kN} < C_0 = 38 \text{ kN}$ .

Makaranın konstruksiyonunuda aynı yolda düşünerek yapalım.

### 1.1.5 Kanca

Vinçlerde en çok kanca takımı kullanılır. Kanca takımı şu üç konstrüksiyon elemanından oluşur;

1. Komple makara,
2. Kanca ,
3. Kanca ve halat makaralarını birleştiren traversli konstrüksiyon

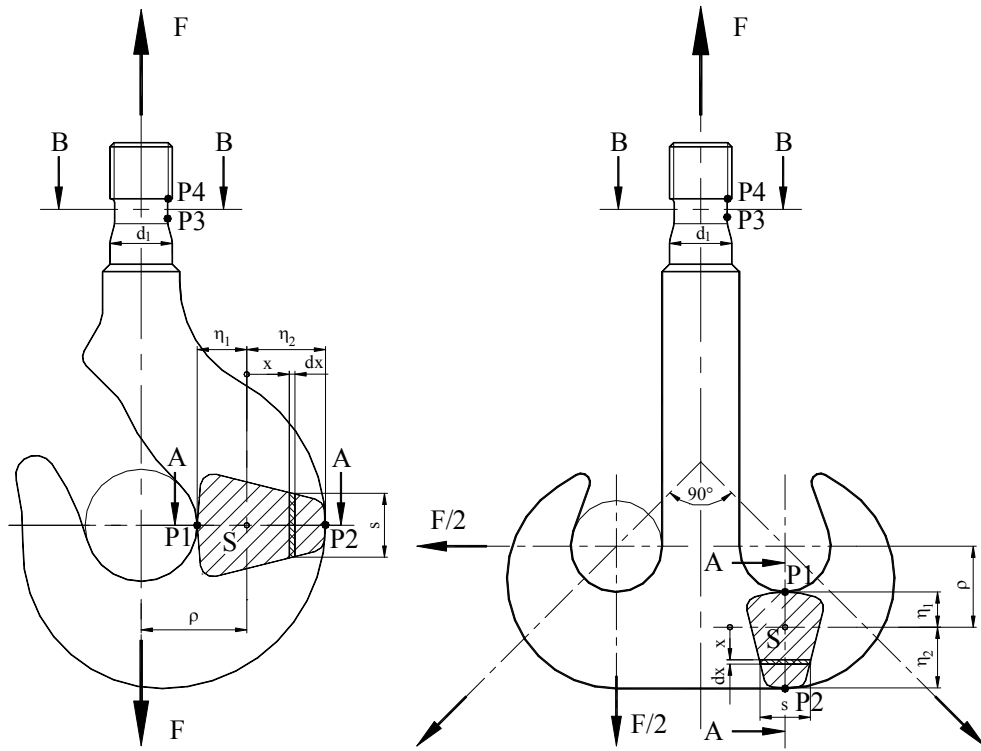
Komple makarayı gördük şimdi kancayı ele alalım.

Vinç kancası DIN 15400 e göre standartlaştırılmıştır. Kanca ya serbest veya kalıpta dövülerek üretilir. DIN standartında serbest dövme "RF", kalıpta dövme "RS" işaretiyle gösterilir. Eğer kancada mandal kullanılacaksa buda ek olarak "N" harfiyle "RFN" ve "RSN" gibi gösterilir. Burada yalnız St52 ile üretilen kancaları, 2m tahrik grubu için 80 tona kadar, ele alalım. Diğer malzeme ve burada verilmemiş büyüklükler için gereken standartlara bakılması önerilir.

Tablo 9, Kancanın tahrik grubu ve yük ağırlığına göre seçimi (Stan 9)

| Kanca No.                  | Tahrik grubu |      |      |      |      |      |
|----------------------------|--------------|------|------|------|------|------|
|                            | 1Bm          | 1Am  | 2m   | 3m   | 4m   | 5m   |
| Yük ağırlığı " kN " olarak |              |      |      |      |      |      |
| 006                        | 1,6          | 1,25 | 1,0  | –    | –    | –    |
| 010                        | 2,5          | 2,0  | 1,6  | 1,25 | 1,0  | –    |
| 012                        | 3,2          | 2,5  | 2,0  | 1,6  | 1,25 | 1,0  |
| 020                        | 5,0          | 4,0  | 3,2  | 2,5  | 2,0  | 1,6  |
| 025                        | 6,3          | 5,0  | 4,0  | 3,2  | 2,5  | 2,0  |
| 04                         | 10,0         | 8,0  | 6,3  | 5,0  | 4,0  | 3,2  |
| 05                         | 12,5         | 10   | 8,0  | 6,3  | 5,0  | 4,0  |
| 08                         | 20           | 16   | 12,5 | 10   | 8,0  | 6,3  |
| 1                          | 25           | 20   | 16   | 12,5 | 10   | 8,0  |
| 1,6                        | 40           | 32   | 25   | 20   | 16   | 12,5 |
| 2,5                        | 63           | 50   | 40   | 32   | 25   | 20   |
| 4                          | 100          | 80   | 63   | 50   | 40   | 32   |
| 5                          | 125          | 100  | 80   | 63   | 50   | 40   |
| 6                          | 160          | 125  | 100  | 80   | 63   | 50   |
| 8                          | 200          | 160  | 125  | 100  | 80   | 63   |
| 10                         | 250          | 200  | 160  | 125  | 100  | 80   |
| 12                         | 320          | 250  | 200  | 160  | 125  | 100  |
| 16                         | 400          | 320  | 250  | 200  | 160  | 125  |
| 20                         | 500          | 400  | 320  | 250  | 200  | 160  |
| 25                         | 630          | 500  | 400  | 320  | 250  | 200  |
| 32                         | 800          | 630  | 500  | 400  | 320  | 250  |
| 40                         | 1000         | 800  | 630  | 500  | 400  | 320  |
| 50                         | 1250         | 1000 | 800  | 630  | 500  | 400  |

Yukarıda Tablo 9 ile verilen DIN 15400 e göre kancalar üretilebilir veya satın alınabilir ise hiç hesaplanmadan kullanılır. Fakat her zaman ve her yerde bu imkan olmayabilir. Konstrüktör elindeki imkanlara göre konstrüksiyonunu yapar. Fonksiyon garantisi içinde konstrüksiyonunu yaptığı ürünün hesaplarını yapıp emniyetli tarafta olduğunu görmesi gereklidir.



Şekil 57, Tekli ve çiftli kancada kuvvet durumu

Tekli ve çiftli kancalarda (Şekil 57) şu mukavemet hesapları yapılır:

1. Ana eğilme düzlemindeki gerilmeler
2. En küçük kesitteki çekme gerilmesi
3. İlk vida dışındaki veya kritik kesme gerilmesi.

#### 1.1.5.1 Kancada eğilme mukavemet hesabı

Kancada eğilme mukavemet hesabı yapmak için bazı ön kabuller gerekmektedir.

- Tekli kancada (Şekil 57) kuvvet şaft ekseninde etkili
- Çiftli kancada (Şekil 57) kuvvet birbirine 90° ile iki eşit dağılmış

olarak kabul edilir.

##### 1.1.5.1.1 Gerekli en küçük şaft çapı

En küçük kesitteki çekme gerilmesi (bkz Şekil 57, P3 veya P4 ve F 48 ) vidanın en küçük kesit alanı ile hesaplanır.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{\text{çEM}}}}$$

F 29

|                       |     |                            |
|-----------------------|-----|----------------------------|
| $d_1$                 | mm  | Vida dibi çapı             |
| $\sigma_{\text{çEM}}$ | MPa | Emniyetli çekme mukavemeti |
| F                     | N   | Kuvvet                     |

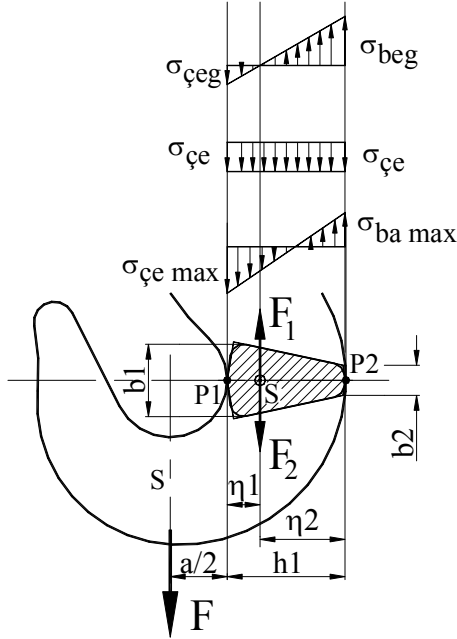
##### 1.1.5.1.2 Tekli kancada "A-A" kesitindeki gerilmeler

Kanca kesiti A-A en tehlikeli kesitidir (bkz Şekil 58). Bu kesitin hesabını kaba olarak yapmak istersek, gerilmelerin kesitte lineer olarak dağıldığını vede kesitin dış kuvvet etkisinde olduğunu kabul ederiz. Kesitin ağırlık merkezi S de  $F=F_1=F_2$  değerinde karşılıklı etki gösteren yardımcı kuvvetler P1 noktasında çekme, P2 noktasında basıdan oluşan eğilme gerilmeleri oluşturur. Bu normal gerilmelere ek olarak dış kuvvet F kesiti çekme ile zorlar.

Kesitte moment:

$$M_{eğ} = F \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)$$

F 30



Şekil 58, Tekli kancada A-A kesiti

P1 noktasındaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{çeğ} = \frac{F}{W_{çeğ}} \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)$$

F 31

$$\sigma_{çeğ} = \frac{F \cdot \eta_1}{I_{AA}} \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)$$

$$I_{AA} = \frac{b_1^2 + 4 \cdot b_1 \cdot b_2 + b_2^2}{36 \cdot (b_1 + b_2)} \cdot h_1^3$$

P2 noktasındaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{beğ} = \frac{F}{W_{beğ}} \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)$$

F 32

$$\sigma_{beğ} = \frac{F \cdot \eta_2}{I_{AA}} \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)$$

Kesitte çekme gerilmesi:

$$\sigma_{çe} = \frac{F}{A_{AA}}$$

F 33

Maksimum gerilmeler;

$$\sigma_{çe max} = \sigma_{çeğ} + \sigma_{çe} \leq \sigma_{EM}$$

F 34

$$\sigma_{b max} = \sigma_{beğ} - \sigma_{çe} \leq \sigma_{EM}$$

F 35

Formüller F 30 den F 46 e kadar sembollerin tanımı (Şekil 58):

|                   |                 |   |
|-------------------|-----------------|---|
| $M_{eğ}$          | Nmm             | Eğilme momenti                                |
| $b_1$             | mm              | Kesitin büyük eni (P1 tarafı)                 |
| $b_2$             | mm              | Kesitin küçük eni (P2 tarafı)                 |
| $h_1$             | mm              | Kesitin boyu, P1-P2 mesafesi                  |
| $W_{beğ}$         | mm <sup>3</sup> | Basma karşı koyma momenti                     |
| $W_{çeğ}$         | mm <sup>3</sup> | Çekme karşı koyma momenti                     |
| $a$               | mm              | P1 noktası ile kanca eksenine mesafesi        |
| $\eta_1$          | mm              | P1 noktası ile kesit ağırlık merkezi mesafesi |
| $\eta_2$          | mm              | P2 noktası ile kesit ağırlık merkezi mesafesi |
| $I_{AA}$          | mm <sup>4</sup> | Kesitin atalet (eylemsizlik) momenti          |
| $A_{AA}$          | mm <sup>2</sup> | Kesit alanı                                   |
| $F$               | N               | Kuvvet, Yük kuvveti                           |
| $\sigma_{çeğ}$    | MPa             | Çekme eğilme gerilmesi                        |
| $\sigma_{çe}$     | MPa             | Çekme gerilmesi                               |
| $\sigma_{beğ}$    | MPa             | Basma eğilme gerilmesi                        |
| $\sigma_{çe max}$ | MPa             | Maksimum çekme gerilmesi                      |
| $\sigma_{b max}$  | MPa             | Maksimum basma gerilmesi                      |
| $\sigma_{çEM}$    | MPa             | Emniyetli çekme mukavemeti                    |

### 1.1.5.1.1.3 Kanca kesiti "B-B" de gerilmeler

Kanca kesiti B-B de hesaplama A-A kesiti gibi yapılır. B-B kesiti çiftli kancada en tehlikeli kesittir. Burada sapan açısı  $\alpha$  teklî kancada  $\alpha = 120^\circ$  ve çiftli kancada  $\alpha = 90^\circ$  kabul edilir. Böylece kuvvet etkisinin en kötü durumu alınmış olur (Şekil 1.59).

Hesaplar aynen yapılır. Burada B-B kesitinde eğilme momenti:

$$M_{eğ} = \frac{F_x}{2} \cdot \left( \frac{a}{4} + \eta_3 \right) \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \quad F 36$$

Diğer taraftan değerler:

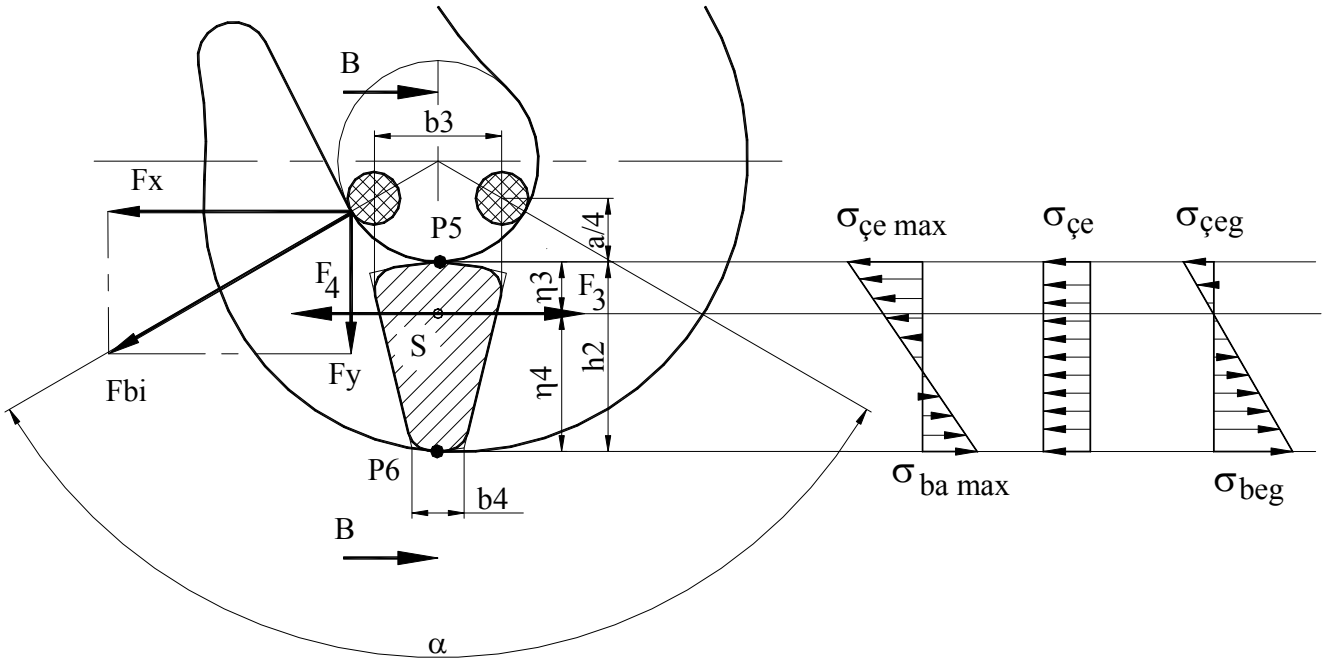
$$F_x = F_3 = F_4$$

$$F_y = F_{Yük}/2$$

$$F_x = \frac{F_{Yük}}{2} \cdot \tan \frac{\alpha}{2}$$

$\alpha/2=45^\circ$  ve  $\tan \alpha/2 = 1$

$$F_x = \frac{F_{Yük}}{2} \quad \text{olur.}$$



Şekil 1.59, Tekli kancada B-B kesiti

P5 noktasındaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{çeğ} = \frac{F_x}{W_{çeğ}} \cdot \left( \frac{a}{4} + \eta_3 \right) \cdot \tan(\alpha/2) \quad F 37$$

$$\sigma_{çeğ} = \frac{F_x \cdot \eta_3}{I_{BB}} \cdot \left( \frac{a}{4} + \eta_3 \right) \cdot \tan(\alpha/2) \quad F 38$$

$$I_{BB} = \frac{b_3^2 + 4 \cdot b_3 \cdot b_4 + b_4^2}{36 \cdot (b_3 + b_4)} \cdot h_2^3 \quad F 39$$

P5 noktasındaki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{beğ} = \frac{F_x}{W_{beğ}} \cdot \left( \frac{a}{4} + \eta_3 \right) \cdot \tan(\alpha/2) \quad F 40$$

$$\sigma_{beğ} = \frac{F_x \cdot \eta_4}{I_{BB}} \cdot \left( \frac{a}{4} + \eta_3 \right) \cdot \tan(\alpha/2) \quad F 41$$

Maksimum gerilmeler F 34 ve F 35 ile hesaplanır.

Kaba hesaplarda değerler hassas hesaplara nazaran  $\sigma_{bmax}$  değeri daha büyük,  $\sigma_{çemax}$  değeri daha küçük bulunur.

### 1.1.5.1.2 Kancanın hassas hesabı:

#### 1.1.5.1.2.1 Pratikte çizimle hesaplama

*Prof. Bach*'ın "*kıvrık çubuklar teorisi*" ne göre kesit kenarlarındaki gerilmeler şöyle gösterelim.

Tekli kancada A-A kesitindeki çekme kenar gerilmesi "P1" noktasında

$$\sigma_{çeP1} = \frac{F \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)^2}{Z} \cdot \frac{2 \cdot \eta_1}{a} \leq \sigma_{çeEM} \quad F(1.1)$$

Tekli kancada A-A kesitindeki basma kenar gerilmesi "P2" noktasında

$$\sigma_{bP1} = \frac{F \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)^2}{Z} \cdot \frac{\eta_2}{\frac{a}{2} + h_1} \leq \sigma_{bEM} \quad F(1.2)$$

Sembollerin tanımı (Şekil 58)

|                 |                 |   |
|-----------------|-----------------|---|
| $\sigma_{çeP1}$ | MPa             | P1 noktasındaki çekme gerilmesi                       |
| $\sigma_{bP2}$  | MPa             | P2 noktasındaki basma gerilmesi                       |
| $\sigma_{EM}$   | MPa             | Emniyetli mukavemet değeri                            |
| F               | N               | Kuvvet  |
| $\eta_1$        | mm              | Ağırlık merkezinin yakın kenara P1 noktasına mesafesi |
| $\eta_2$        | mm              | Ağırlık merkezinin uzak kenara P2 noktasına mesafesi  |
| Z               | mm <sup>3</sup> | Yardımcı katsayı                                      |

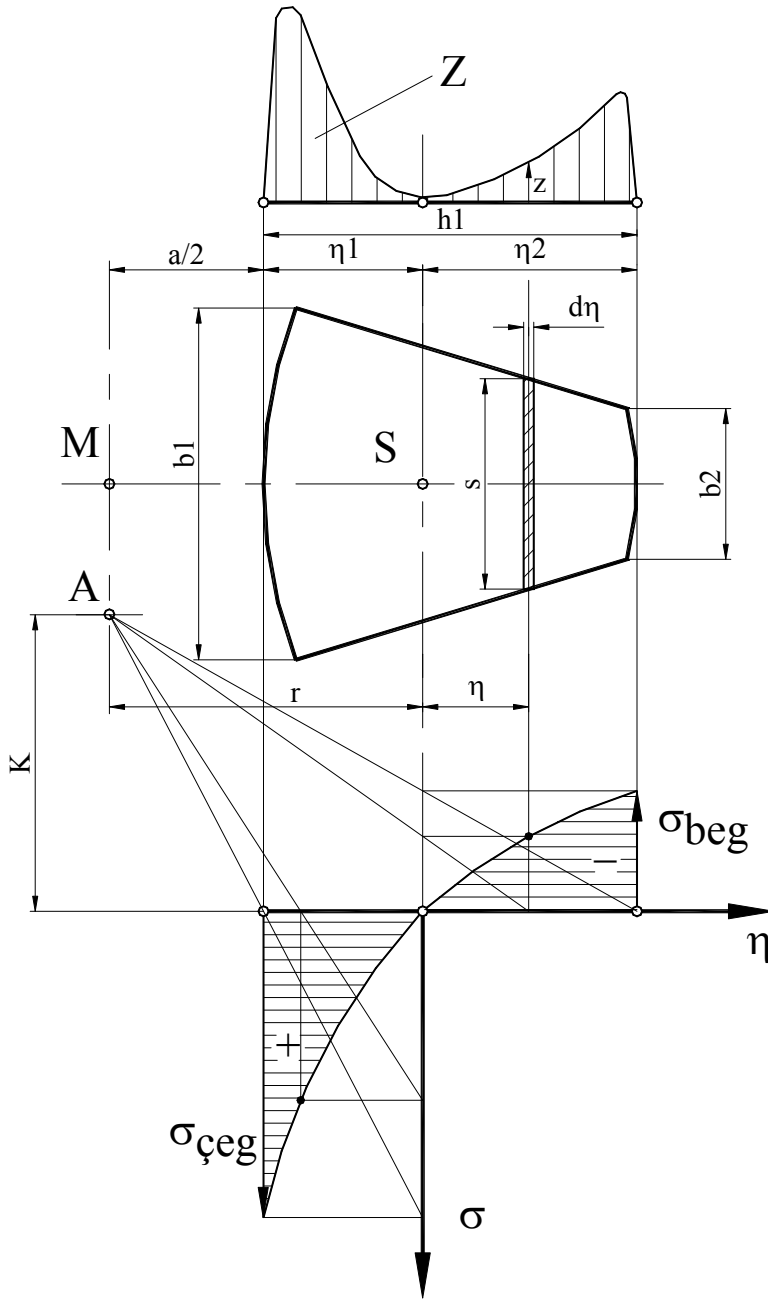
Yardımcı katsayısı "Z" nin değeri hemen hemen çizimle hesaplanır (bkz Şekil 1.60). Burada eğrinin alanını  $z = f(\eta)$  olarak hesaplırsak yardımcı katsayı Z nin değerini şu büyüklükte buluruz:

$$Z = \kappa \cdot A \cdot r^2 = \kappa \cdot A \cdot \left( \frac{a}{2} + \eta_1 \right)^2 \quad F(1.3)$$

Burada bulunan yardımcı katsayı Z yi F(1.1) ve F(1.2) da yerleştirirsek, tekli kancada A-A kesiti kenarlarındaki eğilmeden oluşan çekme ve basma gerilmelerini buluruz.

$$\sigma_{çeP1} = \frac{2 \cdot F \cdot \eta_1}{\kappa \cdot A \cdot a} \quad F(1.4)$$

$$\sigma_{bP1} = \frac{F}{\kappa \cdot A} \cdot \frac{\eta_2}{\frac{a}{2} + h_1} \quad F(1.5)$$



Şekil 1.60 deki değerler şu formüllerle hesaplanır:

$$z = \eta^2 \cdot s \cdot \frac{r}{r + \eta}$$

$$Z = \int z \cdot d\eta$$

$$K = \frac{F}{\kappa \cdot A}$$

Daire için "  $\kappa$  " nın hesabı:

$$\kappa_{dai} = \frac{1 - \lambda}{1 + \lambda}$$

$$\lambda = \sqrt{1 - (\eta_1 / r)^2}$$

Dörtgen için "  $\kappa$  " nın hesabı:

$$\kappa = \frac{r}{h_1} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot r + h_1}{2 \cdot r - h_1} \right) - 1$$

Şekil 1.60, Z ve  $\sigma = f(\eta)$  nın çizimle bulunuşu

Üçgen için "  $\kappa$  " nın hesabı:

$$\kappa = \frac{2 \cdot r}{b_1 \cdot h_1} \cdot \left[ \frac{b_1}{h_1} \cdot \left( \frac{2 \cdot h_1}{3} + r \right) \cdot \ln \frac{r + (2 \cdot h_1 / 3)}{r - (h_1 / 3)} - b_1 \right] - 1$$

Trapez için "  $\kappa$  " nın hesabı:

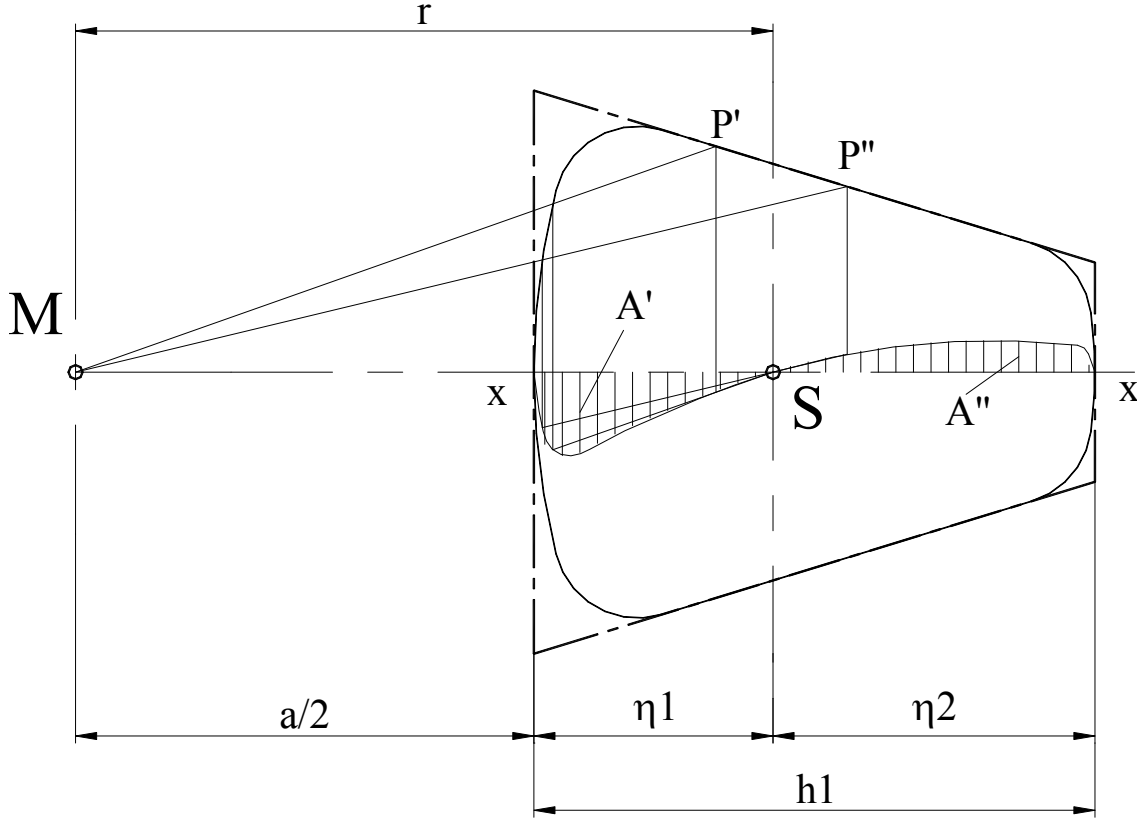
$$\kappa = \frac{2 \cdot r}{(b_1 + b_2) \cdot h_1} \cdot \left\{ \left[ b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h_1} \cdot (r + \eta_2) \right] \cdot \ln \frac{r + \eta_2}{r - \eta_1} - (b_1 - b_2) \right\} - 1$$

Kanca hesaplamasında çoğu kere "  $\kappa$  " değeri trapez kesit için şu integralin çizimle hesaplaması ile yapılır.

$$\kappa \cdot A = \int \frac{\eta}{r + \eta} \cdot dA$$

Bu integral değeri **Tolle** çizim yöntemiyle gayet kolaylıkla belirlenir.

**Tolle** çizim yöntemi bütün kesitlerde kullanılır. **Tolle** çizim yöntemi şu şekilde yapılır (Şekil 1.61):



Şekil 1.61,  $\kappa \cdot A$  nın **Tolle** yöntemiyle bulunması

Yardımcı eğri  $k(\eta)$  yı bulmak için M noktasından kesitin herhangi bir kenar noktası P' veya P'' noktaları birleştirilir. P' veya P'' noktasından x-x eksenine dikler inilir. MP' doğrusuna S noktasından paralel çizilir. Bu paralelin dikmeleri kestiği nokta aranan yardımcı eğri  $k(\eta)$  nin noktalarıdır.

Aranan değer  $\kappa \cdot A$  şu formülle bulunur:

$$\kappa \cdot A = 2 \cdot (A' - A'')$$

F 42

|       |               |   |
|-------|---------------|---|
| $A'$  | $\text{mm}^2$ | $k(\eta)$ nın $\eta_1$ mesafesinde x-x arasındaki alanı |
| $A''$ | $\text{mm}^2$ | $k(\eta)$ nın $\eta_2$ mesafesinde x-x arasındaki alanı |

Kesit kenar noktalarındaki gerilmeler bulunduktan sonra kesitteki gerilme hiperbolünün konstrüksiyonu şu şekilde yapılır (Şekil 1.60).

A hiperbolün asimtotlarının kesişme noktasıdır. A'nın  $\eta$  eksenine mesafesi K, s eksenine mesafesi r kadardır. Hiperbolün herhangi bir noktasını bulmak için A noktasından eksenleri kesen herhangi bir doğru çizilir. Bu doğrunun eksenleri kestiği noktalardan çizilen dikmelerin kesişme noktaları hiperbolün noktasını verir.

Böylece bulunan nokta kesitte  $\eta$  uzaklığının gerilmesi  $\sigma_{y1}$  verir (Şekil 1.60).

#### 1.1.5.1.2.2 Analitik hesaplama

Analitik hesaplama DIN 15400 (Stan 8), Dubbel ve Ernst, H. (Lit 2) de verildiği gibi şu formüllerle hesaplanır.

Tekli kancada A-A kesitindeki çekme kenar gerilmesi için "P1"

$$\sigma_{\zeta e} = \frac{F \cdot \rho}{Z} \cdot \frac{\eta_1}{\rho - \eta_1} \quad F 43$$

Tekli kancada A-A kesitindeki basma kenar gerilmesi için "P2"

$$\sigma_{Ba} = \frac{F \cdot \rho}{Z} \cdot \frac{\eta_2}{\rho + \eta_2} \quad F 44$$

Çiftli kancada formül aynı kalır. Burada yegane değişiklik kanca çift ağızlı olduğu ve en kötü sapan açısı  $90^\circ$  alınacağından kuvvetin yarılanması gerekmektedir. Böylece:

Çiftli kancada A-A kesitindeki çekme kenar gerilmesi için "P1"

$$\sigma_{\zeta e} = \frac{F \cdot \rho}{2 \cdot Z} \cdot \frac{\eta_1}{\rho - \eta_1} \quad F 45$$

Çiftli kancada A-A kesitindeki basma kenar gerilmesi için "P2"

$$\sigma_{Ba} = \frac{F \cdot \rho}{2 \cdot Z} \cdot \frac{\eta_2}{\rho + \eta_2} \quad F 46$$

|                    |     |  |
|--------------------|-----|--|
| $\sigma_{\zeta e}$ | MPa | Çekme gerilmesi                                  |
| $\sigma_{Ba}$      | MPa | Basma gerilmesi                                  |
| F                  | N   | Kuvvet   |
| $\rho$             | mm  | Ağırlık merkezinin kuvvet eksenine mesafesi      |
| $\eta_1$           | mm  | Ağırlık merkezinin yakın kenara mesafesi         |
| $\eta_2$           | mm  | Ağırlık merkezinin uzak kenara mesafesi          |
| Z                  | mm  | Prof. E. Röttscher e göre ile hesaplanan katsayı |

Prof. E. Röttscher e göre hesaplanan katsayı (Stan 8)

$$Z = \int_{-\eta_1}^{+\eta_2} \frac{x^2 \cdot s}{\rho + x} \cdot dx \quad F 47$$

|                    |     |                 |
|--------------------|-----|-----------------|
| $\sigma_{\zeta e}$ | MPa | Çekme gerilmesi |
| $\sigma_{Ba}$      | MPa | Basma gerilmesi |
| F                  | N   | Kuvvet          |

#### 1.1.5.2 En küçük kesitteki çekme gerilmesi

En küçük kesitteki çekme gerilmesi için kanca şaftının en küçük kesitindeki çekme gerilmesi hesaplanır. Vidali kanca bağlantısında bu kesit dış dibi çapından biraz daha küçük olan (dış dibi çentik etkisinden kurtulmak için, bkz **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) çap alınır. Burada hesaplanan gerilme aşağı yukarı dış dibindeki gerilme eşittir "P3 veya P4".

$$\sigma_{\text{Şa}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_4^2}$$

F 48

|                      |     |                          |
|----------------------|-----|--------------------------|
| $\sigma_{\text{Şa}}$ | MPa | Şafttaki çekme gerilmesi |
| F                    | N   | Kuvvet                   |
| $d_4$                | mm  | En küçük şaft çapı       |

Burada bulunan gerilme büyüklüğü kanca malzemesinin çekmeye karşı devamlı mukavemet değeri ile karşılaştırılır.

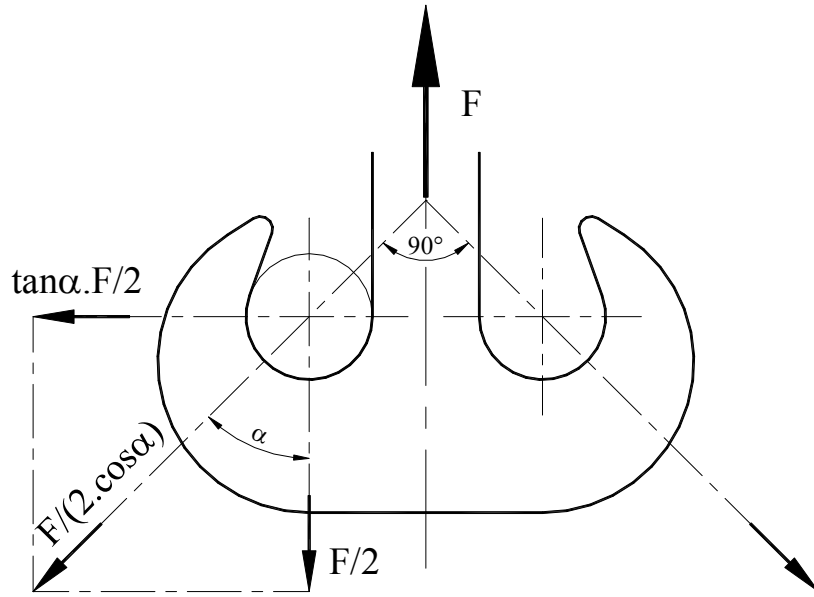
### 1.1.5.3 İlk vida dışındaki veya kritik kesme gerilmesi

Bu hesaplamada emniyetli kabullere göre yapılır. Birinci olarak vidanın ilk dişi tam kuvvetin yarısını karşıladığı kabul edilir. İkinci olarak kesmeye maruz kalan dişin yüksekliği yarım hatve (adım) kabul edilir. İlk vida dışındaki gerilme "P4" noktasında bulunur. Böylece kesme gerilmesi formülü;

$$\tau_k = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_3 \cdot P}$$

F 49

|          |     |   |
|----------|-----|---|
| $\tau_k$ | MPa | Şafttaki en büyük kesme gerilmesi           |
| F        | N   | Kuvvet                                      |
| $d_3$    | mm  | Diş dibi çapı veya en küçük şaft çapı       |
| P        | mm  | Hatve veya kesmeye maruz kesitin yüksekliği |



Şekil 62, Tekli ve çiftli kancada kuvvet analizi

Yukarıda yapılan hesaplarda hesaplarda kuvvet F/2 olarak alınmıştır. Bu kabulün analizi Şekil 62 ile görülmektedir. Kabule göre kuvvet 90° lik açıyla kancayı zorlamaktadır ve buradanda " α " açısı 45° olarak ortaya çıkar.

Eğilmeye zorlayan kuvvet  $\tan \alpha \cdot F/2$  değeri " α " açısı 45° olduğunda 45° derecenin tanjat değeri 1 dir ve bunun sonucu:

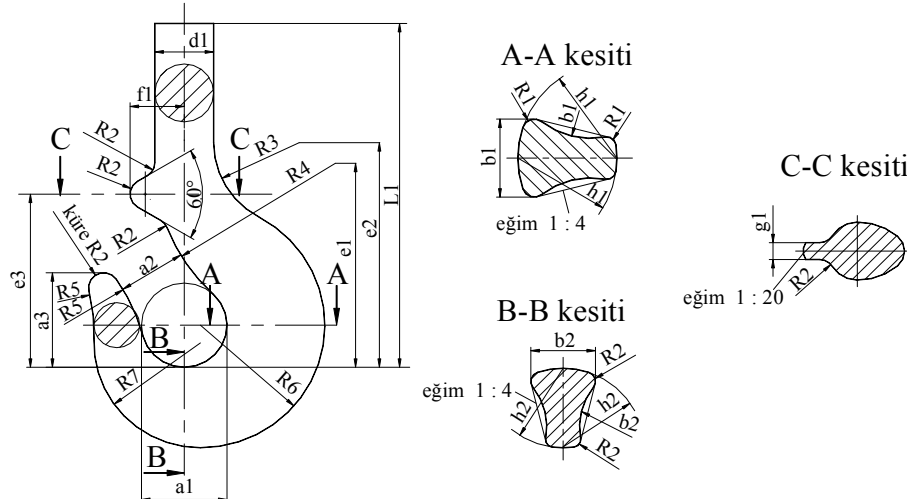
$$\tan \alpha \cdot F/2 = F/2$$

olarak bulunur.

DIN de standartlaştırılmış dövme kancaların yanında kullanılan özel kancaların en önemlisi lamalı kancalardır. Bu kancalar DIN 15407 de ve literatürde görülebilir.

## 1.1.5.3.1 Kancalar için standart tabloları

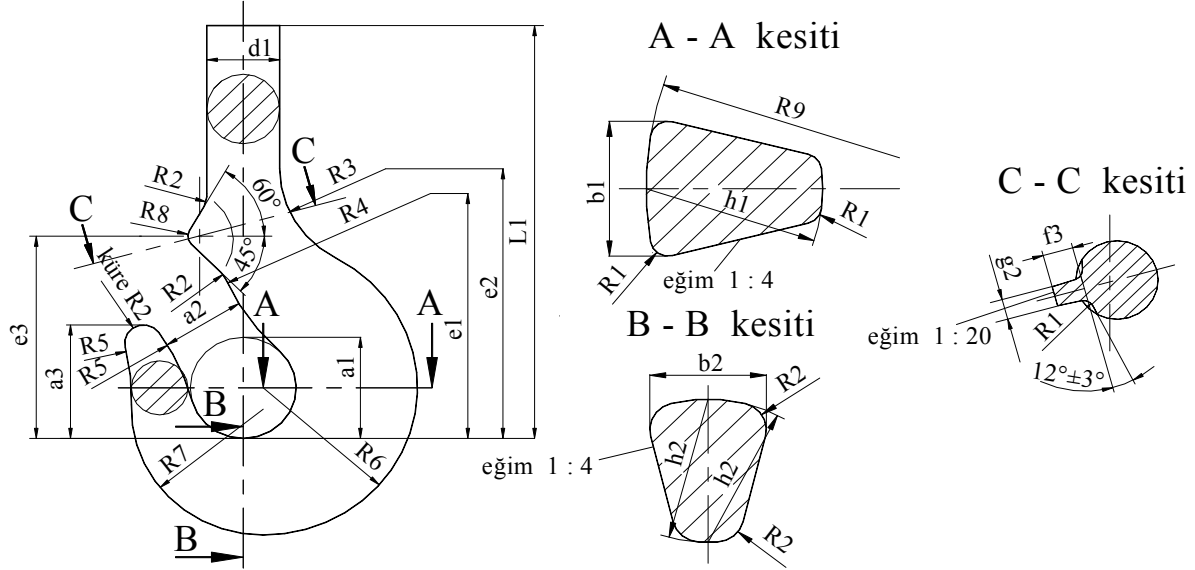
Tablo 10, Kalıpta dövme tekli kancalar, ham "RSN" (Stan 9)



Şekil 63, Kalıpta dövme tekli kancalar, ham "RSN"

|           | 006  | 010  | 012 | 020 | 025 | 04  | 05   | 08  | 1    | 1,6 | 2,5 | 4   | 5   | 6   | 8   | Toleranslar            |                 |         |         |
|-----------|------|------|-----|-----|-----|-----|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------------------------|-----------------|---------|---------|
| <b>a1</b> | 25   | 28   | 30  | 34  | 36  | 40  | 43   | 48  | 50   | 56  | 63  | 71  | 80  | 90  | 100 | + 2 / 0                | + 3 / 0         | + 4 / 0 | + 5 / 0 |
| <b>a2</b> | 20   | 22   | 24  | 27  | 28  | 32  | 34   | 38  | 40   | 45  | 50  | 56  | 63  | 71  | 80  |                        |                 |         |         |
| <b>a3</b> | 28   | 32   | 34  | 39  | 41  | 45  | 49   | 54  | 57   | 64  | 72  | 80  | 90  | 101 | 113 |                        |                 |         |         |
| <b>b1</b> | 13   | 16   | 19  | 21  | 22  | 27  | 29   | 35  | 38   | 45  | 53  | 63  | 71  | 80  | 90  |                        |                 |         |         |
| <b>b2</b> | 11   | 13   | 15  | 18  | 19  | 22  | 24   | 29  | 32   | 38  | 45  | 53  | 60  | 67  | 75  |                        |                 |         |         |
| <b>d1</b> | 14   | 16   | 16  | 20  | 20  | 24  | 24   | 30  | 30   | 36  | 42  | 48  | 53  | 60  | 67  |                        |                 |         |         |
| <b>e1</b> | 60   | 67   | 71  | 81  | 85  | 96  | 102  | 115 | 120  | 135 | 152 | 172 | 194 | 218 | 242 |                        |                 |         |         |
| <b>e2</b> | 60   | 68   | 73  | 82  | 88  | 100 | 108  | 120 | 128  | 146 | 167 | 190 | 215 | 240 | 268 |                        |                 |         |         |
| <b>e3</b> | 52   | 60   | 63  | 70  | 74  | 83  | 89   | 100 | 105  | 118 | 132 | 148 | 165 | 185 | 210 |                        |                 |         |         |
| <b>h1</b> | 17   | 20   | 22  | 26  | 28  | 34  | 37   | 44  | 48   | 56  | 67  | 80  | 90  | 100 | 112 |                        |                 |         |         |
| <b>h2</b> | 14   | 17   | 19  | 22  | 24  | 29  | 31   | 37  | 40   | 48  | 58  | 67  | 75  | 85  | 05  |                        |                 |         |         |
| <b>L1</b> | 100  | 109  | 115 | 138 | 144 | 155 | 167  | 186 | 197  | 224 | 253 | 285 | 318 | 374 | 408 | + 1 / 0                | + 1 / 0         | + 2 / 0 | + 2 / 0 |
| <b>f1</b> | 14,5 | 16,5 | 18  | 20  | 22  | 25  | 26   | 29  | 31   | 35  | 40  | 45  | 51  | 57  | 64  |                        |                 |         |         |
| <b>g1</b> | 6,5  | 7    | 7,5 | 8,5 | 9   | 10  | 10,5 | 12  | 12,5 | 14  | 16  | 16  | 18  | 18  | 23  |                        |                 |         |         |
| <b>r1</b> | 2    | 2    | 2,5 | 2,5 | 3   | 3,5 | 4    | 4,5 | 5    | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  |                        |                 |         |         |
| <b>r2</b> | 3    | 3,5  | 4   | 4,5 | 5   | 5,5 | 6    | 7   | 8    | 9   | 10  | 12  | 14  | 16  | 18  |                        |                 |         |         |
| <b>r3</b> | 32   | 35   | 37  | 40  | 43  | 46  | 48   | 52  | 55   | 60  | 65  | 71  | 80  | 90  | 100 |                        |                 |         |         |
| <b>r4</b> | 53   | 60   | 63  | 71  | 75  | 85  | 90   | 100 | 106  | 118 | 132 | 150 | 170 | 190 | 212 |                        |                 |         |         |
| <b>r5</b> | 53   | 60   | 63  | 71  | 75  | 85  | 90   | 100 | 106  | 118 | 132 | 150 | 170 | 190 | 212 |                        |                 |         |         |
| <b>r6</b> | 27   | 31   | 34  | 39  | 42  | 49  | 53   | 61  | 65   | 76  | 90  | 103 | 114 | 131 | 146 |                        |                 |         |         |
| <b>r7</b> | 26   | 30   | 33  | 37  | 40  | 45  | 48   | 56  | 60   | 68  | 78  | 90  | 100 | 112 | 125 |                        |                 |         |         |
| <b>r9</b> | 34   | 40   | 44  | 52  | 56  | 68  | 74   | 88  | 96   | 112 | 134 | 160 | 180 | 200 | 224 |                        |                 |         |         |
|           |      |      |     |     |     |     |      |     |      |     |     |     |     |     |     | 006-010-012-020-025-04 | 05-08-1-1,6-2,5 | 4 - 5   | 6 - 8   |

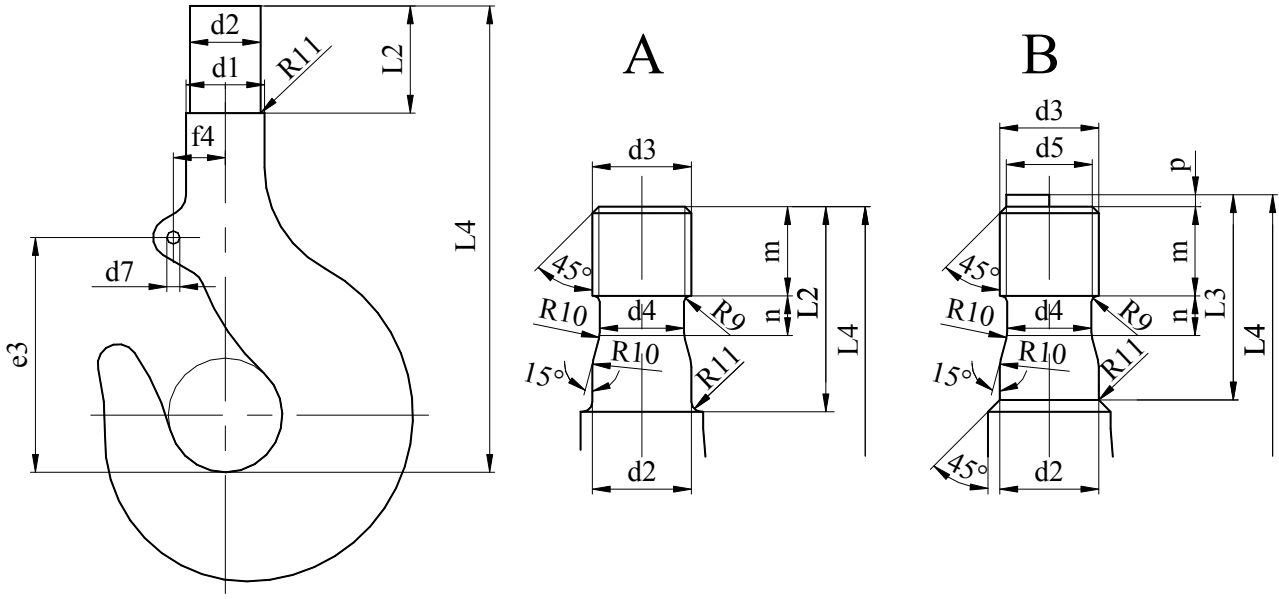
Tablo 11, Serbest dövme tekli kancalar, ham "RFN" (Stan 9)



Şekil 64, Serbest dövme tekli kancalar, ham "RFN"

|    | 6   | 8   | 10  | 12  | 16  | 20  | 25  | 32  | 40  | 50  | 63   | 80   | Toleranslar |       |       |       |       |
|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|-------------|-------|-------|-------|-------|
|    |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |      |      | +8/0        | +10/0 | +12/0 | +16/0 | +20/0 |
| a1 | 90  | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 224 | 250 | 280  | 315  | +8/0        | +10/0 | +12/0 | +16/0 | +20/0 |
| a2 | 71  | 80  | 90  | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 224  | 250  |             |       |       |       |       |
| a3 | 101 | 113 | 127 | 143 | 160 | 180 | 202 | 225 | 252 | 285 | 320  | 358  | ±6          | ±8    | ±10   | ±12   | ±16   |
| b1 | 80  | 90  | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 224 | 250  | 280  | +10/0       | +12/0 | +16/0 | +20/0 | +25/0 |
| b2 | 67  | 75  | 85  | 95  | 106 | 118 | 132 | 150 | 170 | 190 | 212  | 236  |             |       |       |       |       |
| d1 | 60  | 67  | 75  | 85  | 95  | 106 | 118 | 132 | 150 | 170 | 190  | 212  | +8/0        | +10/0 | +12/0 | +16/0 | +20/0 |
| e1 | 218 | 242 | 256 | 292 | 325 | 370 | 415 | 465 | 517 | 575 | 655  | 727  | -           | -     | -     | -     | -     |
| e2 | 240 | 268 | 286 | 316 | 357 | 405 | 455 | 510 | 567 | 635 | 710  | 802  | -           | -     | -     | -     | -     |
| e3 | 180 | 205 | 221 | 252 | 280 | 330 | 360 | 400 | 447 | 485 | 550  | 598  | ±6          | ±8    | ±10   | ±12   | ±16   |
| f2 | 37  | 44  | 46  | 53  | 58  | 68  | 74  | 80  | 93  | 100 | 108  | 113  |             |       |       |       |       |
| f3 | 22  | 26  | 26  | 34  | 35  | 45  | 45  | 45  | 55  | 55  | 60   | 60   | +3/0        | +4/0  | +5/0  | +6/0  | +8/0  |
| g2 | 20  | 25  | 25  | 30  | 35  | 35  | 40  | 440 | 45  | 45  | 50   | 50   |             |       |       |       |       |
| h1 | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 224 | 250 | 280 | 315  | 355  | +12/0       | +16/0 | +20/0 | +24/0 | +32/0 |
| h2 | 85  | 05  | 106 | 118 | 132 | 150 | 170 | 190 | 212 | 236 | 265  | 300  |             |       |       |       |       |
| L1 | 374 | 408 | 460 | 525 | 595 | 665 | 735 | 810 | 905 | 990 | 1120 | 1270 |             |       |       |       |       |
| r1 | 10  | 11  | 12  | 14  | 16  | 18  | 20  | 22  | 25  | 28  | 32   | 36   |             |       |       |       |       |
| r2 | 16  | 18  | 20  | 22  | 25  | 28  | 32  | 36  | 40  | 45  | 50   | 56   |             |       |       |       |       |
| r3 | 90  | 100 | 65  | 70  | 80  | 90  | 100 | 115 | 130 | 150 | 160  | 180  |             |       |       |       |       |
| r4 | 190 | 212 | 165 | 185 | 210 | 240 | 270 | 300 | 335 | 370 | 420  | 470  |             |       |       |       |       |
| r5 | 190 | 212 | 236 | 265 | 300 | 335 | 375 | 425 | 475 | 530 | 600  | 670  |             |       |       |       |       |
| r6 | 131 | 146 | 163 | 182 | 204 | 232 | 262 | 292 | 326 | 363 | 408  | 460  |             |       |       |       |       |
| r7 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 224 | 250 | 280 | 315 | 355  | 400  |             |       |       |       |       |
| r8 | 10  | 12  | 12  | 16  | 16  | 20  | 20  | 20  | 25  | 25  | 25   | 25   |             |       |       |       |       |
| r9 | 200 | 224 | 250 | 280 | 320 | 360 | 400 | 448 | 500 | 560 | 630  | 710  |             |       |       |       |       |

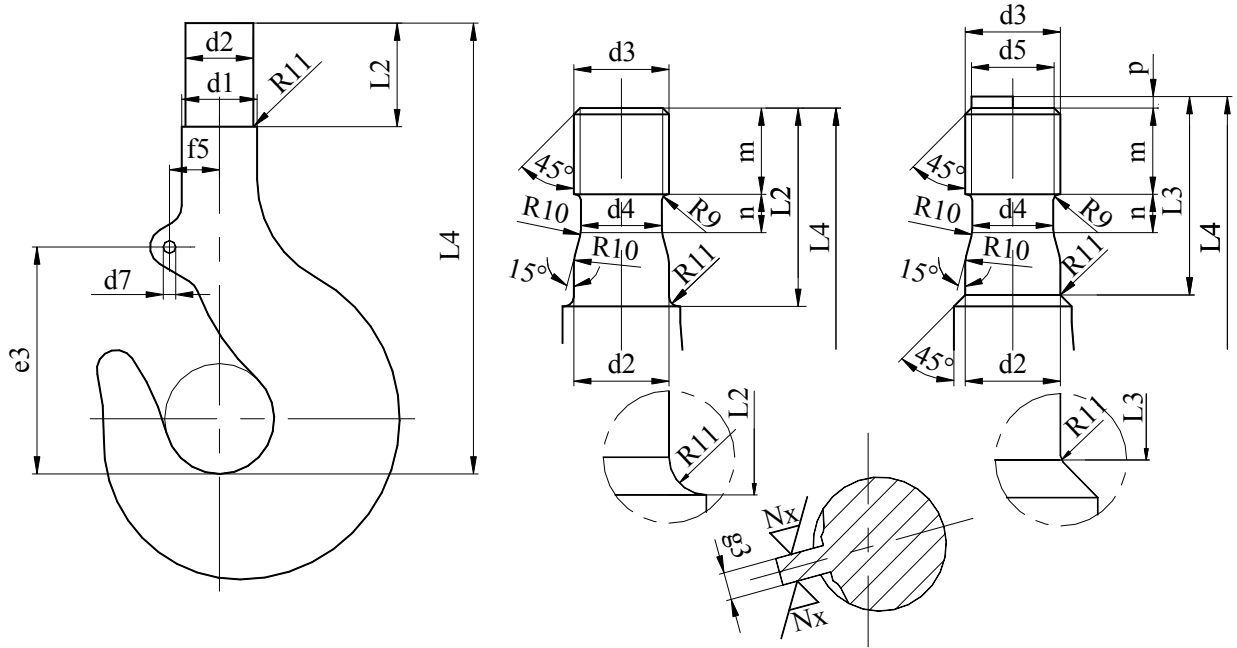
Tablo 12, Kalıpta dövme tekli kancaların şaft işleme (Stan 10)



Şekil 65, Kalıpta dövme tekli kancaların şaft işleme

|     | d1 | d2 | d3      | d4   | d5   | d7   | e3  | f4   | L2   | L3  | L4    | m  | n   | p  | R9  | R10 | R11 |
|-----|----|----|---------|------|------|------|-----|------|------|-----|-------|----|-----|----|-----|-----|-----|
| 006 | 14 | 10 | M 10    | 7,5  | –    | 3,2  | 52  | 11,5 | 30,5 | –   | 97,5  | 9  | 4,5 | –  | 1   | 2,5 | 2   |
| 010 | 16 | 12 | M 12    | 9    | –    | 3,2  | 60  | 13   | 32,5 | –   | 106   | 11 | 5   | –  | 1,2 | 3   | 2   |
| 012 | 16 | 12 | M 12    | 9    | –    | 3,2  | 63  | 14   | 32,5 | –   | 112   | 11 | 5   | –  | 1,2 | 3   | 2   |
| 020 | 20 | 16 | M 16    | 12,5 | –    | 4,2  | 70  | 16   | 41,5 | –   | 135,5 | 15 | 6   | –  | 1,2 | 3   | 2   |
| 025 | 20 | 16 | M 16    | 12,5 | –    | 4,2  | 74  | 17   | 41,5 | –   | 141,5 | 15 | 6   | –  | 1,2 | 3   | 2   |
| 04  | 24 | 20 | M 20    | 16   | –    | 5,2  | 83  | 19   | 46   | –   | 152,5 | 18 | 7,5 | –  | 1,6 | 4   | 2   |
| 05  | 24 | 20 | M 20    | 16   | –    | 5,2  | 89  | 20   | 46   | –   | 164   | 18 | 7,5 | –  | 1,6 | 4   | 2   |
| 08  | 30 | 24 | M 24    | 19,5 | –    | 6,2  | 100 | 22   | 55   | –   | 183   | 22 | 9   | –  | 2   | 5   | 3   |
| 1   | 30 | 24 | M 24    | 19,5 | –    | 6,2  | 105 | 23   | 55   | –   | 194   | 22 | 9   | –  | 2   | 8   | 3   |
| 1,6 | 36 | 30 | M 30    | 24,5 | –    | 6,2  | 118 | 26   | 68   | –   | 221   | 27 | 10  | –  | 2   | 10  | 3   |
| 2,5 | 42 | 36 | M 36    | 30   | –    | 10,2 | 132 | 30   | 83   | –   | 250   | 32 | 10  | –  | 2   | 10  | 3   |
| 4   | 48 | 42 | M 42    | 35,5 | –    | 10,2 | 148 | 33   | 93   | –   | 281,5 | 36 | 15  | –  | 3   | 10  | 3   |
| 5   | 53 | 45 | M 45    | 38,5 | –    | 10,2 | 165 | 37   | 103  | –   | 314,5 | 40 | 15  | –  | 3   | 10  | 3   |
| 6   | 60 | 50 | Rd 50x6 | 42   | 43,4 | 10,2 | 185 | 41   | 121  | 112 | 370   | 45 | 20  | 10 | 4   | 14  | 3   |
| 8   | 67 | 56 | Rd 56x6 | 48   | 49,4 | 12,2 | 210 | 46   | 133  | 121 | 404,5 | 50 | 20  | 10 | 4   | 16  | 3   |

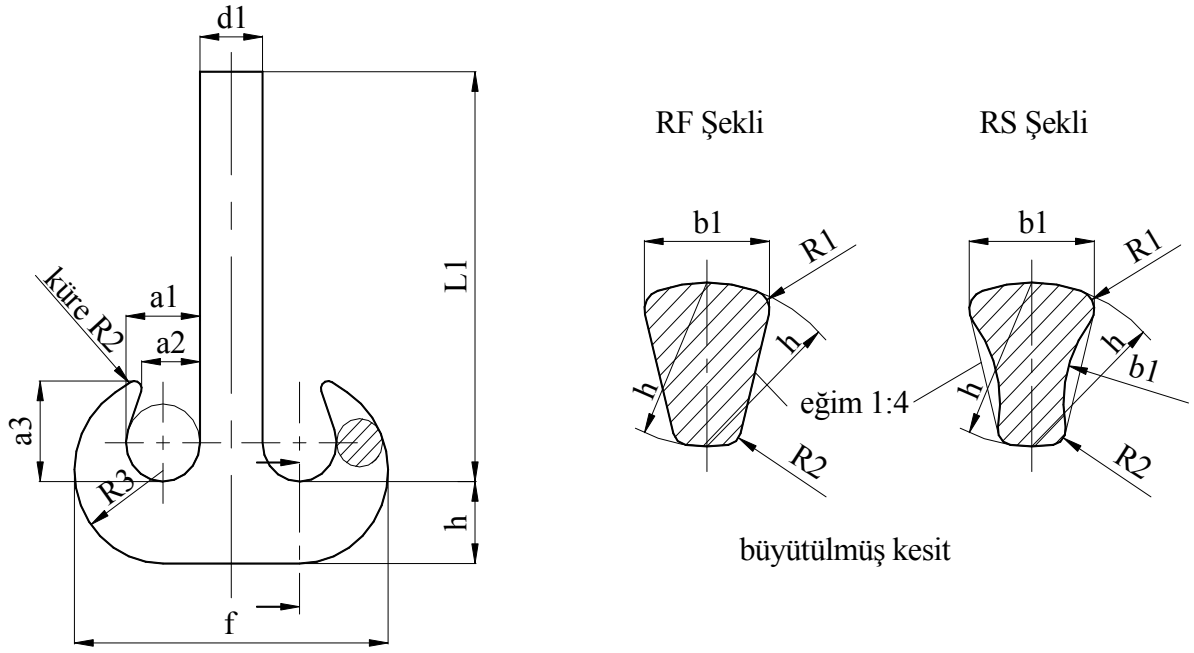
Tablo 13, Serbest dövme tekli kancaların şaft işleme (Stan 10)



Şekil 66, Serbest dövme tekli kancaların şaft işleme

|    | d1  | d2  | d3         | d4  | d5    | d7   | e3  | f5 | g3 | L3  | L4   | m   | n  | p  | R9 | R10 | R11 |
|----|-----|-----|------------|-----|-------|------|-----|----|----|-----|------|-----|----|----|----|-----|-----|
| 6  | 60  | 50  | Rd 50 x 6  | 42  | 43,4  | 10,2 | 180 | 27 | 18 | 112 | 375  | 45  | 20 | 10 | 4  | 14  | 3   |
| 8  | 67  | 56  | Rd 56 x 6  | 48  | 49,4  | 12,2 | 205 | 32 | 23 | 122 | 413  | 50  | 20 | 10 | 4  | 16  | 3   |
| 10 | 75  | 64  | Rd 64 x 8  | 54  | 55,2  | 12,2 | 221 | 34 | 23 | 135 | 446  | 56  | 25 | 10 | 4  | 18  | 3   |
| 12 | 85  | 72  | Rd 72 x 8  | 62  | 63,2  | 16,2 | 252 | 37 | 28 | 157 | 505  | 63  | 25 | 12 | 4  | 20  | 3   |
| 16 | 95  | 80  | Rd 80 x 10 | 68  | 69    | 16,2 | 280 | 42 | 33 | 170 | 576  | 71  | 30 | 12 | 6  | 22  | 3   |
| 20 | 106 | 90  | Rd 90 x 10 | 78  | 79    | 20,2 | 330 | 48 | 33 | 187 | 645  | 80  | 30 | 12 | 6  | 25  | 3   |
| 25 | 118 | 100 | Rd 100x12  | 85  | 86,8  | 20,2 | 360 | 54 | 38 | 207 | 716  | 90  | 40 | 12 | 6  | 28  | 3   |
| 32 | 132 | 110 | Rd 110x12  | 95  | 96,8  | 20,2 | 400 | 60 | 38 | 232 | 788  | 100 | 40 | 12 | 6  | 32  | 3   |
| 40 | 150 | 125 | Rd 125x14  | 108 | 109,6 | 25,3 | 447 | 68 | 42 | 257 | 885  | 112 | 45 | 12 | 8  | 36  | 3   |
| 50 | 170 | 140 | Rd 140x16  | 120 | 122,4 | 25,3 | 485 | 75 | 42 | 280 | 969  | 125 | 50 | 12 | 10 | 40  | 5   |
| 63 | 190 | 160 | Rd 160x18  | 138 | 140,2 | 25,3 | 530 | 83 | 45 | 322 | 1100 | 145 | 55 | 12 | 10 | 45  | 5   |
| 80 | 212 | 180 | Rd 180x20  | 156 | 158   | 25,3 | 598 | 88 | 45 | 357 | 1245 | 160 | 60 | 12 | 12 | 50  | 5   |

Tablo 14, Kalıpta ve Serbest dövme çiftli kancalar, ham "RF ve RS" (Stan 11)



Şekil 67, Kalıpta ve Serbest dövme çiftli kancalar, ham "RF ve RS"

|            | a1  | a2  | a3  | b1  | d1  | f    | h   | L1   | r1   | r2   | r3  | kg   |           |
|------------|-----|-----|-----|-----|-----|------|-----|------|------|------|-----|------|-----------|
| <b>05</b>  | 34  | 27  | 44  | 22  | 24  | 130  | 27  | 165  | 3    | 3    | 36  | 1,8  | <b>RF</b> |
| <b>08</b>  | 38  | 30  | 49  | 26  | 30  | 150  | 33  | 180  | 4    | 3    | 41  | 2,5  |           |
| <b>1</b>   | 40  | 32  | 52  | 28  | 30  | 158  | 36  | 195  | 4    | 3,5  | 44  | 3,5  |           |
| <b>1,6</b> | 45  | 36  | 59  | 34  | 36  | 183  | 43  | 225  | 5    | 4    | 51  | 5    |           |
| <b>2,5</b> | 50  | 40  | 65  | 40  | 42  | 208  | 50  | 270  | 6    | 4,5  | 58  | 6,5  |           |
| <b>4</b>   | 56  | 45  | 73  | 48  | 48  | 238  | 60  | 300  | 7    | 5,5  | 67  | 9    |           |
| <b>5</b>   | 63  | 50  | 82  | 53  | 53  | 266  | 67  | 335  | 8    | 6,5  | 75  | 12,5 |           |
| <b>6</b>   | 71  | 56  | 92  | 60  | 60  | 301  | 75  | 375  | 9    | 7    | 85  | 15,5 | 18        |
| <b>8</b>   | 80  | 63  | 103 | 67  | 67  | 337  | 85  | 415  | 10   | 8    | 95  | 24   | 25        |
| <b>10</b>  | 90  | 71  | 116 | 75  | 75  | 377  | 95  | 450  | 11   | 9    | 106 |      | 35        |
| <b>12</b>  | 100 | 80  | 130 | 85  | 85  | 421  | 106 | 510  | 12,5 | 10   | 118 |      | 49        |
| <b>16</b>  | 112 | 90  | 146 | 95  | 95  | 471  | 118 | 580  | 14   | 11   | 132 |      | 69        |
| <b>20</b>  | 125 | 100 | 163 | 106 | 106 | 531  | 132 | 650  | 16   | 12,5 | 150 |      | 97        |
| <b>25</b>  | 140 | 112 | 182 | 118 | 118 | 598  | 150 | 715  | 18   | 14   | 170 |      | 135       |
| <b>32</b>  | 160 | 125 | 205 | 132 | 132 | 672  | 170 | 790  | 20   | 16   | 190 |      | 193       |
| <b>40</b>  | 180 | 140 | 230 | 150 | 150 | 754  | 190 | 885  | 22   | 18   | 212 |      | 280       |
| <b>50</b>  | 200 | 160 | 260 | 170 | 170 | 842  | 212 | 965  | 25   | 20   | 236 |      | 388       |
| <b>63</b>  | 224 | 180 | 292 | 190 | 190 | 944  | 236 | 1090 | 28   | 22   | 265 |      | 539       |
| <b>80</b>  | 250 | 200 | 325 | 212 | 212 | 1062 | 265 | 1235 | 32   | 25   | 300 |      | 750       |

Tablo 15, Kalıpta dövme çiftli kancaların ölçü toleransları, (Stan 11)

| Ölçülerin toleransları |    |    |    |    |   |   |    | Çiftli Kancaların Numaraları |    |   |     |     |  |  |  |
|------------------------|----|----|----|----|---|---|----|------------------------------|----|---|-----|-----|--|--|--|
| a1                     | a2 | a3 | b1 | d1 | f | h | L1 |                              |    |   |     |     |  |  |  |
| +2 / 0                 |    |    |    |    |   |   |    | 05                           | 08 | 1 | 1,6 | 2,5 |  |  |  |
| +4 / 0                 |    |    |    |    |   |   |    | 4                            | 5  |   |     |     |  |  |  |
| +5 / 0                 |    |    |    |    |   |   |    | 6                            | 8  |   |     |     |  |  |  |

Tablo 16, Serbest dövme çiftli kancaların ölçü toleransları, (Stan 11)

| Ölçülerin toleransları |    |      |       |       |          |    | Çiftli Kancaların Numaraları |     |     |  |
|------------------------|----|------|-------|-------|----------|----|------------------------------|-----|-----|--|
| a1                     | a2 | a3   | b1    | d1    | h        | L1 |                              |     |     |  |
| + 8 / 0                |    | ± 6  | +10/0 | +8/0  | + 12 / 0 |    | 6                            | 8   |     |  |
| + 10 / 0               |    | ± 8  | +12/0 | +10/0 | + 16 / 0 |    | 10                           | 12  | 16  |  |
| + 12 / 0               |    | ± 10 | +16/0 | +12/0 | + 20 / 0 |    | 20                           | 25  | 32  |  |
| + 16 / 0               |    | ± 12 | +20/0 | +16/0 | + 24 / 0 |    | 40                           | 50  | 63  |  |
| + 20 / 0               |    | ± 16 | +25/0 | +20/0 | + 32 / 0 |    | 80                           | 100 | 125 |  |

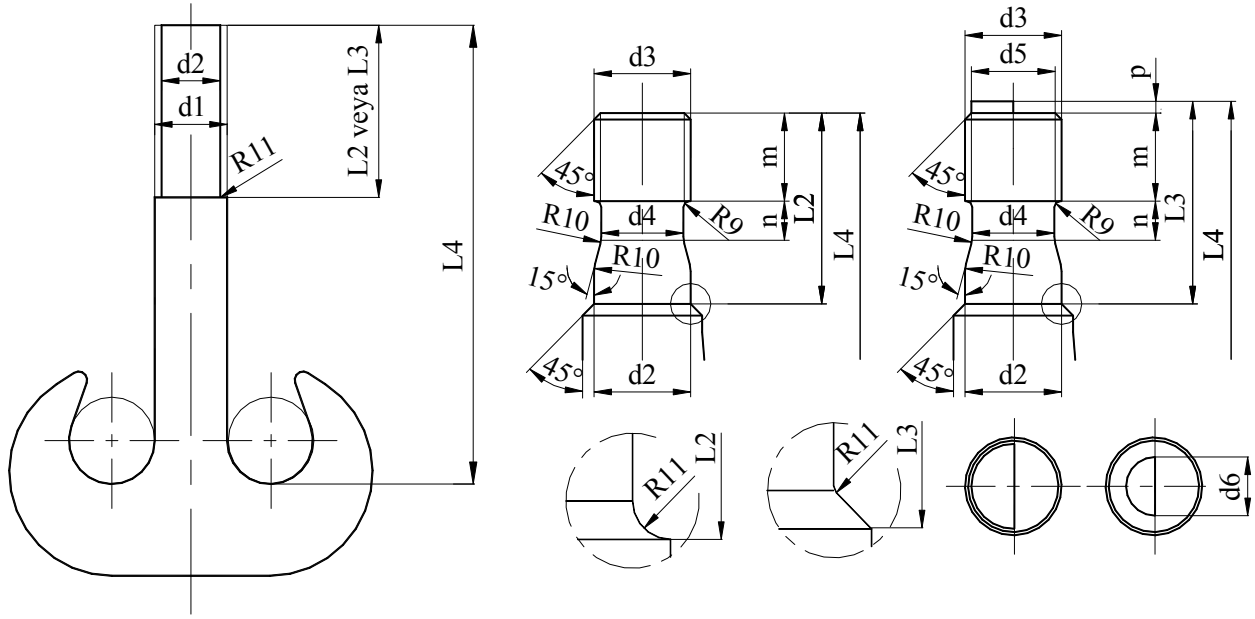
Yuvarlak dişli vida ve normal metrik vida ile kancayı kanca traversine bağlama DIN standartının teklifidir. Bu teklife alternatif olarak vidasız bir konstrüksiyon aşağıda verilmiştir. Seçim konstrüktöre bırakılır.



Şekil 68, Kanca bloğu

Kaynak: [www.goma-gmbh.de](http://www.goma-gmbh.de)

Tablo 17, Çiftli kaca, Şekil 69, Detay B (Stan 12)



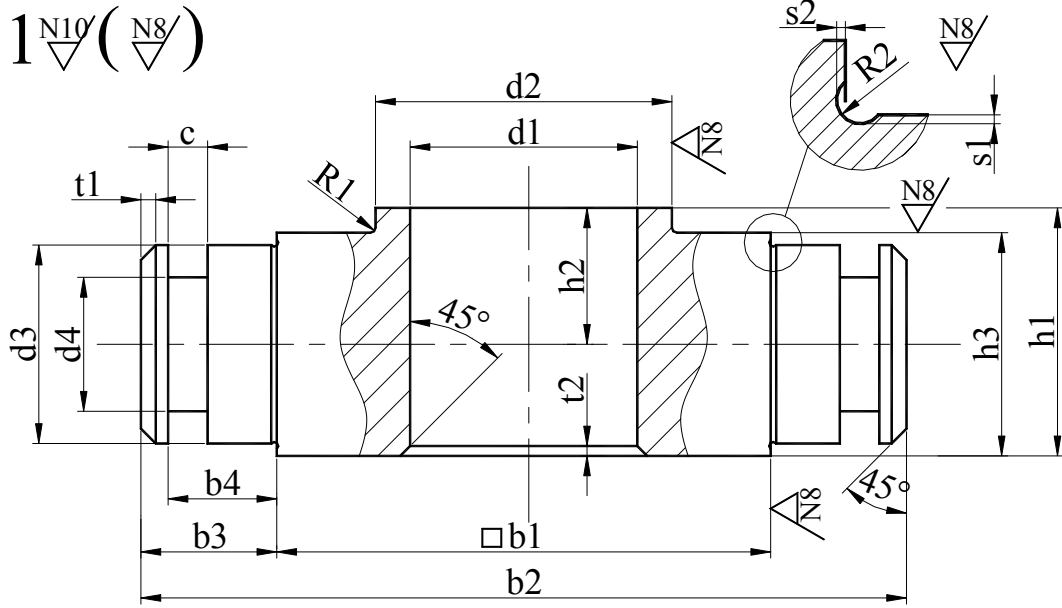
Şekil 69, Kalıpta ve Serbest dövme çiftli kancalar şaft işleme

|     | d1  | d2  | d3 *)1      | d4   | d5    | d6  | L2  | L3  | L4   | m   | n   | p  | R9  | R10 | R11 |
|-----|-----|-----|-------------|------|-------|-----|-----|-----|------|-----|-----|----|-----|-----|-----|
| 05  | 24  | 20  | M 20        | 16   | –     | –   | 46  | –   | 160  | 18  | 7,5 | –  | 1,6 | 4   | 2   |
| 08  | 30  | 24  | M 24        | 19,5 | –     | –   | 55  | –   | 178  | 22  | 9   | –  | 2   | 8   | 3   |
| 1   | 30  | 24  | M 24        | 19,5 | –     | –   | 55  | –   | 189  | 22  | 9   | –  | 2   | 8   | 3   |
| 1,6 | 36  | 30  | M 30        | 24,5 | –     | –   | 68  | –   | 216  | 27  | 10  | –  | 2   | 10  | 3   |
| 2,5 | 42  | 36  | M 36        | 30   | –     | –   | 83  | –   | 259  | 32  | 10  | –  | 2   | 10  | 3   |
| 4   | 48  | 42  | M 42        | 35,5 | –     | –   | 93  | –   | 289  | 36  | 15  | –  | 3   | 10  | 3   |
| 5   | 53  | 45  | M 45        | 38,5 | –     | –   | 103 | –   | 321  | 40  | 15  | –  | 3   | 10  | 3   |
| 6   | 60  | 50  | Rd 50 x 6   | 42   | 43,4  | –   | –   | 112 | 365  | 45  | 20  | 10 | 4   | 14  | 3   |
| 8   | 67  | 56  | Rd 56 x 6   | 48   | 49,4  | –   | –   | 122 | 403  | 50  | 20  | 10 | 4   | 16  | 3   |
| 10  | 75  | 64  | Rd 64 x 8   | 54   | 55,2  | –   | –   | 135 | 435  | 56  | 25  | 10 | 4   | 18  | 3   |
| 12  | 85  | 72  | Rd 72 x 8   | 62   | 63,2  | –   | –   | 157 | 492  | 63  | 25  | 12 | 4   | 20  | 3   |
| 16  | 95  | 80  | Rd 80 x 10  | 68   | 69    | –   | –   | 170 | 562  | 71  | 30  | 12 | 6   | 22  | 3   |
| 20  | 106 | 90  | Rd 90 x 10  | 78   | 79    | –   | –   | 187 | 628  | 80  | 30  | 12 | 6   | 25  | 3   |
| 25  | 118 | 100 | Rd 100 x 12 | 85   | 86,8  | –   | –   | 207 | 696  | 90  | 40  | 12 | 6   | 28  | 3   |
| 32  | 132 | 110 | Rd 110 x 12 | 95   | 96,8  | –   | –   | 232 | 768  | 100 | 40  | 12 | 6   | 32  | 3   |
| 40  | 150 | 125 | Rd 125 x 14 | 108  | 109,6 | 80  | –   | 257 | 863  | 112 | 45  | 12 | 8   | 36  | 3   |
| 50  | 170 | 140 | Rd 140 x 16 | 120  | 122,4 | 90  | –   | 280 | 944  | 125 | 50  | 12 | 10  | 40  | 5   |
| 63  | 190 | 160 | Rd 160 x 18 | 138  | 140,2 | 100 | –   | 322 | 1072 | 140 | 55  | 12 | 10  | 45  | 5   |
| 80  | 212 | 180 | Rd 180 x 20 | 156  | 158   | 120 | –   | 357 | 1212 | 160 | 60  | 12 | 12  | 50  | 5   |

\*)1 Yuvarlak dişli vida için sitede "Cıvatalar" dosyasına bakınız.

## 1.1.6 Kanca bloğu diğer kısımları

### 1.1.6.1 Kanca bloğu traversi

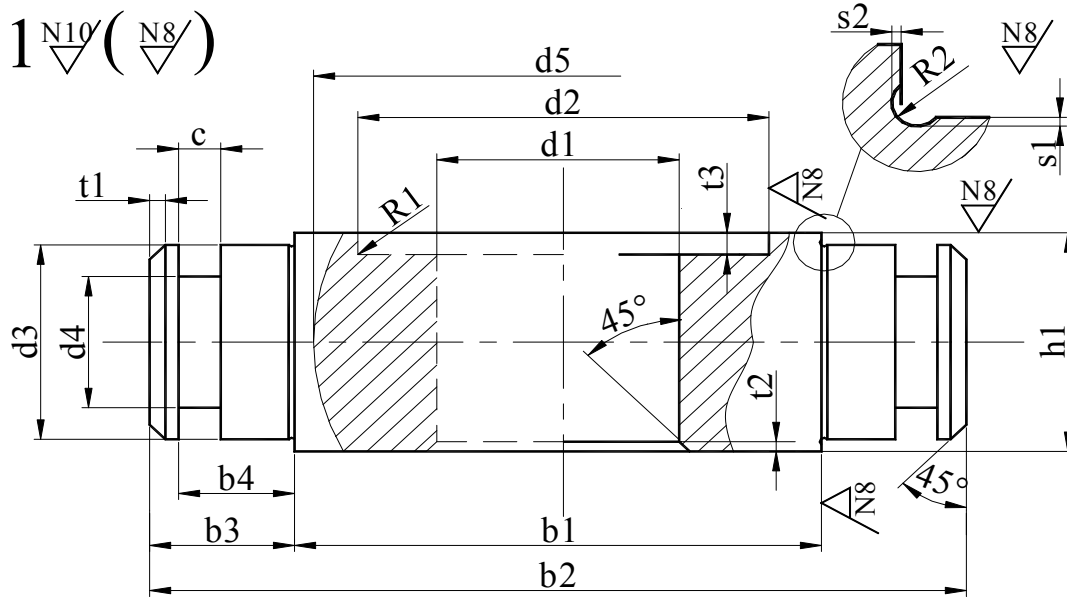


Şekil 70, Vidalı bağlantı için kanca bloğu traversi

Tablo 18, Vidalı bağlantı için kanca bloğu traversi (Stan 15)

|     | b1  | b2  | b3   | b4 | c  | d1  | d2  | d3  | d4  | h1  | h2   | h3  | R1  | R2  | s1  | s2  | t1 | t2   |
|-----|-----|-----|------|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|----|------|
| 2,5 | 80  | 125 | 22,5 | 17 | 8  | 37  | 40  | 30  | 19  | 40  | 21,5 | 37  | 0,6 | 1,6 | 0,5 | 1,2 | 2  | 2    |
| 4   | 90  | 140 | 25   | 19 | 8  | 43  | 50  | 35  | 23  | 45  | 24   | 42  | 0,6 | 1,6 | 0,5 | 1,2 | 3  | 2    |
| 5   | 100 | 155 | 27,5 | 22 | 8  | 46  | 60  | 40  | 27  | 50  | 27,5 | 45  | 1   | 1,6 | 0,5 | 1,2 | 3  | 2    |
| 6   | 125 | 185 | 30   | 24 | 10 | 51  | 70  | 45  | 32  | 55  | 30   | 50  | 1   | 1,2 | 0,5 | 1,2 | 4  | 2,5  |
| 8   | 140 | 210 | 35   | 29 | 10 | 58  | 80  | 50  | 36  | 60  | 32,5 | 55  | 1   | 1,2 | 0,5 | 1,2 | 4  | 3,5  |
| 10  | 160 | 230 | 35   | 29 | 10 | 66  | 90  | 55  | 40  | 65  | 35   | 60  | 1,3 | 1,2 | 0,5 | 1,2 | 4  | 5    |
| 12  | 180 | 265 | 42,5 | 34 | 10 | 74  | 100 | 60  | 42  | 78  | 42   | 72  | 1,3 | 2   | 0,5 | 2   | 5  | 6    |
| 16  | 190 | 275 | 42,5 | 26 | 12 | 82  | 110 | 70  | 50  | 88  | 47   | 82  | 1,3 | 2   | 0,5 | 2   | 5  | 7    |
| 20  | 200 | 295 | 47,5 | 41 | 12 | 93  | 120 | 80  | 56  | 95  | 51   | 88  | 1,3 | 2   | 0,5 | 2,2 | 5  | 6,5  |
| 25  | 220 | 318 | 49   | 41 | 12 | 103 | 130 | 90  | 64  | 105 | 56   | 98  | 1,6 | 2   | 0,5 | 2,2 | 5  | 8    |
| 32  | 260 | 378 | 59   | 51 | 12 | 113 | 160 | 100 | 72  | 115 | 62   | 106 | 1,6 | 2   | 1   | 1   | 5  | 9    |
| 40  | 285 | 415 | 65   | 58 | 14 | 128 | 180 | 110 | 80  | 130 | 70   | 120 | 1,6 | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 5  | 11   |
| 50  | 335 | 465 | 65   | 58 | 14 | 143 | 220 | 125 | 92  | 145 | 77,5 | 135 | 2   | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 5  | 12   |
| 63  | 380 | 522 | 71   | 63 | 14 | 163 | 240 | 140 | 104 | 160 | 85   | 150 | 2,5 | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 5  | 13   |
| 80  | 420 | 565 | 72,5 | 63 | 14 | 183 | 280 | 160 | 120 | 180 | 95   | 170 | 2,5 | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 6  | 15,5 |

Traversi hesaplamadan kullanmak için malzeme en az DIN 17200, C35 kalitesinde olmalıdır. Kanca bloğu traversi DIN in önerisi yassı kalın lama malzeme dışında yuvarlak malzemedende yapılır. Hesaplar orta kesitteki gerilmelere göre yapılır.



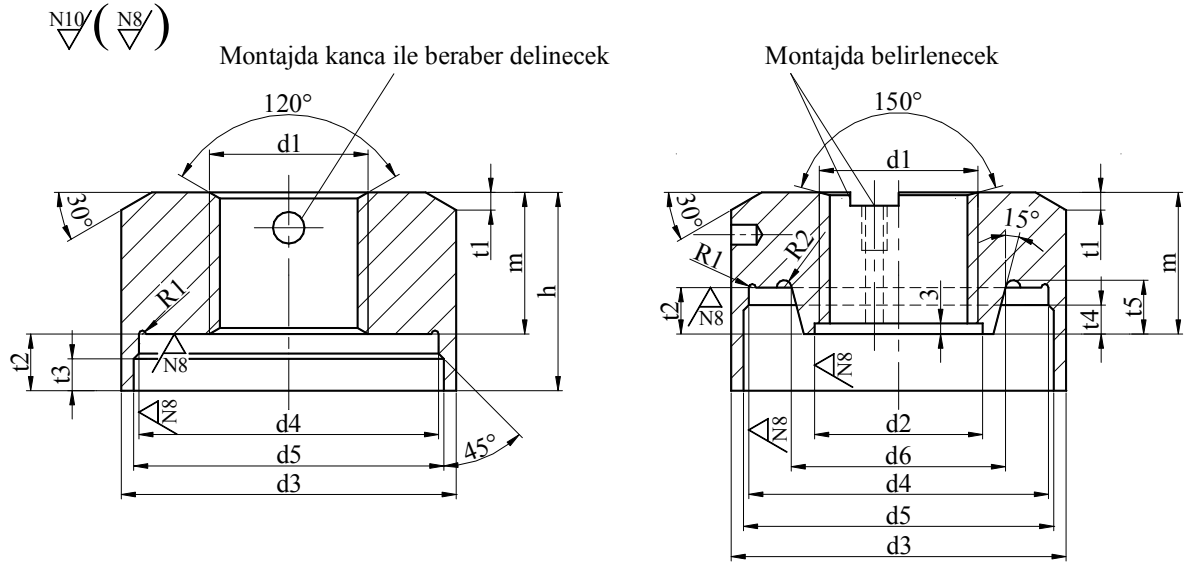
Şekil 71, Vidasız bağlantı için kanca bloğu traversi

Tablo 19, Vidasız bağlantı için kanca bloğu traversi

|     | b1  | b2  | b3   | b4 | c  | d1  | d2  | d3  | d4  | d5  | h1  | R1  | R2  | s1  | s2  | t1 | t2   | t3 |
|-----|-----|-----|------|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|------|----|
| 2,5 | 80  | 125 | 22,5 | 17 | 8  | 37  | 60  | 30  | 19  | 90  | 40  | 0,6 | 1,6 | 0,5 | 1,2 | 2  | 2    | 3  |
| 4   | 90  | 140 | 25   | 19 | 8  | 43  | 70  | 35  | 23  | 100 | 45  | 0,6 | 1,6 | 0,5 | 1,2 | 3  | 2    | 3  |
| 5   | 100 | 155 | 27,5 | 22 | 8  | 46  | 85  | 40  | 27  | 110 | 50  | 1   | 1,6 | 0,5 | 1,2 | 3  | 2    | 5  |
| 6   | 125 | 185 | 30   | 24 | 10 | 51  | 95  | 45  | 32  | 120 | 55  | 1   | 1,2 | 0,5 | 1,2 | 4  | 2,5  | 5  |
| 8   | 140 | 210 | 35   | 29 | 10 | 58  | 105 | 50  | 36  | 130 | 60  | 1   | 1,2 | 0,5 | 1,2 | 4  | 3,5  | 5  |
| 10  | 160 | 230 | 35   | 29 | 10 | 66  | 120 | 55  | 40  | 150 | 65  | 1,3 | 1,2 | 0,5 | 1,2 | 4  | 5    | 5  |
| 12  | 180 | 265 | 42,5 | 34 | 10 | 74  | 135 | 60  | 42  | 170 | 78  | 1,3 | 2   | 0,5 | 2   | 5  | 6    | 6  |
| 16  | 190 | 275 | 42,5 | 26 | 12 | 82  | 145 | 70  | 50  | 180 | 88  | 1,3 | 2   | 0,5 | 2   | 5  | 7    | 6  |
| 20  | 200 | 295 | 47,5 | 41 | 12 | 93  | 155 | 80  | 56  | 190 | 95  | 1,3 | 2   | 0,5 | 2,2 | 5  | 6,5  | 7  |
| 25  | 220 | 318 | 49   | 41 | 12 | 103 | 170 | 90  | 64  | 210 | 105 | 1,6 | 2   | 0,5 | 2,2 | 5  | 8    | 7  |
| 32  | 260 | 378 | 59   | 51 | 12 | 113 | 200 | 100 | 72  | 240 | 115 | 1,6 | 2   | 1   | 1   | 5  | 9    | 9  |
| 40  | 285 | 415 | 65   | 58 | 14 | 128 | 225 | 110 | 80  | 270 | 130 | 1,6 | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 5  | 11   | 10 |
| 50  | 335 | 465 | 65   | 58 | 14 | 143 | 270 | 125 | 92  | 320 | 145 | 2   | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 5  | 12   | 10 |
| 63  | 380 | 522 | 71   | 63 | 14 | 163 | 300 | 140 | 104 | 350 | 160 | 2,5 | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 5  | 13   | 10 |
| 80  | 420 | 565 | 72,5 | 63 | 14 | 183 | 350 | 160 | 120 | 400 | 180 | 2,5 | 2,5 | 0,5 | 2,3 | 6  | 15,5 | 10 |

Traversi hesaplamadan kullanmak için malzeme en az DIN 17200, C35 kalitesinde olmalıdır. Travers resimde görüldüğü gibi muhakkak yuvarlak malzemeden yapılması gerekmez. Dörtköşe veya dövme olabilir.

## 1.1.6.2 Kanca somunları



Şekil 72, Kanca somunları

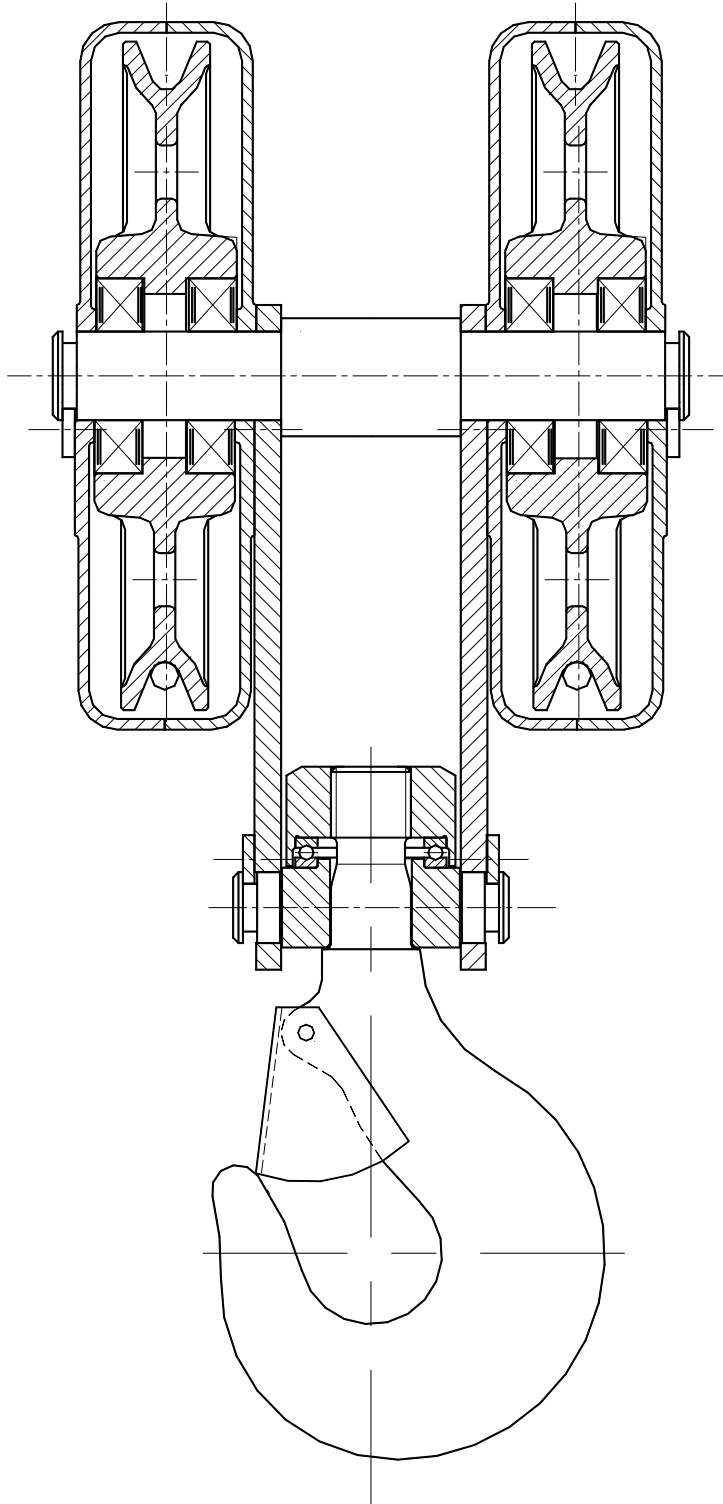
Tablo 20, Kanca somunları (Stan 16)

|     |      | d1          | d2    | d3  | d4  | d5 | d6  | h  | m   | R1  | R2 | t1 | t2 | t3 | t4 | t5 |
|-----|------|-------------|-------|-----|-----|----|-----|----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|
| 2,5 | M 36 | –           | –     | 70  | 60  | 63 | –   | 44 | 32  | 0,6 | –  | 4  | 12 | 8  | –  | –  |
| 4   | M 42 | –           | –     | 80  | 70  | 73 | –   | 49 | 36  | 0,6 | –  | 5  | 13 | 9  | –  | –  |
| 5   | M 45 | –           | –     | 95  | 85  | 88 | –   | 56 | 40  | 1   | –  | 5  | 16 | 9  | –  | –  |
| 6   | –    | Rd 180      | 50,6  | 115 | 105 | –  | 68  | –  | 55  | 1,6 | 4  | 8  | 20 | –  | 15 | 22 |
| 8   | –    | Rd 180      | 56,6  | 125 | 115 | –  | 78  | –  | 62  | 1,6 | 4  | 8  | 21 | –  | 16 | 23 |
| 10  | –    | Rd 180      | 64,8  | 145 | 135 | –  | 88  | –  | 67  | 2,5 | 5  | 8  | 24 | –  | 18 | 26 |
| 12  | –    | Rd 180      | 72,8  | 165 | 150 | –  | 98  | –  | 76  | 2,5 | 5  | 8  | 25 | –  | 19 | 27 |
| 16  | –    | Rd 180      | 81    | 175 | 160 | –  | 108 | –  | 84  | 2,5 | 6  | 10 | 29 | –  | 23 | 32 |
| 20  | –    | Rd 180      | 91    | 186 | 170 | –  | 118 | –  | 93  | 2,5 | 6  | 10 | 28 | –  | 22 | 31 |
| 25  | –    | Rd 180      | 101,2 | 205 | 190 | –  | 128 | –  | 103 | 2,5 | 6  | 10 | 33 | –  | 25 | 36 |
| 32  | –    | Rd 180      | 111,2 | 240 | 225 | –  | 144 | –  | 115 | 2,5 | 8  | 10 | 33 | –  | 25 | 36 |
| 40  | –    | Rd 180      | 126,4 | 270 | 250 | –  | 164 | –  | 125 | 2,5 | 8  | 10 | 35 | –  | 27 | 39 |
| 50  | –    | Rd 180      | 141,6 | 320 | 300 | –  | 187 | –  | 140 | 2,5 | 10 | 10 | 48 | –  | 38 | 53 |
| 63  | –    | Rd 180      | 161,8 | 360 | 340 | –  | 207 | –  | 153 | 2,5 | 12 | 10 | 48 | –  | 38 | 53 |
| 80  | –    | Rd 180 x 20 | 182   | 400 | 380 | –  | 235 | –  | 173 | 2,5 | 16 | 10 | 53 | –  | 43 | 58 |

Somunu hesaplamadan kullanmak için malzeme en az DIN 17200, C35 kalitesinde olmalıdır.

### 1.1.6.3 Kanca bloğu seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

Müşteri tekli kancanın işletmesinde mekanik işleme için daha avantajlı olacağını söylediğinden, kanca Tablo 9 ile 100 kN ve  $1A_m$  tahrik grubu için kanca No. 5 seçilir Şekil 66 ile görüldüğü şekilde işlenir. İki makaralı tekli kanca bloğu seçilir.



Şekil 73, Kanca bloğu, tekli kancalı 4/2 veya 4/1 donam için

Kanca traversi  
Tablo 19 ile seçilir ve  
Şekil 70 e göre işlenir.

Kanca somunu  
Tablo 20 ile seçilir ve  
Şekil 72 e göre işlenir.

Makara ve kanca  
takımını bağlayan yan  
plakalarının ve makara  
yatak milinin ölçülere  
göre konstrüksiyonu  
yapılır.

#### **Dikkat:**

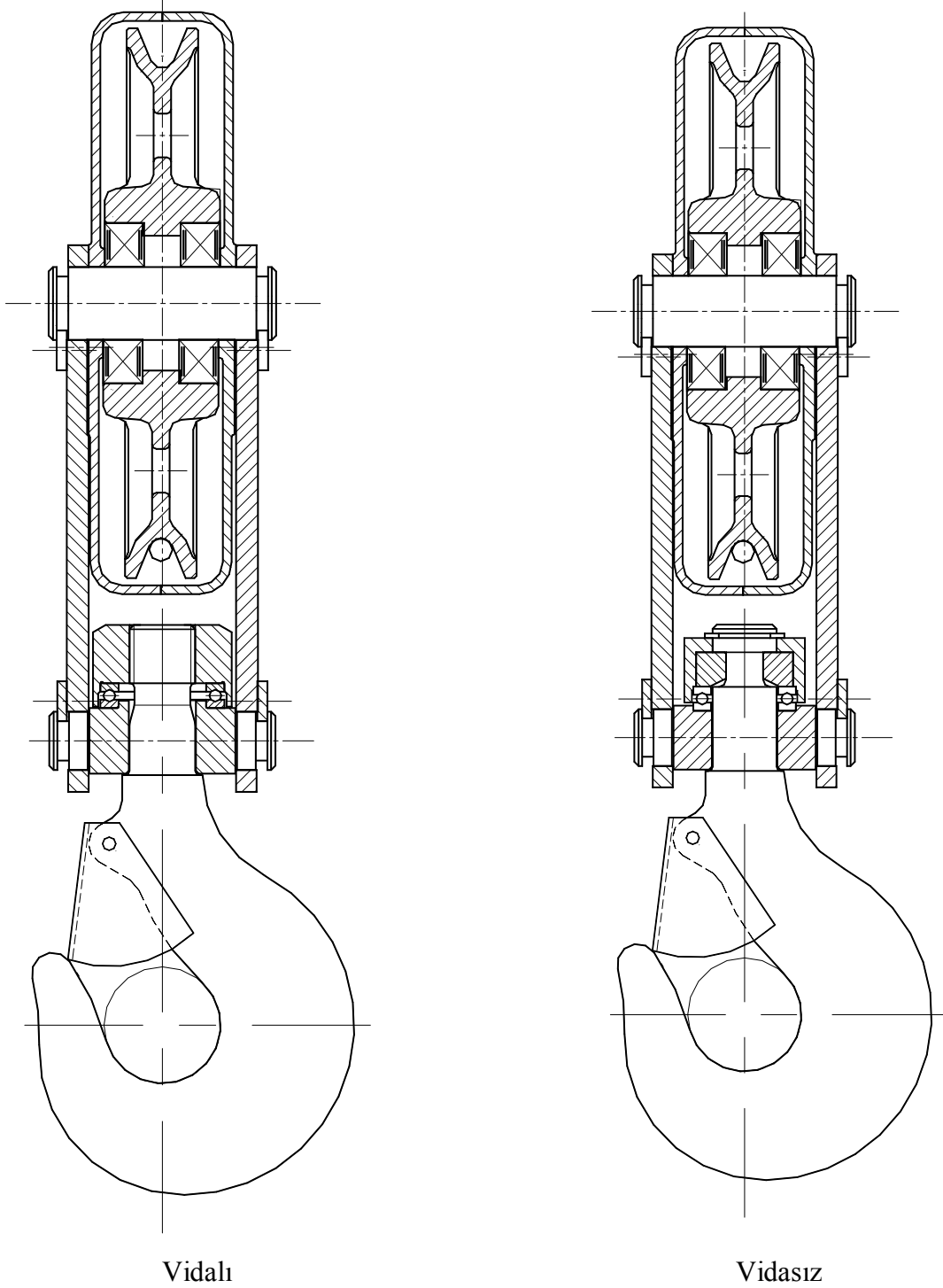
Her ne kadar parçalar ve  
ölçüleri standartlardan  
alınıyorsa da, ölçekli  
montaj taslağı çizilip  
yapılan işlemler  
muhtemelen kontrol  
edilmelidir.

Her ne kadar standart kancalar verilen yükleri gereken emniyet katsayıları sınırlarında taşırlarsa da, tam standart ölçülerinde kanca bulmak ve yaptırmak her zaman imkan dahilinde değildir. Bunun için kancanın veya kancaların üretilmiş hallerinin resimleri çizilerek kontrolleri yapılmalıdır.

#### 1.1.6.4 Kanca bloğu seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

2/1 donam ceraskal için tekli Tablo 9 ile 32 kN ve 2m tahrik grubu için kanca No. 2,5 (40 kN) seçilir ve Şekil 66 ya göre işlenip, tek makaralı kanca bloğu seçilir. Kanca traversi Tablo 19 ile seçilir ve Şekil 70 e göre işlenir.

Kanca somunu Tablo 20 ile seçilir ve Şekil 72 e göre işlenir.



Şekil 74, Kanca bloğu tekli kancalı 2/1 donam

### 1.1.7 Tambur

Kaza ve istenilmeyen fonksiyon engellerini ortadan kaldırmak için çelik halat tambura helis yivler ile sarılmalıdır. İnşaat buçurgatlarında ve hafif yük ama kaldırma yüksekliği çok büyük olan konstrüksiyonlarda istisna olarak yivsiz tambur kullanılır. Tamburun iki tarafında halatın çıkmaması için ökçe vazifesi gören diskler veya benzeri konstrüksiyon olmalıdır. Diskin yan yüksekliği tambur çapından en az "2 x çelik halat çapı" kadar olmalıdır.

Kaldırma sisteminde tambur için iki işlem yapılır.

1. Tamburun ölçülendirilmesi
2. Tamburun konstrüksiyonu

#### 1.1.7.1 Tamburun ölçülendirilmesi

Tambur çapının seçimi halat makarası çapının seçimi formülü ile yapılır. Burada faktörler halat makarası için değil, tambur için seçilir.

$$d_{Ta} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha} \quad F 50$$

|          |    |   |
|----------|----|---|
| $d_{Ta}$ | mm | Tamburun anma çapı                      |
| $h_1$    | 1  | Tahrik grubuna göre tambur çapı faktörü |
| $h_2$    | 1  | Halat akışı faktörü                     |
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı                              |

Tambur yivleri halat çapına göre DIN 15061 T2 (*Stan 7*) standartlaştırılmıştır. Yapılan bu standartlarda şu kabullerle ölçüler belirlenmiştir.

Yiv yarıçapı " $R_{Yi}$ " ya formül F 51 veya Tablo 21 ile belirlenir.

$$R_{Yi} \approx 0,53 \cdot d_{Ha} \quad F 51$$

|          |    |               |
|----------|----|---------------|
| $R_{Yi}$ | mm | Yiv yarı çapı |
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı    |

Yiv derinliği " $a$ " formül F 52 veya Tablo 21 ile belirlenir.

$$a \approx 0,125 \cdot d_{Ha} \quad F 52$$

|          |    |            |
|----------|----|------------|
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı |
|----------|----|------------|

Yiv hatvesi " $p_{Yi}$ " ya formül F 53 veya Tablo 21 ile belirlenir.

$$p_{Yi} \approx d_{Ha} + b = d_{Ha} + (1...3)mm \quad F 53$$

|          |    |               |
|----------|----|---------------|
| $b$      | mm | Yiv yarı çapı |
| $d_{Ha}$ | mm | Halat çapı    |

Yivlerin boyu " $L_p$ " formül F 54 ile belirlenir.

$$L_p = n_{Yi} \cdot p_{Yi} \quad F 54$$

|          |    |                        |
|----------|----|------------------------|
| $n_{Yi}$ | 1  | Yiv sayısı             |
| $p_{Yi}$ | mm | Yiv hatvesi, yiv adımı |

Tamburdaki yiv sayısı " $n_{Yi}$ " formül F 55 ile belirlenir.

$$n_{Yi} \geq \frac{L_{Ha}}{\pi \cdot d_{Ta}} + 2 \quad F 55$$

|          |    |             |
|----------|----|-------------|
| $L_{Ha}$ | mm | Halat boyu  |
| $d_{Ta}$ | mm | Tambur çapı |

Halat boyu "  $L_{Ha}$  " formül F 56 ile belirlenir.

$$L_{Ha} \geq \frac{i_{Do} \cdot H_{max}}{\pi \cdot d_{Ta}}$$

F 56

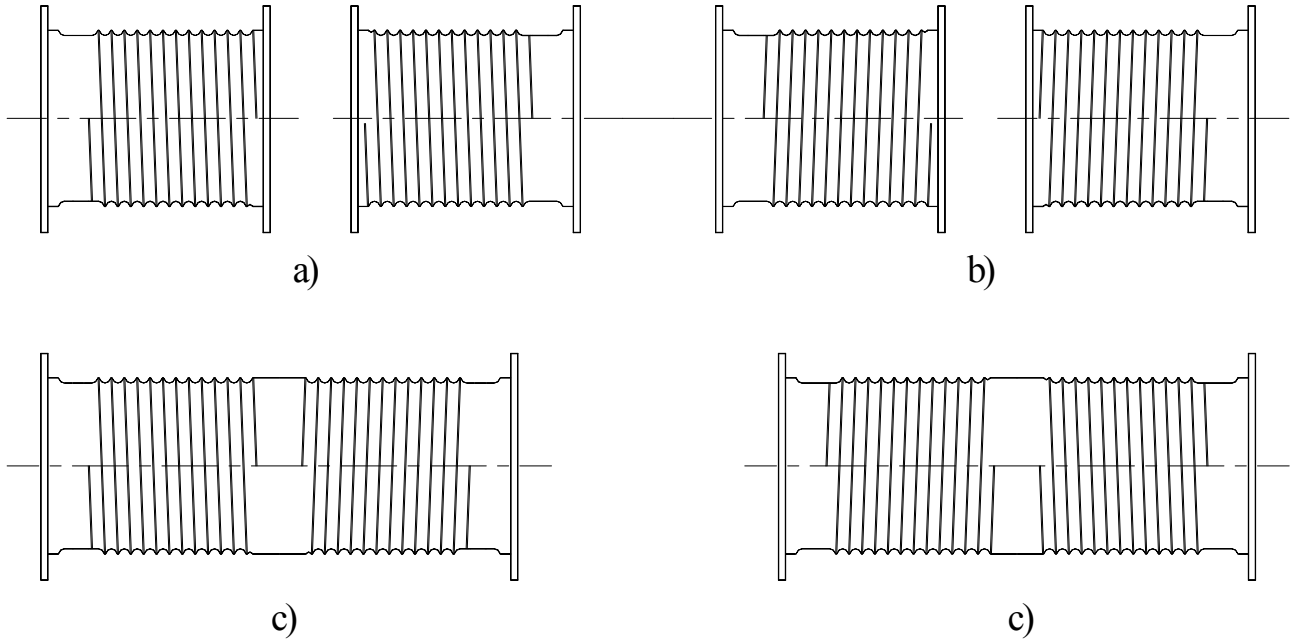
|           |    |                              |
|-----------|----|------------------------------|
| $i_{Do}$  | mm | Donam çevirim oranı          |
| $H_{max}$ | mm | maksimum kaldırma yüksekliği |
| $d_{Ta}$  | mm | Tambur çapı                  |

En küçük yiv sayısı, kancanın en alt konumunda kullanılan bütün halat boyunun tambura sarılmasından sonra en az iki veya üç yiv ve bağlantı yivi kadar olmalıdır. Burada  $H_{max}$  kancanın alt ve üst konumunda kullanılan kaldırma yüksekliği ve  $i_{Do}$  donam çevirim oranıdır.

Örneğin; 4/2 veya 2/1 donamda,  $i_{Do} = 4/2 = 2/1 = 2$ , 4/1 donamda  $i_{Do} = 4/1 = 4$  dür.

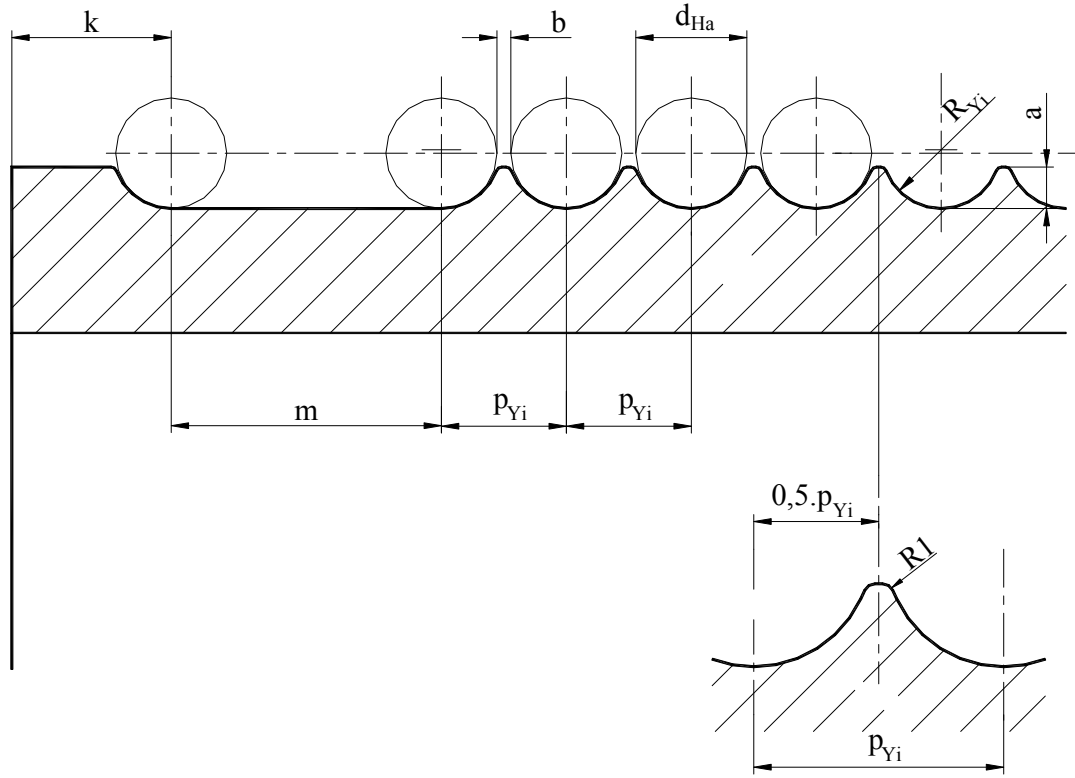
### 1.1.7.2 Tamburun helis yönleri

Yivlerin yönü, halat çaprazı helis yönünün tersi seçilir. Bu seçim normal tamburda olur. İkiz tamburda bu seçim imkanı yoktur.



- a) Sağ helis normal tambur,
- b) Sol helis normal tambur,
- c) İkiz tambur sağ/sol ve sol/sağ helis

Şekil 75, Tamburda helis yönleri



Şekil 76, Tambur için önerilen ölçüler

Tablo 21, Tambur için önerilen ölçüler (Stan 6)

| $d_{Ha}$        | 3    | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9    | 10   | 11   | 12  | 13  | 14  | 15  | 16  | 17  | 18  | 19  | 20   |
|-----------------|------|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| $R_{Yi}$        | 1,6  | 2,2 | 2,7 | 3,2 | 3,7 | 4,2 | 4,8  | 5,3  | 6    | 6,5 | 7   | 7,5 | 8   | 8,5 | 9   | 9,5 | 10  | 10,5 |
| $\Delta R_{Yi}$ | +0,1 |     |     |     |     |     |      |      | +0,2 |     |     |     |     |     |     |     |     |      |
| $p_{Yi}$        | 4    | 5   | 6   | 7   | 8   | 9,5 | 10,5 | 11,5 | 13   | 14  | 15  | 16  | 17  | 18  | 19  | 20  | 21  | 22   |
| $a^{*)1}$       | 1,2  | 1,5 | 1,9 | 2,3 | 2,7 | 3,0 | 3,5  | 4    | 4,5  | 4,5 | 5   | 5,5 | 6   | 6   | 6,5 | 7   | 7,5 | 7,5  |
| $R1$            | 0,5  | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5  | 0,8  | 0,8  | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8  |

| $d_{Ha}$        | 21   | 22  | 23   | 24  | 25   | 26  | 27   | 28   | 29  | 30   | 31   | 32  | 33   | 34  | 35   | 36   | 37  | 38   |
|-----------------|------|-----|------|-----|------|-----|------|------|-----|------|------|-----|------|-----|------|------|-----|------|
| $R_{Yi}$        | 11   | 12  | 12,5 | 13  | 13,5 | 14  | 15   | 16   | 17  | 18   | 19   | 20  |      |     |      |      |     |      |
| $\Delta R_{Yi}$ | +0,2 |     |      |     |      |     |      |      |     |      | +0,4 |     |      |     |      |      |     |      |
| $p_{Yi}$        | 24   | 25  | 26   | 27  | 28   | 29  | 30   | 31   | 33  | 34   | 35   | 36  | 37   | 38  | 39   | 40   | 41  | 42   |
| $a^{*)1}$       | 8    | 8,5 | 9    | 9   | 9,5  | 10  | 10,5 | 10,5 | 11  | 11,5 | 12   | 12  | 12,5 | 13  | 13,5 | 13,5 | 14  | 14,5 |
| $R1$            | 0,8  | 0,8 | 0,8  | 0,8 | 0,8  | 1,3 | 1,3  | 1,3  | 1,3 | 1,3  | 1,3  | 1,3 | 1,3  | 1,3 | 1,3  | 1,3  | 1,3 | 1,6  |

\*)1 Yiv yüksekliği " $a \geq 0,375 \cdot d_{Ha}$ " olarak hesaplanır.



$$\sigma_{Eg} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_{Eg}}{h \cdot D_{Ta}^2}$$

F 59

|               |     |                          |
|---------------|-----|--------------------------|
| $\sigma_{Eg}$ | MPa | Eğilme gerilmesi         |
| $M_{Eg}$      | Nmm | Tamburda eğilme momenti  |
| $D_{Ta}$      | mm  | Tambur çapı              |
| $h$           | mm  | Tamburun cidar kalınlığı |

### 1.1.7.3.3 Bileşik karşılaştırma gerilmesi

Torsiyon ve eğilme gerilmeleri BEH Biçim değiştirme Enerjisi Hipotezine göre bileşik karşılaştırma gerilmesi olarak geometrik toplanır .

$$\sigma_{Bi} = \sqrt{\sigma_{Eg}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$$

F 60

|               |     |                                     |
|---------------|-----|-------------------------------------|
| $\sigma_{Bi}$ | MPa | Bileşik karşılaştırma gerilmesi     |
| $\sigma_{Eg}$ | MPa | Eğilme gerilmesi                    |
| $\tau_t$      | MPa | Torsiyon gerilmesi                  |
| $\alpha_0$    | 1   | Zorlanma katsayısı ( <i>Lit 6</i> ) |

Zorlanma katsayısı " $\alpha_0$ " genelde şu şekilde belirlenir:

Zorlamada eğilme III, torsiyon II veya I ise  $\alpha_0 = 0,7$

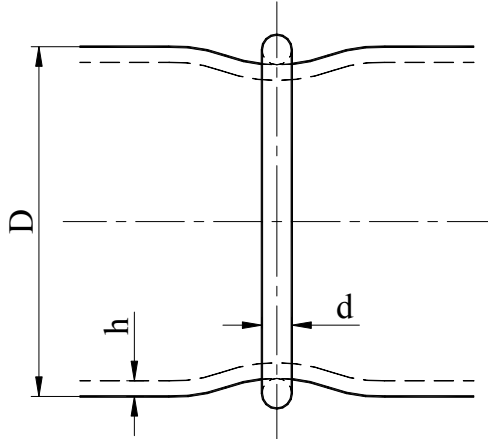
Zorlamada eğilme ve torsiyon aynı ise  $\alpha_0 = 1,0$

Zorlamada eğilme I, torsiyon II veya III ise  $\alpha_0 = 1,25$

Burada eğilme ve torsiyon zorlamaları aynı durumda kabul edilir. Halat tamburunda zorlamalar hakikaten hep aynıdır. Çünkü yük kaldırılırsa, indirilse de yükü halat taşır ve hep aynı yöne doğru çeker.

### 1.1.7.3.4 Halatın yivlere sarılmasından oluşan gerilmeler

Halatın yivlere sarılmasından oluşan gerilmeler basma ve eğilme gerilmesidir. Bu zorlamaları şu şekilde basite indirebiliriz. Çok büyük kuvvetle tek bir halatı boru şeklinde düz bir tambura saralım.



Şekil 78, Tambur deformasyonu

Tamburda Şekil 78 de görülen defor-masyon meydana gelir. Burada basma zorlaması ve sonucu basma gerilmesi oluşur. Basma gerilmesi halatın değdiği yerde maksimumdur. Bu noktadan ek-sene doğru uzaklaştıkça gerilme değeri düşer.

Diğer taraftan eksene dik oluşan basma zorlaması, tamburda eksene paralel kesitte görüldüğü gibi eğilme gerilmesi ve deformasyonu oluşturur.

Fakat tamburda yalnız bir tek halat sarımı yoktur. Tamburda bir sürü sarım vardır. Bu durumda tamburda her sarımdan oluşan basma ve eğilme gerilmelerinin toplamını düşünmek gerekir. Bu düşünceye gelindiğinde eğilme gerilmesinin ortadan kaybolacağı ve deformasyonunda sıkışmış düz tambur olarak ortaya çıkacağı görülür. Bunun yanındada basma gerilmelerinin toplam olarak hesaplanır. Böylece bu kabuller sonucu basma gerilmesi şu şekilde formüle edilir:

$$\sigma_{ba} = \frac{F_{Ha \max}}{h \cdot p_{Yi}}$$

F 61

|               |     |                          |
|---------------|-----|--------------------------|
| $\sigma_{ba}$ | MPa | Basma gerilmesi          |
| $F_{Ha \max}$ | N   | max halat kuvveti        |
| $h$           | mm  | Tamburun cidar kalınlığı |
| $p_{Yi}$      | mm  | Tambur yiv hatvesi       |

Çok sarımlı tamburda "Ernst" e göre (Lit 2) basma gerilmesi şöyle kabul edilir;

$$\sigma_{ba} = 0,85 \cdot \frac{F_{Ha \max}}{h \cdot p_{Yi}}$$

F 62

Hakikatte max gerilme tamburdan halatın çıkış yivinde oluşur, fakat sarımsız taraf gerilmesinin azalmasını sağlar. Böylece "Ernst" e göre çıkış yivinde basma gerilmesi:

$$\sigma_{ba\checkmark} = 0,5 \cdot \frac{F_{Ha \max}}{h \cdot p_{Yi}} \leq \sigma_{baEm}$$

F 63

|               |     |                          |
|---------------|-----|--------------------------|
| $\sigma_{ba}$ | MPa | Basma gerilmesi          |
| $F_{Ha \max}$ | N   | max halat kuvveti        |
| $h$           | mm  | Tamburun cidar kalınlığı |
| $p_{Yi}$      | mm  | Tambur yiv hatvesi       |

Tamburdan halatın çıkış yivinde "Ernst" e göre eğilme gerilmesi

$$\sigma_{eg\checkmark} = 0,96 \cdot F_{Ha \max} \cdot \sqrt{\frac{1}{D_{Ta} \cdot h^3}} \leq \sigma_{egEM}$$

F 64

|                         |     |                                  |
|-------------------------|-----|----------------------------------|
| $\sigma_{ba\checkmark}$ | MPa | Halat çıkışında basma gerilmesi  |
| $\sigma_{eg\checkmark}$ | MPa | Halat çıkışında eğilme gerilmesi |
| $F_{Ha \max}$           | N   | max halat kuvveti                |
| $D_{Ta}$                | mm  | Tambur çapı                      |
| $h$                     | mm  | Tamburun cidar kalınlığı         |
| $p_{Yi}$                | mm  | Tambur yiv hatvesi               |

Emniyetli basma gerilmeleri:

Emniyetli basma gerilmesi  $\sigma_{baEMSt37} = 50 \text{ MPa}$  ;  $\sigma_{baEMGG20} = 25 \text{ MPa}$

Emniyetli eğilme gerilmesi  $\sigma_{egEMSt37} = 50 \text{ MPa}$  ;  $\sigma_{egEMGG20} = 25 \text{ MPa}$

Bu değerler hafif işletmelerde %25 e kadar yükseltilir. Ağır işletmelerde %20 ye kadar azaltılır.

Tambur çıkışındaki toplam karşılaştırma gerilmesi " $\sigma_{kar\checkmark}$ " şu formülle belirlenir.

$$\sigma_{kar\checkmark} = \sqrt{\sigma_{eg\checkmark}^2 + \sigma_{ba\checkmark}^2} - \sigma_{eg\checkmark} \cdot \sigma_{ba\checkmark}$$

F 65

|                         |     |                                  |
|-------------------------|-----|----------------------------------|
| $\sigma_{eg\checkmark}$ | MPa | Halat çıkışında eğilme gerilmesi |
| $\sigma_{ba\checkmark}$ | MPa | Halat çıkışında basma gerilmesi  |

#### 1.1.7.4 Tambur yan diski

Tamburun iki tarafında halatın çıkmaması için ökçe vazifesi gören diskler veya benzeri konstrüksiyon olmalıdır. Disk yüksekliği tambur çapından en az çelik halat çapının 2 katı olmalıdır. Diskin yeteri kadar dayanıklı olması için kalınlığı döküm tamburda cidar kalınlığı kadar alınır ve kaynak konstrüksiyonda şu fomülle hesaplanır:

$$w_{Ka} \geq 1,2 \cdot \sqrt{F_{Ha \max} \cdot \left(1 - 0,67 \cdot \frac{d_{TG}}{D_{Ta}}\right)}$$

F 66

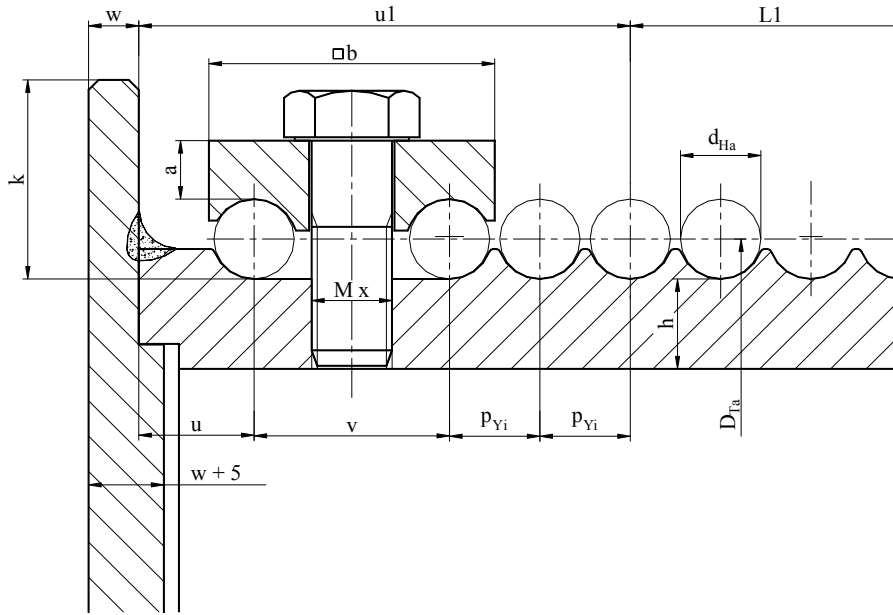
|               |    |   |
|---------------|----|---|
| $w_{Ka}$      | mm | Tambur yan diski kalınlığı (Kaynak konstrüksiyon) |
| $F_{Ha \max}$ | N  | max halat kuvveti                                 |
| $d_{TG}$      | mm | Tambur göbeği çapı                                |
| $D_{Ta}$      | mm | Tambur çapı                                       |

Disk yüksekliği "k":

$$k \geq 2 \cdot d_{Ha}$$

F 67

$d_{Ha}$  mm Çelik halat çapı



Şekil 79, Tambur ölçüleri

Tablo 22, Tambur cidar kalınlığı "h" için önerilen ölçüler (Lit 2)

| $F_{Ha}$<br>kN | $d_{Ha}$<br>mm | $p_{Yi}$<br>mm | $D_{Ta}$ mm |              |         |         |              |              |         |
|----------------|----------------|----------------|-------------|--------------|---------|---------|--------------|--------------|---------|
|                |                |                | 250         | 300<br>(315) | 400     | 500     | 600<br>(630) | 700<br>(710) | 800     |
| ≤ 5            | ≤ 8            | 9,5            | 4 (6)       | 4 (6)        |         |         |              |              |         |
| ≤ 10           | ≤ 10           | 12             | 6 (9)       | 6 (9)        |         |         |              |              |         |
| ≤ 15           | ≤ 13           | 15             |             | 8 (12)       | 7 (12)  |         |              |              |         |
| ≤ 20           | ≤ 16           | 18             |             | 9 (14)       | 8 (13)  |         |              |              |         |
| ≤ 25           | ≤ 16           | 18             |             |              | 10 (15) | 10 (12) |              |              |         |
| ≤ 30           | ≤ 19           | 22             |             |              | 11 (16) | 11 (16) |              |              |         |
| ≤ 40           | ≤ 22           | 25             |             |              |         | 12 (18) | 14 (20)      |              |         |
| ≤ 50           | ≤ 24           | 27             |             |              |         | 14 (20) | 15 (22)      |              |         |
| ≤ 60           | ≤ 27           | 31             |             |              |         |         | 16 (24)      | 14 (22)      |         |
| ≤ 70           | ≤ 29           | 33             |             |              |         |         |              | 16 (24)      |         |
| ≤ 80           | ≤ 31           | 35             |             |              |         |         |              | 17 (26)      |         |
| ≤ 90           | ≤ 31           | 35             |             |              |         |         |              | 19 (27)      | 18 (26) |
| ≤ 100          | ≤ 33           | 37             |             |              |         |         |              | 19 (27)      | 19 (27) |

Parantez içindeki değerler döküm tambur (GG 20) cidar kalınlığı içindir.

Tablo 23, Tambur için önerilen ölçüler

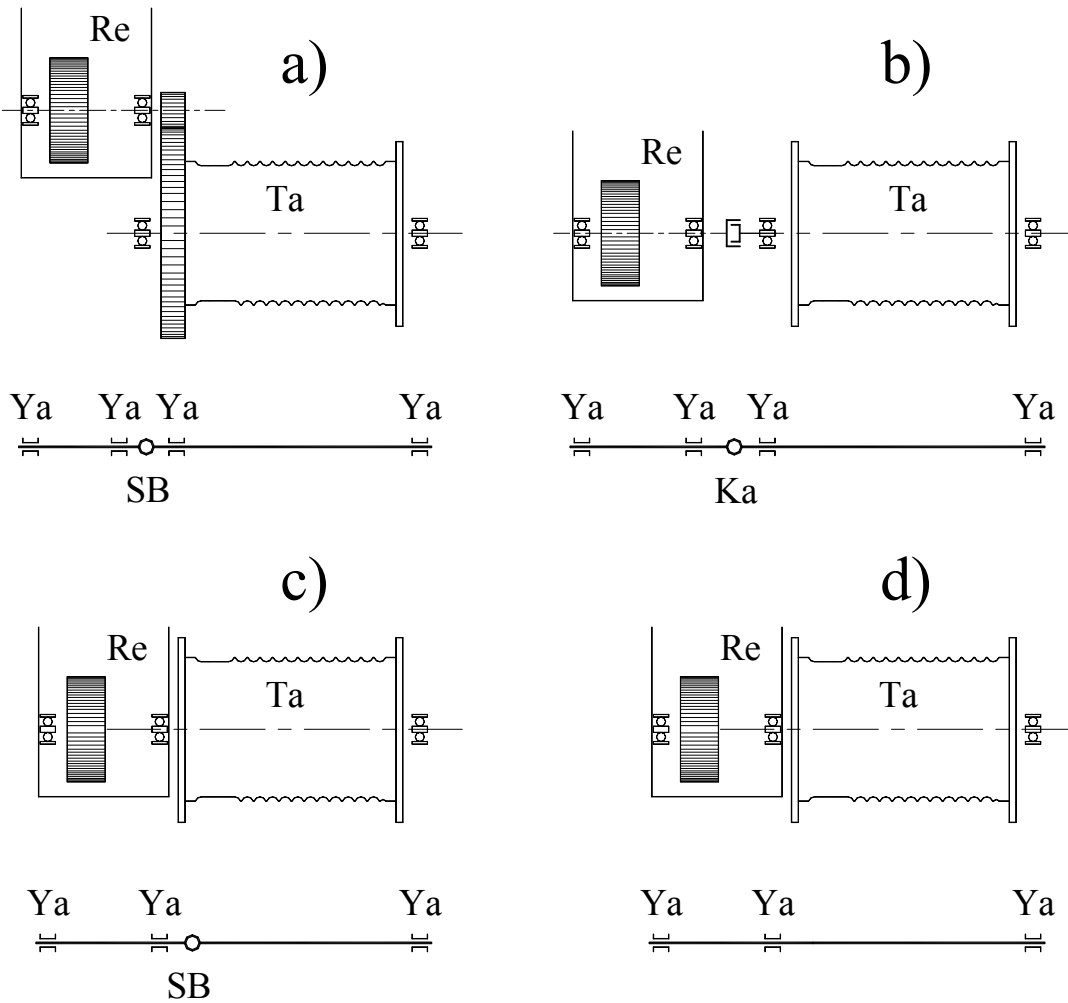
| $D_{Ta}$<br>mm                  | 250   | 280<br>315 | 355<br>400 | 450<br>500 | 560<br>630 | 710   | 800   |
|---------------------------------|-------|------------|------------|------------|------------|-------|-------|
| $M_x$                           | 3xM12 | 3xM12      | 3xM12      | 3xM16      | 3xM16      | 3xM16 | 3xM20 |
| $v = p_{Y_i} + M_x + 2mm$       |       |            |            |            |            |       |       |
| $u \geq 1,5 \cdot p_{Y_i}$      |       |            |            |            |            |       |       |
| $u_1 = u + v + 2 \cdot p_{Y_i}$ |       |            |            |            |            |       |       |
| $a \geq d_{Ha}$                 |       |            |            |            |            |       |       |
| $b = v + d_{Ha} + 2mm$          |       |            |            |            |            |       |       |

Tablo 22 ve Tablo 23 ile verilen değerler normal işletme (2m) için geçerlidir. Hafif işletmelerde %25 e kadar yükseltilir. Ağır işletmelerde %20 ye kadar azaltılır.

### 1.1.7.5 Tambur konstrüksiyonu

Tambur ve tahrik şekli Şekil 80 ile gösterilmiştir. Genel olarak tambur bağlantısı dört ana konstrüksiyon sistemiyle yapılır. Bunları sıra ile şu şekilde sıralarız:

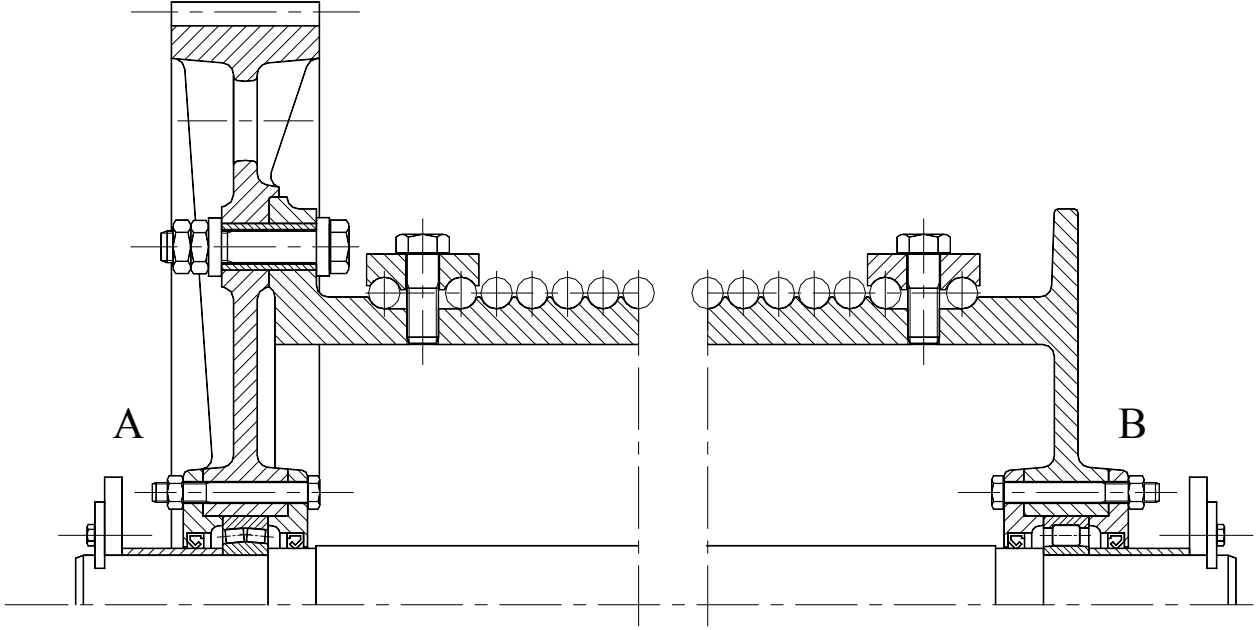
- İlk klasik bağlantı
- Eski bağlantı
- Klasik bağlantı
- Modern bağlantı



Şekil 80, Genel tambur bağlantı konstrüksiyonu

### 1.1.7.5.1 İlk klasik bağlantı

Bu bağlantıda redüktör çıkış eksenini ile tambur eksenini aynı doğru üzerinde değildir.



Şekil 81, İlk klasik bağlantı, ikiz tambur

Tambur bir aksa yataklanmıştır. Tamburun yatakladığı aks yalnız eğilme ve kesmeye zorlanır. Burulma zorlaması hiçbir zaman olmaz. Buda aksın ince malzemeden ve ucuz olarak üretilmesini sağlar. Bu bir klasik yataklamadır. Şekil 81 ile görüldüğü gibi A taraftaki yatak sabit yataklamadır. B tarafındaki yatak ise radyal sabit, aksenal hareketli yataklamadır. Bu rulman yatağın tipinden faydalanarak yapılmış bir konstrüksiyondur. Tambur yataklaması klasik kiriş yataklaması olup statik belirli bir sistemdir. A tarafındaki yatak dik ve aksenal kuvvetleri taşır. B tarafındaki yatak yalnız dik kuvvetleri taşır. Tambur döküm konstrüksiyon olarak görülmektedir. Kaynak konstrüksiyon buna benzer konstrüksiyondur. Yalnız cidar kalınlıkları daha küçük olarak seçilir. Bu konstrüksiyonun en bariz avantajı; bir yandan tambura bağlı son dişli çarkın bulunmasıdır. Böylece daha küçük ve ucuz redüktör yapma veya satın alma olanağı oluşur. Diğer taraftan çok karışık hesaplar yapmadan, parçalardaki gerilmelerin hesaplanması ve rahat karar verilebilmesidir. Bu konstrüksiyonun dezavantajı ise, doğrudan estetik durumdur. Müşteri yeni ve modern konstrüksiyon sahibi olmak ister. Bence memleketimizde "ilk klasik bağlantı" konstrüksiyonunun yapılması daha ekonomiktir. Çünkü;

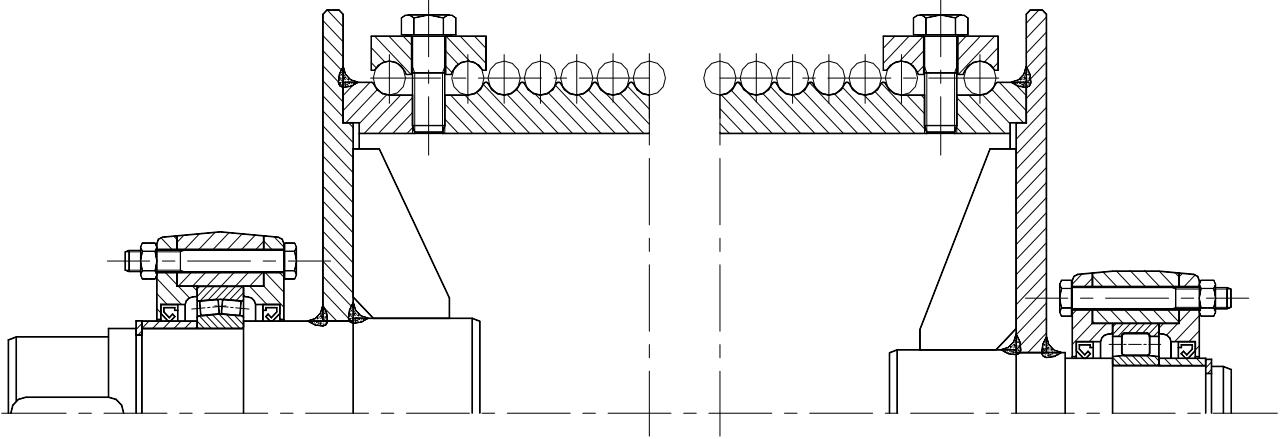
- Ucuz bir konstrüksiyondur,
- Her yerde ve az eğitilmiş personelle yapılabilir,
- Pahalı ve ithal makina parkına gerek yoktur,
- Bakımı kolaydır,
- Yedek parçası rahat, kolay ve ucuz olarak temin edilir,

### 1.1.7.5.2 Eski bağlantı

Tambur kaynak konstrüksiyon olarak Şekil 82 da görülmektedir. Tamburun iki ucuna muylular kaynatılmış ve tambur ve mil bir parça olarak düşünülmüştür. Muylulardan birine kavrama monte edilmiş ve böylece iki statik belirli kiriş konstrüksiyon elde edilmiştir. Avantaj yalnız açık ve belirli statik sistemin oluşmasıdır. Redüktör tambur momentine yeterli büyüklükte olacaktır. Konstrüksiyon ucuz olamayacaktır. Oldukça fazla konstrüksiyon parçası ile çözüm gerçekleştirilmiştir. Buda büyük dezavantajdır. Konstrüksiyonun avantajları ilk klasik bağlantı konstrüksiyonu ile hemen hemen aynıdır. Yukarıda belirttiğim gibi fazla parça ve redüktörün daha büyük olması pahalıya mal olacaktır. Avantajları saymak istersek şunları hemen sıralayabiliriz:

- Her yerde ve az eğitilmiş personelle yapılabilir,
- Pahalı ve ithal makina parkına gerek yoktur,
- Bakımı kolaydır,
- Yedek parçası rahat, kolay ve ucuz olarak temin edilir,

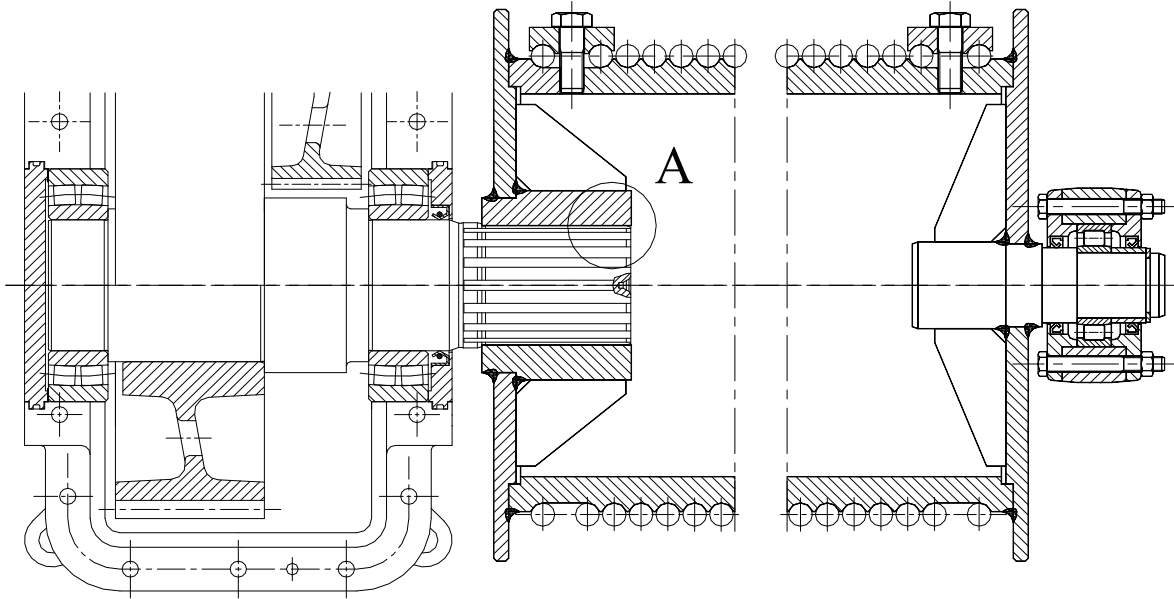
Bu bağlantıda redüktör çıkış eksenini ile tambur eksenini aynı doğru üzerindedir.



Şekil 82, Eski bağlantı, ikiz tambur

### 1.1.7.5.3 Klasik bağlantı

Bu bağlantıda redüktör çıkış eksenini ile tambur eksenini aynı doğru üzerindedir ve sistem üç yatakla yapılmıştır.



Şekil 83, Klasik bağlantı, ikiz tambur

Tambur redüktör bağlantısı Şekil 83 da görülmektedir. Tambur göbeği ile redüktör çıkış milinin bağlantısı (Detay A) oynak bağlantı olarak yapılır. Eğer bağlantı rijit yapılırsa sistem statik belirsiz olur ve bu bağlantıyı modern bağlantı olarak göreceğiz. Detay A da bağlantıyı yapmak oldukça pahalı bir çözümdür. Seçim konstrüktöre kalmıştır. Fakat şunu söylemek gerekir. Normal klasik uydu kamalı bağlantı oynak bağlantı değildir. Bu Modern bağlantıya girer.

### 1.1.7.5.4 Modern bağlantı

Bu bağlantı Şekil 83 da görülen bağlantının aynı olup, yalnız detay A da redüktör çıkış mili ile tambur göbeği rijit sayılan bağlantı çeşidi olarak yapılır.

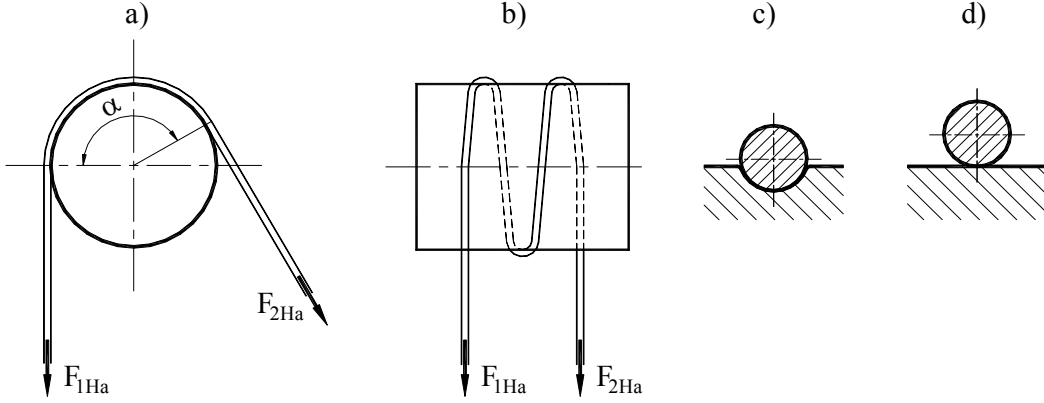
Bu durumda bağlantı statik belirsiz olur. Bu dezavantajı araba kasasının konstrüksiyonunda giderme imkanı vardır. Eskiden çok zor ve tam emniyetli olmayan hesaplamalar, bu günün bilgisayar

programlarıyla kolay ve ucuz geldiği için bu tip konstrüksiyon yapmak bu gün için dezavantaj değildir.

### 1.1.7.6 Tamburla halatın ilişkisi

Tambura halatın bağlantısını incelemeyen önce makara veya tamburun halatı hareket ettirmesini, yani tahrikini inceliyelim. Örneğin bazı asansör sistemlerinde görüldüğü gibi.

#### 1.1.7.6.1 Tahrik diski



Şekil 84, Tahrik diski veya tamburu

Tahrik diski veya tamburunda kuvvet hesabı "Eytelwein" a göre yapılır (Şekil 84, Pos a). Halatın büyük kuvvetinin " $F_{1Ha}$ ", halatın küçük kuvvetine " $F_{2Ha}$ " oranı, hiç bir zaman  $e^{\mu \cdot \alpha}$  değerinden büyük olmamalıdır. Yoksa halat disk veya tamburda kayar.

$$\frac{F_{1Ha}}{F_{2Ha}} \geq e^{\mu \cdot \alpha} \quad \text{F 68}$$

|           |     |  |
|-----------|-----|--|
| $F_{1Ha}$ | N   | Halatın büyük kuvveti                      |
| $F_{2Ha}$ | N   | Halatın küçük kuvveti                      |
| $\mu$     | 1   | Sürtünme katsayısı                         |
| $\alpha$  | Rad | Sarım açısı (Radyan olarak 1 Rad = $\pi$ ) |

Sürtünme katsayısı " $\mu$ " hesaplamak istersek halatın yivli sarılması halinde (bkz Şekil 84, Pos c) şu şekilde hesaplanır:

$$\mu \approx \frac{4}{\pi} \cdot \mu_0 \quad \text{F 69}$$

|         |   |                          |
|---------|---|--------------------------|
| $\mu_0$ | 1 | Tutuk sürtünme katsayısı |
|---------|---|--------------------------|

Tutuk sürtünme katsayısının " $\mu_0$ " değeri; çelik halat ile çelik veya döküm disk arasında 0,1 ile 0,15 kadardır. Daha doğru değerler için sitedeki genel dosyalara bakınız. Tam değerleri bulmak için deney yapmaktan başka yol yoktur.

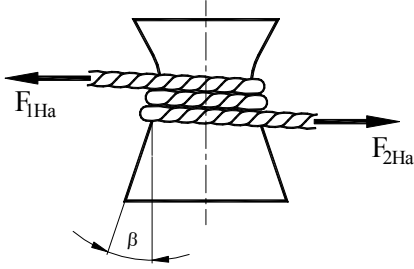
Halatın tahriki için muhakkak bir ön gerilme kuvvetinin bulunması gerekir. Eğer  $F_{2Ha}$  çok küçük ise, kuvvetler oranı otomatik olarak  $e^{\mu \cdot \alpha}$  değerinden büyük olur.

Tahrik kuvveti

- ön gerilmenin büyütülmesiyle,
- sürtünme katsayısının yükseltilmesiyle,
- sarım açısının büyütülmesiyle,
- disk çapının büyütülmesiyle (böylece küçük eğilme gerilmesi sonucu büyük ön gerilme)

yükseltilir.

### 1.1.7.6.2 Bucurgat babası



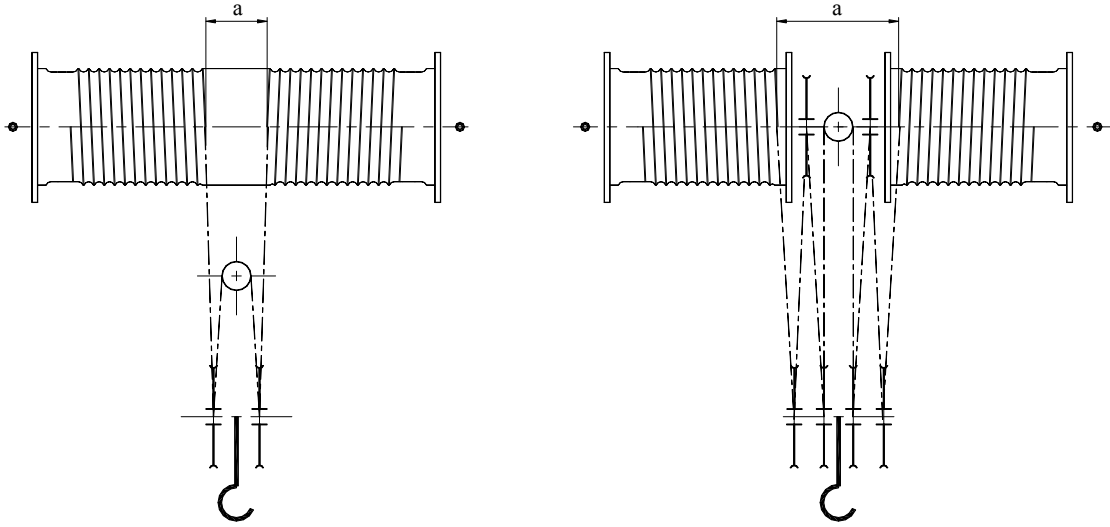
Şekil 85, Bucurgat babası

Tamburda (Şekil 84, Pos b), örneğin; halatla tahrikli vinç yürüyüş sisteminde, halat tamburda en az iki sarımla ön görülür. Böyle iki sarım bucurgat babasındada kullanılır.

Bucurgat babasında halatın devamlı en dar boğaza doğru kaymasını sağlamak için, bucurgat babasının  $\beta$  açısı sürtünme açısından ( $\rho = \tan \mu$ ) büyük olmalıdır.

### 1.1.7.6.3 İkiz tambur

Normal tamburda kaldırmada yükün yatay olarak kaymasına karşın ikiz tamburda yük dikey olarak kaymadan hareket eder. Buda halatın iki ucunun tambura bağlı olmasından olur.



Şekil 86, İkiz tambur ve makara sistemi

İkiz tamburda kanca bloğu veya kanca alt takımında daima çift sayıda makara vardır. Makara sisteminde muhakkak bir adet denge makarası bulunur. Kanca bloğu makara sayısı 2, 4, 6, ... alınır. İkiz tambur konstrüksiyonu 4/2 donam ile normal tambur 2/1 donamı karşılaştırırsak şu avantajları görürüz:

- Bir halata gelen yük küçüktür,
- Halat çapı ve tambur çapı küçüktür, dolayısıyla momentte küçük olur,
- Tamburun çıkış devir sayısı ve halat hızı daha büyüktür,
- Böylece küçük ve ucuz redüktör kullanılır,
- Yük dik olarak hiç kaymadan kaldırılır.

İkiz tamburda konstrüksiyonunda yivler arası mesafeye dikkat edilecektir. Halat kaçıklığının max değeri aşılmamalıdır. Fazla donamlı, 6 ve daha fazla donamlarda ikiz tamburu ayırmakta fayda vardır. İkiz tambur makara sistemi kuvvet bağıntıları şu şekilde yazılır:

Sürtünmesiz:  $F_0 = G/2 \cdot z$

$z =$  Kanca bloğu veya alt makara takımı makara sayısı

Sürtülmeli:  $F = \frac{G}{2} \cdot \frac{1 - \eta_{Ma}}{1 - \eta_{Ma}^z}$

Böylece ikiz tambur makara sisteminde genel randıman şu şekilde hesaplanır.

$$\eta_Z = \frac{F_0}{F} = \frac{G \cdot 2 \cdot (1 - \eta_{Ma}^z)}{2 \cdot z \cdot G \cdot (1 - \eta_{Ma})}$$

$$\eta_Z = \frac{1 - \eta_{Ma}^Z}{z \cdot (1 - \eta_{Ma})}$$

F 70

|             |   |  |
|-------------|---|--|
| $\eta_Z$    | 1 | İkiz tambur makara sistemi randımanı             |
| $\eta_{Ma}$ | 1 | Bir makaranın randımanı                          |
| $z$         | 1 | Kanca bloğu veya alt makara takımı makara sayısı |

İkiz tambur makara sisteminde halatın çevirme oranı " $i_{Ha}$ ":

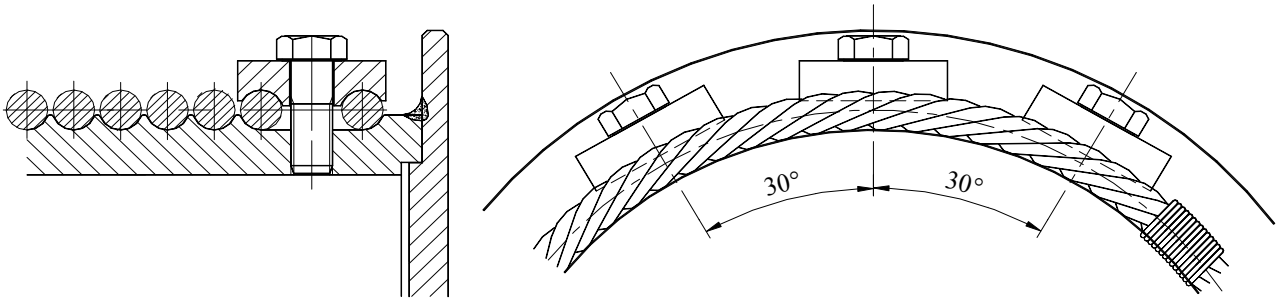
$$i_{Ha} = \frac{v_{Ha}}{v_{Ka}} \cdot z$$

F 71

|          |       |  |
|----------|-------|--|
| $v_{Ha}$ | m/dak | Halatın hızı                                     |
| $v_{Ka}$ | m/dak | aldırma hızı                                     |
| $z$      | 1     | Kanca bloğu veya alt makara takımı makara sayısı |

#### 1.1.7.6.4 Tambura halatın bağlantısı

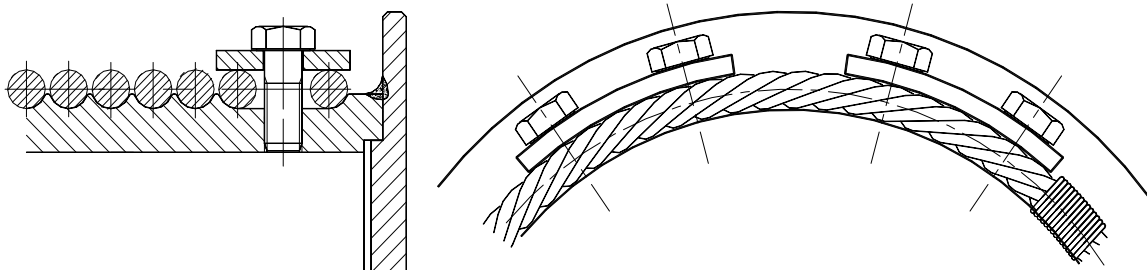
##### *Yivli plaka ile tutturma*



Şekil 87, Yivli plaka ile tutturma

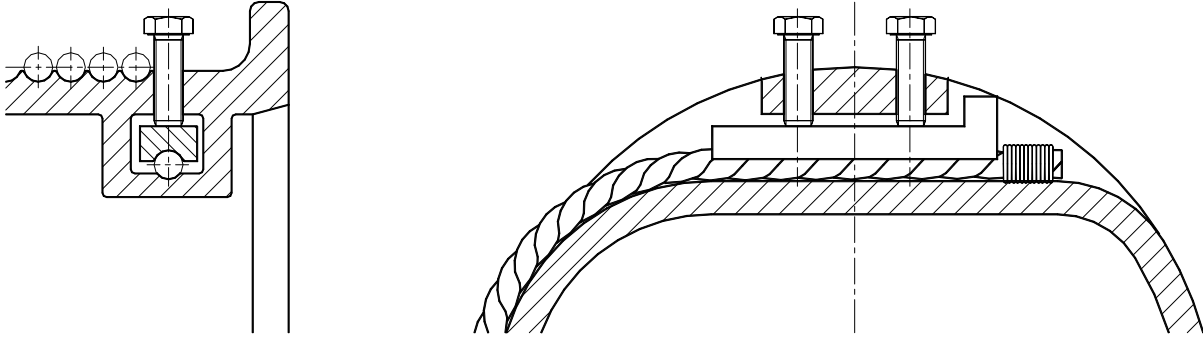
Halatı tambura yivli plaka ile tutturma (Şekil 87) çelik konstrüksiyon tamburda klasik bağlantı şeklidir. Yivli plakalar Tablo 23 ile alınan bilgilere göre 30° ara ile yerleştirilirler. Cıvataların gevşemesine karşın önlem almaya gerek yoktur, çünkü halat yay fonksiyonu yapar. Sıkıştırılan iki sarımdan başka en az iki sarımda emniyet sarımı olarak alınır. Böylece halatın tambura sarılmasından ortaya çıkan sürtünme kuvveti yükü taşır. Bağlantı cıvatalarını kontrol etmeye gerek yoktur.

##### *Yivsiz plaka ile tutturma*



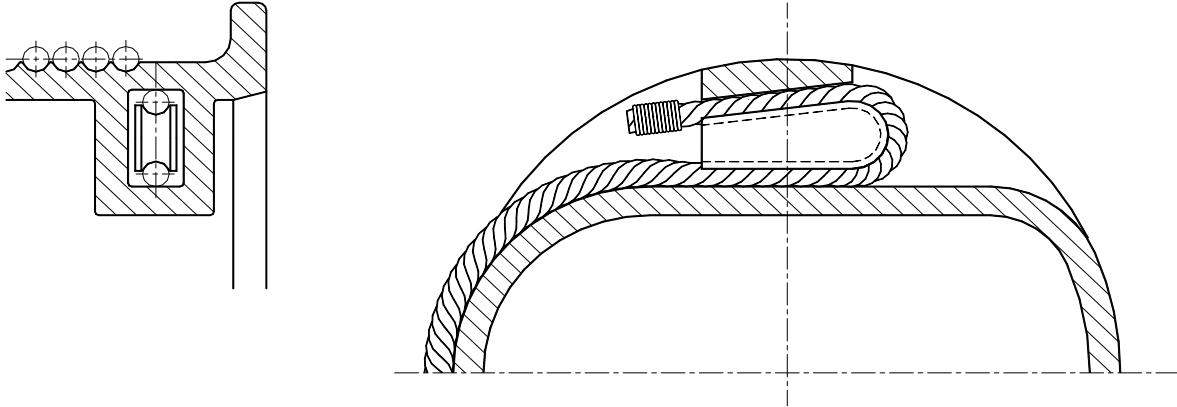
Şekil 88, Yivsiz plaka ile tutturma

Halatı tambura yivsiz plaka ile tutturmada (Şekil 88) çelik konstrüksiyon tamburda klasik bağlantı şeklidir. Fakat yivli plakadan daha az kullanılır. Bu şekil konstrüksiyonda halatı zedeleme olasılığı olabilir.

**Düz kamayı cıvata ile sıkıştırma**

Şekil 89, Döküm tambur, düz kama cıvata ile

Halatı tambura düz kamayı cıvata ile sıkıştırarak tutturmak (Şekil 89) döküm konstrüksiyonda kullanılan bağlantı şeklinden biridir. Bu konstrüksiyondada cıvataların gevşemesine karşın önlem almaya gerek yoktur, çünkü halat yay fonksiyonu yapar. Sıkıştırılan bir uçtan sonra en az üç sarımda emniyet sarımı olarak alınmasında fayda vardır.

**Eğimli kama ile sıkıştırma**

Şekil 90, Döküm tambur, eğimli kama cıvatasız

Halatı tambura eğimli kama cıvata ile sıkıştırarak tutturmak (Şekil 90) döküm konstrüksiyonda kullanılan ekonomik bağlantı şeklidir. Bu konstrüksiyondada yalnız kama kullanılır. Cıvata ve cıvata taşıyacak vida delikleri açılmayacaktır. Halat ucunun sıkıştırılmasından sonra yarım sarım emniyet sarımı olarak alınır. Böylece tambur boyundan kazanılır.

**1.1.7.7 Tamburun seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"**

Tamburu ikiz tambur ve kaynak konstrüksiyon olarak seçelim. Tamburun anma çapı ile hesaplanır:

$$d_{Ta} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha} = 18 \cdot 1 \cdot 16 = 288 \quad \text{standart sayı} \quad d_{Ta} = 315 \text{ mm}$$

Tahrik grubuna göre tambur çapı faktörü,

Tablo 6 ile, Dönmeyen veya çok az dönen çelik halat

Makara düzenine göre halat akış faktörü,

Tablo 7 ile, İkiz tambur 4/2 donam, veya 2/1 donam

Halat çapı

$$h_1 = 18$$

$$h_2 = 1$$

$$d_{Ha} = 16 \text{ mm}$$

$$\text{Tambur dış torna çapı} \quad d_{Ta} = d_{dYi} + 2 \cdot a = 299 + 2 \cdot 6 = 311 \text{ mm}$$

Şekil 76 ve Tablo 21 ile;

$$d_{Ta} = 311 \text{ mm}$$

|  |   |                                    |
|--|---|------------------------------------|
| Tambur yivi dibi çapı  | $d_{dYi} = d_{Ta} - d_{Ha} = 315 - 16 = 299 \text{ mm}$               | $d_{dYi} = 299 \text{ mm}$         |
| Tambur yivi yüksekliği<br>Şekil 76 ve Tablo 21 ile;  |   | $a = 6 \text{ mm}$                 |
| Tambur iç çapı<br>Tambur 18 mm kalınlığında St 37 plakadan yapılacaksa   | $d_{iTa} = d_{dYi} - 2 \cdot h = 299 - 2 \cdot 9 = 281$               | $d_{iTa} = 280 \text{ mm}$ alalım. |
| Tambur cidar kalınlığı<br>Şekil 79 ve Tablo 22 ile;  |   | $h = 9 \text{ mm}$                 |
| Tambur yivi yarı çapı<br>Şekil 76 ve Tablo 21 ile;   |   | $R_{Yi} = 8,5 \text{ mm}$          |
| Tambur yivi hatvesi<br>Şekil 76 ve Tablo 21 ile;   |   | $p_{Yi} = 18 \text{ mm}$           |
| Tambur yivi tepe yuvarlaklığı yarı çapı<br>Şekil 76 ve Tablo 21 ile;   |   | $R_1 = 0,8 \text{ mm}$             |
| Sıkıştırma civatası<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile;   | 3 adet M12  |                                    |
| İlk sıkıştırılan halat ile yan disk mesafesi<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile ;   | $u = 1,5 \cdot p_{Yi} = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ mm}$                 |                                    |
| Sıkıştırılan iki halatın arası<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile ;   | $v = p_{Yi} + M_X + 2 \text{ mm} = 18 + 12 + 2 = 32 \text{ mm}$       |                                    |
| Kullanılmayan son halat ile yan disk mesafesi<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile ;  | $u_1 = u + v + 2 \cdot p_{Yi} = 27 + 32 + 2 \cdot 18 = 95 \text{ mm}$ | $u_1 = 95 \text{ mm}$              |
| Sıkıştırma plakası kalınlığı<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile ;   | $a_p \geq M_X = 12 \text{ mm}$  |                                    |
| Sıkıştırma plakası eni x boyu<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile  | $b_p \geq v + d_{Ha} + 2 \text{ mm} = 32 + 16 + 2 = 50 \text{ mm}$    |                                    |
| Sıkıştırma plakası tam kalınlığı<br>Şekil 79 ve Tablo 23 ile, 20 mm kalınlığındaki St 37 plakadan  | $a_{Top} \geq a_p + a = 12 + 6 = 18 \text{ mm}$                       |                                    |
| Tambur yan diski yüksekliği ile<br>Bunu 32,5 mm yapalım ve diskin dış çapı böylece<br>$d_{Di} = d_{Ta} + 2 \cdot k$ olur<br>$d_{Di} = 315 + 2 \cdot 32,5 = 380 \text{ mm}$ | $k \geq 2 \cdot d_{Ha} = 2 \cdot 16 = 32 \text{ mm}$                  |                                    |



Tambur yan diski kalınlığı;

$$w_{Ka} \geq 1,2 \cdot \sqrt{F_{Ha \max} \cdot \left(1 - 0,67 \cdot \frac{d_{TG}}{D_{Ta}}\right)}$$

Bu hassas hesabı daha sonra tambur bağlantısında yapalım. Burada kısaca pratik bir kaideye göre disk kalınlığını uygulayalım;  $w_{Ka} \approx d_{Ha} = 16 \text{ mm}$ .

Diski 20 mm kalınlıktaki plakadan 5 mm ökçe işleyerek yapalım. Disk tambur yanı kalınlığı 15 mm olur.

Gerekli yiv sayısı: Kaldırma yüksekliği  $H = 8 \text{ m}$ , Tambur çapı  $d_{Ta} = 0,315 \text{ m}$ , 4/2 yani 2/1 donam.

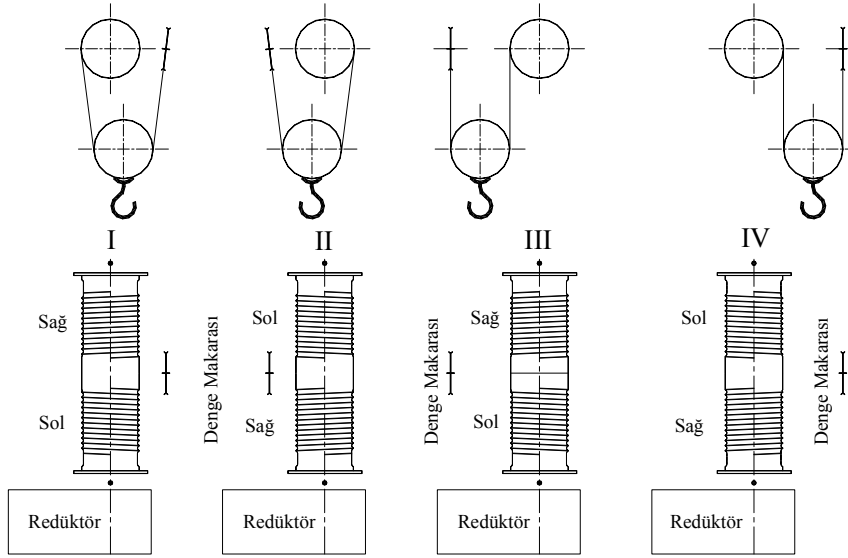
$$n_{Yi} = \frac{2 \cdot H}{\pi \cdot d_{Ta}} = \frac{2 \cdot 8}{\pi \cdot 0,315} = 16,168$$

$$n_{Yi} = 16$$

İkizlik ara boyu konstrüksiyonda başka şartlar istenmiyorsa  $L_{He} \approx 0,5 \cdot d_{Ta}$  alınır.

$$L_{He} = 160 \text{ mm}$$

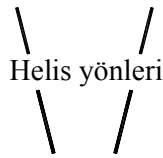
Helis yönleri Şekil 92 ile gösterilmiştir.



Şekil 92, İki tamburda helis yönleri

Konstrüksiyonda, arabada yerleştirmede avantajlı ve halat akış yönü bakımından ideal olduğu için

Denge makarası



Helis yönleri

Şekil 93, Helis yönü sembolik

Pos I i seçeriz.

İki tamburda ideal helis yönü seçimi için şu şekli aklımızda tutalım.

Helis yönlerini V kabul edersek halat makarası bu V harfini kapatır.

Tambur göbeğinin konstrüksiyonunu ve genel hesapları yapalım. Bunun içinde tambura gelen halat kuvvetlerini ve bu kuvvetlerden oluşan momentleri hesaplayalım. Halat seçiminden halat kuvveti;

$$F_{Ha} = 26'272 \text{ N}$$

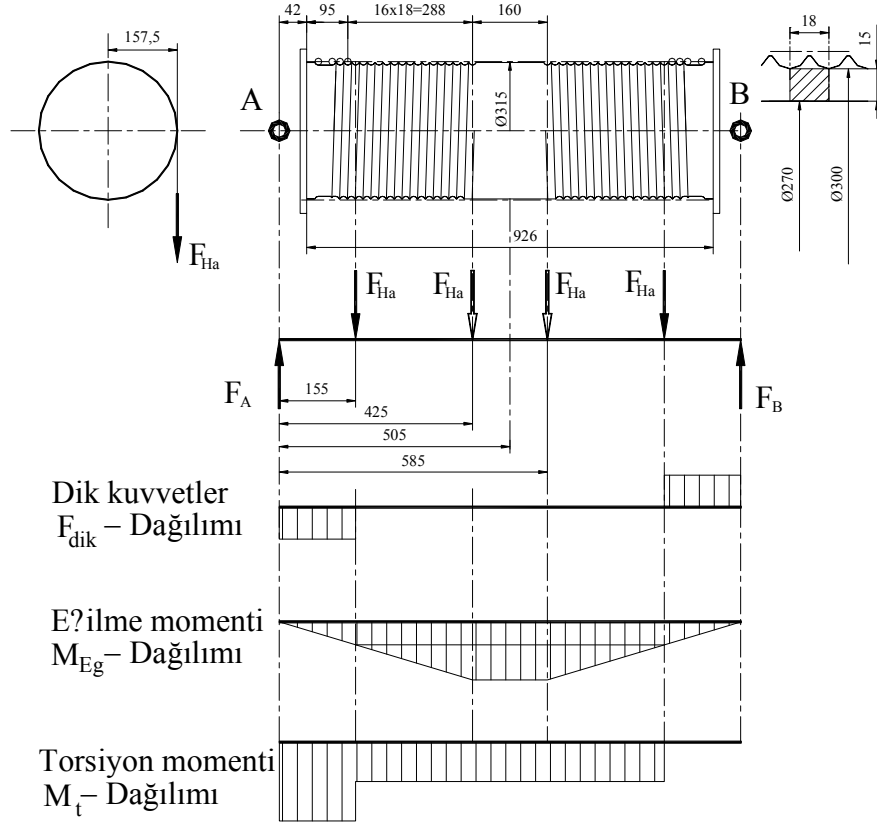
Tamburda eksene dik kuvvetler halat kuvveti kadardır

$$F_{dik} = 26'272 \text{ N}$$

Tamburda torsiyon momenti oluşturan kuvvetler

$$2 \cdot F_{Ha} = 52'543 \text{ N}$$

Şekil 94 de tamburdaki kuvvet ve moment dağılımları gösterilmiştir. A tarafı redüktör tarafı olarak alınmıştır. Böylece kritik tarafın A tarafı olduğu görülür.



Şekil 94, Ana örnek tamburda kuvvet ve momentler

A tarafındaki mukavemet hesapları:

Torsiyon momenti:

$$M_t = 0,5 \cdot d_{Ta} \cdot 2 \cdot F_{Ha} = d_{Ta} \cdot F_{Ha} = 0,315 \cdot 26272 = 8276 \approx 8'275 \text{ Nm}$$

Tambur göbeğindeki eğilme momenti: Burada tamburdaki halat kuvvetleri tambur ortasına göre simetrik hareket ettiklerinden yükün en alt veya en üst noktasındaki halat çıkışını aynı büyüklüğü verir. A ve B yatak kuvvetleride tamburun kendi ağırlığı sayılmazsa halat kuvveti ile eşittir. Redüktör milini 80 mm kabul edersek.

$$M_{eg} = F_A \cdot 155 = 3021 \approx 3020 \text{ Nm}$$

BEH ne göre hesaplanan moment (bkz Lit 6)

$$M_{he} = \sqrt{M_{eg}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_t)^2} = \sqrt{3020^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 8275)^2} \approx 5'850 \text{ Nm}$$

Redüktör mili semantasyon çeliği 20MnCr5 kamalı mil olarak kabul edelim. Milin emniyetli devamlı eğilme mukavemet değeri:

$$\sigma_{EGD} = \frac{\sigma_D \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Ct} \cdot S_{DGER}} = \frac{550 \cdot 0,9 \cdot 0,8}{1,85 \cdot 1,25} = 171 \approx 170 \text{ N/mm}^2$$

20MnCr5 in  $\kappa = -1$  için devamlı eğilme mukavemet değeri :

Yüzey pürüzlüğü katsayısı

Malzemenin büyüklük katsayısı

Çentik sayısı

Emniyet katsayısı

$$\sigma_D = 550 \text{ N/mm}^2$$

$$b_1 = 0,9$$

$$b_2 = 0,8$$

$$\beta_{Ct} = 1,85$$

$$S_{DGER} = 1,25$$

Redüktör çıkış mili çapı veya tambur göbeği iç çapı:

$$d \geq 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{he}}{\sigma_{EGD}}} = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{5856000}{170}} = 110 \text{ mm} \quad \text{Redüktörün kamalı milinin için}$$

Kamalı mil profili DIN ISO 14-10x112x125 seçilir

Tambur cidarı mukavemet kontrolünü yapalım ( $d_1$  ve  $d_2$  Şekil 1.77 den).

Torsiyon gerilmesi:

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t \cdot d_1}{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)} = 6,8 \text{ MPa} \quad \tau_t = 6,8 \text{ MPa}$$

Eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{Eg} = \frac{32 \cdot M_{Eg} \cdot d_1}{\pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)} = 5 \text{ MPa} \quad \sigma_{Eg} = 5 \text{ MPa}$$

Bileşik karşılaştırma gerilmesi:

$$\sigma_{Bi} = \sqrt{\sigma_{Eg}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = 9,7 \text{ MPa} \quad \sigma_{Bi} = 9,7 \text{ MPa}$$

Halatın çıkış yivinde basma gerilmesi:

$$\sigma_{ba\check{C}} = 0,5 \cdot \frac{F_{Ha}}{h \cdot p_{Yi}} = 73 \text{ MPa} \quad \sigma_{ba\check{C}} = 73 \text{ MPa}$$

Halatın çıkış yivinde eğilme gerilmesi:

$$\sigma_{eg\check{C}} = 0,96 \cdot F_{Ha} \cdot \sqrt{\frac{1}{d_{Ta} \cdot h^3}} = 44,9 \text{ MPa} \quad \sigma_{eg\check{C}} = 44,9 \text{ MPa}$$

Halat çıkışında karşılaştırma gerilmesi:

$$\sigma_{kar\check{C}} = \sqrt{\sigma_{eg\check{C}}^2 + \sigma_{ba\check{C}}^2 - \sigma_{eg\check{C}} \cdot \sigma_{ba\check{C}}} = 63,8 \text{ MPa} \quad \sigma_{kar\check{C}} = 63,8 \text{ MPa}$$

Emniyetli basma gerilmesi St 37 için  $\sigma_{baEM} = (50) 65 \text{ N/mm}^2$  dir.

Değeri  $1A_m$  için %25 büyültsek bile 10 mm cidar kalınlığı yetmemektedir.

Yeteri kadar cidar kalınlığı bulmak için basma gerilmesi formülü ile tambur cidar kalınlığını hesaplayalım:

$$h_{Ye} = 0,5 \cdot \frac{F_{Ha}}{\sigma_{baEM} \cdot p_{Yi}} \approx 11,2 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ba\check{C}} = 0,5 \cdot \frac{F_{Ha}}{h \cdot p_{Yi}} = 48,7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eg\check{C}} = 0,96 \cdot F_{Ha} \cdot \sqrt{\frac{1}{d_{Ta} \cdot h^3}} = 24,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{kar\check{C}} = \sqrt{\sigma_{eg\check{C}}^2 + \sigma_{ba\check{C}}^2 - \sigma_{eg\check{C}} \cdot \sigma_{ba\check{C}}} = 42,1 \text{ N/mm}^2$$

Değerlerin hepsi  $\sigma_{baEM} = 65 \text{ MPa}$  dan küçüktür.

Tambur cidar kalınlığı

$$h_{Ta} = 15 \text{ mm alınır.}$$

**Tambur göbeği kaynak bağlantısının kontrolü:**

Tambur göbeği dış çapı  $d_2 = 150 \text{ mm}$

Kaynak büyüklüğü, köşe dikişi, 2 taraflı  $a = 5 \text{ mm}$   $d_1 = 160 \text{ mm}$

Torsiyon gerilimi  $\tau_t = \frac{16 \cdot M_t \cdot d_1}{2 \cdot \pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)} = 22,6 \text{ N/mm}^2$

Eğilme gerilmesi: 
$$\sigma_{Eg} = \frac{32 \cdot M_{Eg} \cdot d_1}{2 \cdot \pi \cdot (d_1^4 - d_2^4)} = 45,2 \text{ N/mm}^2$$

Karşılaştırma gerilmesi NGH göre: 
$$\sigma_{kay} = 0,5 \cdot \left( \sigma_{eg} + \sqrt{\sigma_{eg}^2 + 4 \cdot \tau_t^2} \right) = 54,6 \text{ N/mm}^2$$

Literatürden  $\kappa = -1$  için 
$$\sigma_{egEM} = 60 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{kay} = 54,6 \text{ N/mm}^2$$
  

$$\tau_{tEM} = 98 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{kay} = \left( \frac{\sigma_{eg}}{\sigma_{egEM}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_t}{\tau_{tEM}} \right)^2 = 0,6 > 1 \text{ kaynak bağlantıları yeterli.}$$

### 1.1.7.8 Tamburun seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

Normal tambur ve çok sayıda devamlı yapılacağından döküm konstrüksiyon olarak seçilir. Tamburun anma çapı hesaplanır:

$d_{Ta} \geq h_1 \cdot h_2 \cdot d_{Ha} = 20 \cdot 1 \cdot 12 = 240$  standart sayı  $d_{Ta} = 250 \text{ mm}$

Tahrik grubuna göre tambur çapı faktörü,

Tablo 6 ile, dönmeyen veya çok az dönen çelik halat

Makara düzenine göre halat akış faktörü,

Tablo 7 ile, Seri üretilen vinçlerde halat düzenine bakmadan  
Halat çapı

$h_1 = 20$

$h_2 = 1$

$h_2 = 1$  alınır.

$d_{Ha} = 12 \text{ mm}$

Tambur dış torna çapı  $d_{TaT} = d_{dYi} + 2 \cdot a = 238 + 2 \cdot 4,5 = 247 \text{ mm}$   $d_{TaT} = 247 \text{ mm}$   
Şekil 76 ve Tablo 21 ile;

Tambur yivi dibi çapı  $d_{dYi} = d_{Ta} - d_{Ha} = 250 - 12 = 238 \text{ mm}$   $d_{dYi} = 238 \text{ mm}$

Tambur yivi yüksekliği  $a = 4,5 \text{ mm}$   
Şekil 76 ve Tablo 21 ile;

Tambur iç çapı  $d_{iTa} = d_{dYi} - 2 \cdot h = 238 - 2 \cdot 12 = 214$   $d_{iTa} = 214 \text{ mm,}$   
Tambur iç çapı döküm

Tambur cidar kalınlığı  $h = 12 \text{ mm}$   
Şekil 79 ve Tablo 22 ile;

Tambur yivi yarı çapı  $R_{Yi} = 6,5 \text{ mm}$   
Şekil 76 ve Tablo 21 ile;

Tambur yivi hatvesi  $p_{Yi} = 14 \text{ mm}$   
Şekil 76 ve Tablo 21 ile;

Tambur yivi tepe yuvarlaklığı yarı çapı  $R_1 = 0,8 \text{ mm}$   
Şekil 76 ve Tablo 21 ile;

Sıkıştırma civatası  $3 \text{ adet M12}$   
Şekil 79 ve Tablo 23 ile;

İlk sıkıştırılan halat ile yan disk mesafesi  $u = 1,5 \cdot p_{Yi} = 1,5 \cdot 14$   $u = 21 \text{ mm}$   
Şekil 79 ve Tablo 23 ile;

Sıkıştırılan iki halatın arası  $v = p_{Yi} + Mx + 2 \text{ mm} = 14 + 12 + 2$   $v = 28 \text{ mm}$   
Şekil 79 ve Tablo 23 ile;

Kullanılmayan son halat ile tambur sonu mesafesi  $u_1 = u + v + 2 \cdot p_{Yi} = 21 + 28 + 2 \cdot 14 = 77 \text{ mm}$   $u_1 = 77 \text{ mm}$   
Şekil 79 ve Tablo 23 ile;



Sıkıştırma plakası kalınlığı  $a_p \geq M_X = 12 \text{ mm}$   $a_p = 12 \text{ mm}$   
 Şekil 79 ve Tablo 23 ile;

Gerekli yiv sayısı:

Kaldırma yüksekliği  $H = 7,5 \text{ m}$ , Tambur çapı  $d_{Ta} = 0,250 \text{ m}$ , 2/1 donam.

$$n_{Yi} = \frac{2 \cdot H}{\pi \cdot d_{Ta}} = \frac{2 \cdot 7,5}{\pi \cdot 0,250} = 19,1 \quad n_{Yi} = 19$$

Halat klavuzu içinde üç yiv alırsak;  $19 \times 14 + 3 \times 14 = 308 \text{ mm}$  yapar.

Kaldırma yüksekliğini bir kaç kademe yapmak istersek, tambur boyunu ayarlamak gerekir.

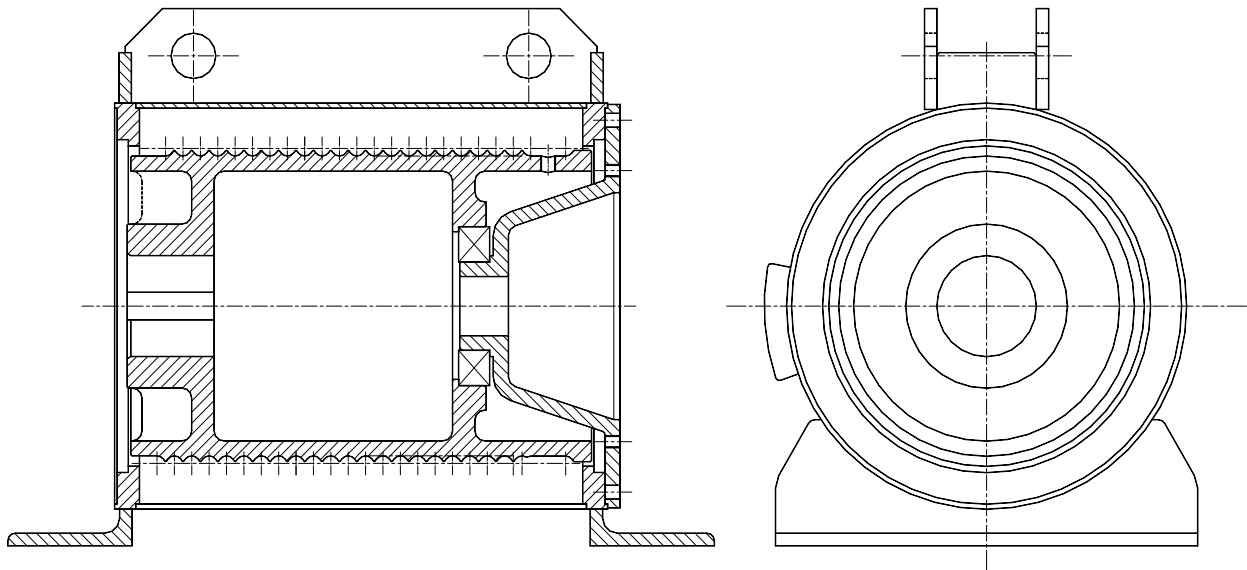
Tablo 24, Tambur boyuna göre donam ve kaldırma yükseklikleri

| Kaldırma Yiv sayısı | Kaldırma Yiv boyu mm | Tambur boyu mm | Donam | Kaldırma yüksekliği m |
|---------------------|----------------------|----------------|-------|-----------------------|
| 19                  | 19x14+3x14=308       | 416            | 2/1   | 7,5                   |
|                     |                      |                | 4/2   | 3,75                  |
| 38                  | 38x14+3x14=574       | 682            | 2/1   | 15                    |
|                     |                      |                | 4/2   | 7,5                   |
| 57                  | 57x14+3x14=840       | 948            | 2/1   | 22,5                  |
|                     |                      |                | 4/2   | 11,25                 |

Şekil 95 da görüldüğü gibi ceraskal tamburu ancak tambur muhafazası ve halat klavuzu ile tam tambur olur. Bunu sağlamak için tambur muhafazası ve halat klavuzunun konstrüksiyonunu yapalım.

### 1.1.7.9 Tambur muhafazası komple, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

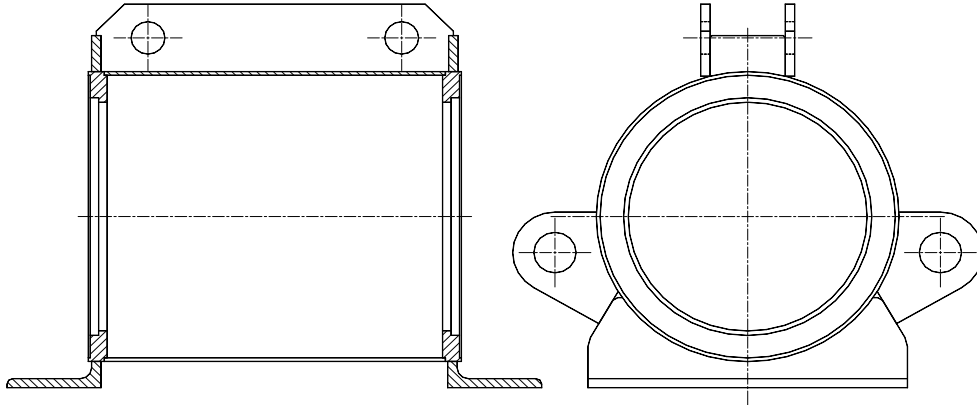
Tambur muhafazası bütün ceraskalı taşıyan ana çelik konstrüksiyondur. Tambur muhafazası redüktörü, motor flanşını ve dolayısıyla motoru taşır. Ayaklar ile ceraskalın asılı değil de oturtulmalı kullanılmasını sağlar. Askı latalarıyla ceraskalın monoray arabaya asılmasını sağlar. Halat klavuzuna klavuz yataklığını yapar. Kamalı veya makaralı traversi taşır.



Şekil 96, 2/1-Donam tambur muhafazası komple

### 1.1.7.10 Tambur muhafazası, "Örnek 2, 32kN-2/1 Ceraskal"

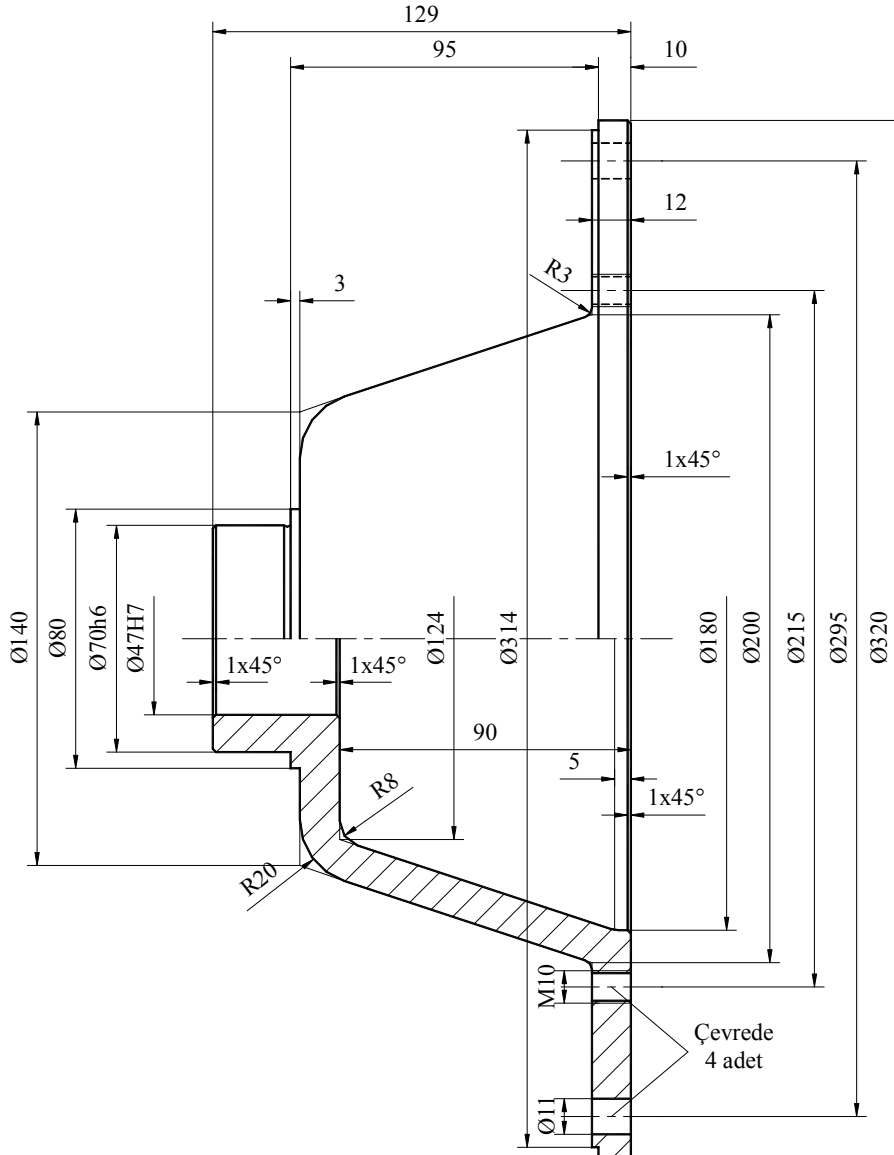
4/2 veya 4/1 donam için tambur muhafazası Şekil 97 de görülmektedir.



Şekil 97, 4/2 veya 4/1 donam için tambur muhafazası

### 1.1.7.11 Motor flanşı, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halath ceraskal"

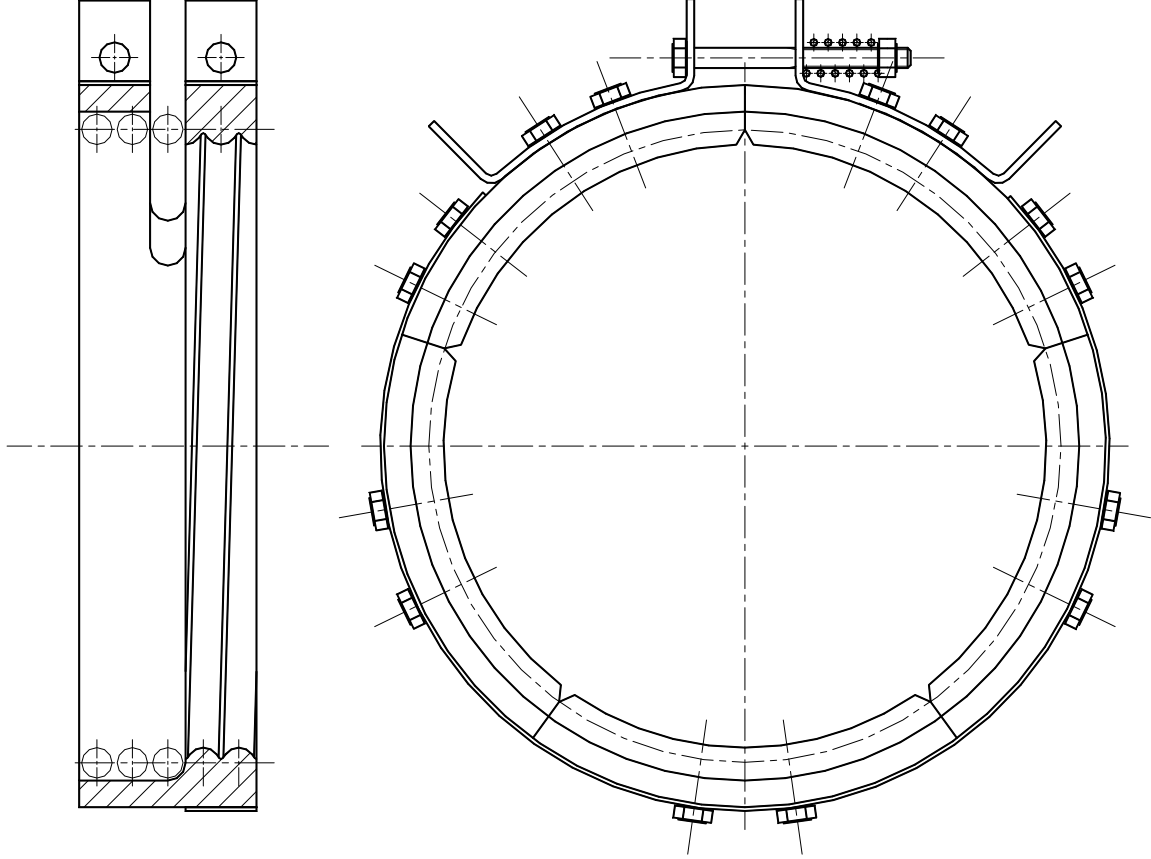
Motor flanşı seri imalat olduğundan döküm konstrüksiyon (GG20 den) olarak yapılır.



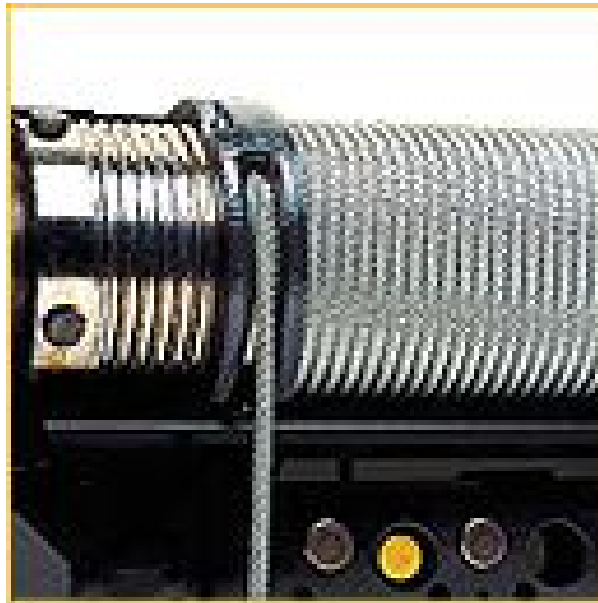
Şekil 98, Motor flanşı

### 1.1.7.12 Halat klavuzu, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

Halat klavuzu GG20 den parçalı döküm konstrüksiyon olarak yapılır. Parçalar kör perçin veya cıvatayla bağlanan çelik çember ile birbirine bağlanır. İki uç, esnekliği sağlamak için, yaylı bağlantı olarak yapılır. Halat klavuzunun helis yönü kullanılacağı tambura göre seçilir. Helis tıpkı cıvata ve somun gibidir. Örneğin; Tambur dış sol helis ise, halat klavuzu iç sol helis olmalıdır.



Şekil 99, Halat klavuzu



Şekil 1.100, Halat klavuzu  
Kaynak: [www.kilavuzmakina.com](http://www.kilavuzmakina.com)

## 1.2 Zincirli kaldırma sistemi

Vinç üretiminde zincirler çelik halatlara karşın çok az kullanılırlar ve pek önemlide değillerdir. Bu düşünce zincirlerin özelliklerinde yatar. Zincirlerin şu özellikleri vardır ve dezavantaj (-) ve avantaj (+) ile gösterilmiştir:

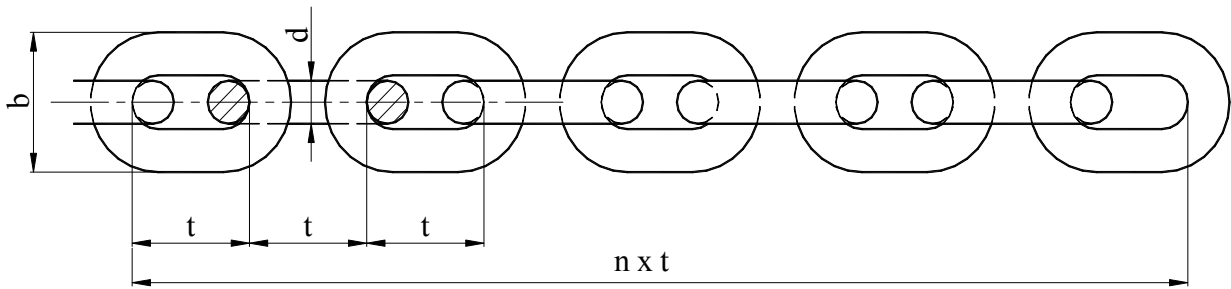
1. Yalnız küçük hızlarda kullanılırlar (-),
2. Kendi ağırlıkları kaldırdıkları yüke göre yüksektir (-),
3. Darbelere karşı hassastırlar (-),
4. Taşıma güçleri yüksektir (+),
5. Isıya ve korozyona karşı daha dayanıklıdırlar (+).

Zincirler elle tahrikli ceraskalarda, yürüyüş takriklerinde ve kaldırma yüksekliği küçük olan kullanım alanlarında elektrikli ceraskalarda kullanılırlar.

Burada yalnız yuvarlak çelik zincirleri ele alıp inceleyeceğiz. Diğer zincirler çok az kullanıldıkları için üretici ve satıcıları ile temasa geçip detaylı bilgi alabilirsiniz.

### 1.2.1 Yuvarlak çelik zincirde geometri

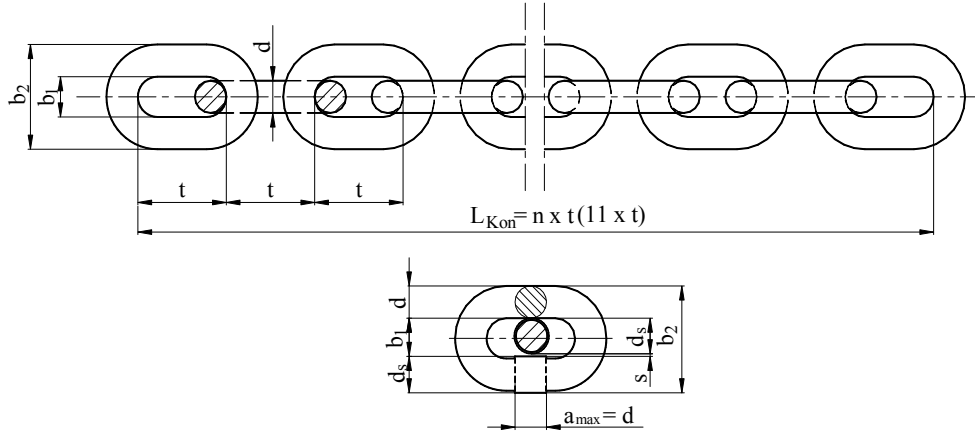
Yuvarlak çelik zincirler, bkz Şekil 101 özellikleri bakımından vinçlerde kullanılmaları en uygun zincirlerdir. Ucuzdırlar, her yerde satın almak mümkündür. Gayet küçük çaplara sarılırlar. Küçük çaplara sarılmaları yük momentininin küçük olmasını oluşturur. Vinçlerde kullanılan yuvarlak çelik zincirler dın 765 (*Stan 1*) e göre standartlaştırılmıştır.



Şekil 101, Yuvarlak çelik zincir

Yuvarlak çelik zincirler, zincirin hareket hızı 1/s ye kadar kullanılırlar. Bu zincirler baklalarının tek tek elektrik kaynağı ile üretilmesinden oluşur ve malzemeleri St 35,13K dır. Bakla kalınlığı büyük olan zincirler çelik döküm olarakta üretilir ve malzemeleri genelde GS45 dir.

Yuvarlak çelik zincirler mastara uygun veya mastara uymayan zincirler olarak iki gruba ayrılırlar. Genelde vinçlerde kullanılan "Mastara uygun normal (DIN 5684)", diğer özel tipler "Mastara uygun veya uygun olmayan kısa baklalı (DIN 765 ve DIN 766)" zincirlerdir.



Şekil 102, Mastara uygun DIN 5684 zinciri

Tablo 25, Mastara uygun zincirlerin geometrik ölçüleri, DIN 5684 (Şekil 102)

| Çap                           | d                | mm   | 5          | 6          | 7          | 8          | 9          | 10         | 11         | 13         | 16         |
|-------------------------------|------------------|------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
|                               | $\Delta d$       | mm   | $\pm 0,20$ | $\pm 0,24$ | $\pm 0,28$ | $\pm 0,32$ | $\pm 0,36$ | $\pm 0,40$ | $\pm 0,44$ | $\pm 0,50$ | $\pm 0,64$ |
| Hatve                         | t                | mm   | 15         | 18         | 21         | 24         | 27         | 28         | 31         | 36         | 45         |
|                               | $\Delta t_{max}$ | + mm | 0,2        | 0,23       | 0,27       | 0,31       | 0,35       | 0,36       | 0,40       | 0,46       | 0,58       |
|                               | $\Delta t_{min}$ | - mm | 0,1        | 0,12       | 0,13       | 0,15       | 0,17       | 0,18       | 0,20       | 0,23       | 0,29       |
| İç genişlik $b_1=1,2 \cdot d$ |                  | mm   | 6          | 7,2        | 8,4        | 9,6        | 10,8       | 12         | 13,2       | 15,6       | 19,2       |
| Dış genişlik                  | $b_2$            | mm   | 16,9       | 20,2       | 23,6       | 27         | 30,4       | 34         | 37,4       | 44,2       | 54,4       |
| Uzunluk *)1                   | $L_{Kon}$        | mm   | 165        | 198        | 231        | 264        | 297        | 308        | 341        | 396        | 495        |
|                               | $\Delta L_{max}$ | + mm | 0,5        | 0,63       | 0,73       | 0,83       | 0,94       | 0,97       | 1,1        | 1,25       | 1,6        |
|                               | $\Delta L_{min}$ | - mm | 0,25       | 0,31       | 0,36       | 0,41       | 0,47       | 0,48       | 0,55       | 0,63       | 0,8        |
| Ağırlık                       |                  | kg/m | 0,54       | 0,78       | 1,07       | 1,4        | 1,75       | 2,25       | 2,7        | 3,8        | 5,75       |

\*)1 Kontrol uzunluğu  $L_{Kon} = 11 \cdot t$  olarak kabul edilir.

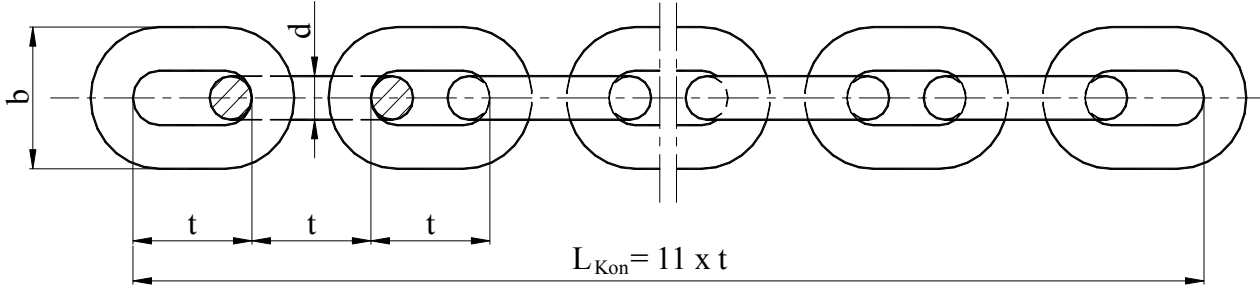
Boşluk  $s_{min} = 0,125 d$ ,  $d_{s max} = 1,075 d$  değerlerini aşmamalıdır.

Tablo 26, Mastara uygun zincirlerin mekanik değerleri, DIN 5684 (Şekil 102)

| Çap             | d | mm | 5    | 6  | 7    | 8  | 9   | 10  | 11  | 13   | 16  |
|-----------------|---|----|------|----|------|----|-----|-----|-----|------|-----|
| İşletme kuvveti |   | kN | 6,3  | 9  | 12,5 | 16 | 20  | 25  | 30  | 42,5 | 63  |
| Kontrol kuvveti |   | kN | 20   | 28 | 40   | 50 | 63  | 80  | 95  | 132  | 200 |
| Kopma kuvveti   |   | kN | 31,5 | 45 | 60   | 80 | 100 | 125 | 150 | 212  | 315 |

Kopma uzaması %10, yüzey sertliği  $d \leq 11$  mm 360 HV,  $d \geq 11$  mm 330 HV

Kuvvet orantıları, İşletme kuvveti:Kontrol kuvveti:Kopma kuvveti = 1 : 3,15 : 5



Şekil 103, Mastara uygun kısa baklalı (DIN 766) zincirler

Tablo 27, Mastara uygun kısa baklalı (DIN 766) zincirler (Şekil 103)

| Çap d<br>Genel   Vinç<br>mm | Hatve<br>t<br>mm | Hatve toleransı<br>$\Delta t$<br>mm | Boy toleransı<br>$\Delta L_{Ko}$<br>mm | Dış genişlik<br>b<br>mm | İşletme kuvveti                 |                                     | Kontrol kuvveti<br>$F_{Kon}$<br>kN | kopma kuvveti<br>$F_{Kop}$<br>kN | Ağırlığı<br>G<br>kg/m |
|-----------------------------|------------------|-------------------------------------|--|-------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|----------------------------------|-----------------------|
|                             |                  |                                     |  |                         | Norm al<br>$F_{i\dot{s}}$<br>kN | sabit bağlı<br>$F_{i\dot{s}}$<br>kN |                                    |                                  |                       |
| 4                           | 16               | $\pm 0,5$                           | $+1,5$<br>$-0,5$                       | 14                      |                                 |                                     |                                    |                                  | 0,32                  |
| 5                           | 18,5             |                                     |  | 17                      | 2,5                             |                                     | 6,3                                | 12,6                             | 0,50                  |
| 6                           | 18,5             |                                     |  | 20                      | 3,5                             |                                     | 9,0                                | 18,0                             | 0,75                  |
| 7                           | 7                | 22                                  | $\pm 0,6$                              | 23                      | 4,5                             | 6,3                                 | 12,6                               | 25,2                             | 1,00                  |
| 8                           | 8                | 24                                  |  | 26                      | 6,3                             | 8,0                                 | 16,0                               | 32,0                             | 1,35                  |
| 9                           | 9                | 27                                  |  | 30                      | 8,0                             | 10,0                                | 20,0                               | 40,0                             | 1,80                  |
| 10                          | 10               | 28                                  |  | 34                      | 10,0                            | 12,5                                | 25,0                               | 50,0                             | 2,25                  |
| 11                          | 11               | 31                                  | $\pm 1,0$                              | 36                      | 11,2                            | 16,0                                | 32,0                               | 64,0                             | 2,70                  |
| 13                          | 13               | 36                                  |  | 44                      | 16,0                            | 21,2                                | 42,4                               | 84,8                             | 3,80                  |
|                             | 14               | 41                                  |  | 47                      |                                 | 25,0                                | 50,0                               | 100                              | 4,40                  |
| 16                          | 16               | 45                                  | $+3,8$<br>$-1,3$                       | 54                      | 25,0                            | 31,5                                | 63,0                               | 126                              | 5,80                  |
| 18                          | 18               | 50                                  |  | 60                      | 31,5                            | 40                                  | 80,0                               | 160                              | 7,30                  |
| 20                          | 20               | 56                                  | $\pm 1,5$                              | 67                      | 40                              | 50                                  | 100                                | 200                              | 9,00                  |
| 23                          | 23               | 64                                  |  | 77                      | 50                              | 67                                  | 134                                | 268                              | 12,0                  |
| 26                          |                  | 73                                  | $\pm 2,0$                              | 87                      | 63                              |                                     | 170                                | 340                              | 15,0                  |
| 28                          |                  | 78                                  |  | 94                      | 75                              |                                     | 200                                | 400                              | 17,5                  |
| 30                          |                  | 84                                  | $+6,5$<br>$-2,2$                       | 101                     | 85                              |                                     | 224                                | 448                              | 20,0                  |
| 33                          |                  | 92                                  |  | 112                     | 100                             |                                     | 264                                | 528                              | 24,5                  |
| 36                          |                  | 101                                 | $\pm 2,5$                              | 122                     | 125                             |                                     | 300                                | 600                              | 29,0                  |
| 39                          |                  | 109                                 |  | 132                     | 140                             |                                     | 360                                | 720                              | 34,0                  |
| 42                          |                  | 118                                 | Anlaşmaya bağlı                        | 142                     | 170                             |                                     | 400                                | 800                              | 40,0                  |
| 45                          |                  | 126                                 |  | 152                     | 190                             |                                     | 448                                | 896                              | 45,5                  |
| 48                          |                  | 134                                 |  | 162                     | 210                             |                                     | 500                                | 1000                             | 52,0                  |
| 51                          |                  | 143                                 |  | 172                     | 250                             |                                     | 560                                | 1120                             | 58,3                  |
| 54                          |                  | 151                                 |  | 182                     | 280                             |                                     | 630                                | 1260                             | 65,5                  |
| 57                          |                  | 160                                 |  | 192                     | 300                             |                                     | 670                                | 1340                             | 73,0                  |
| 60                          |                  | 168                                 |  | 202                     | 335                             |                                     | 710                                | 1420                             | 81,0                  |

Yukarıda Tablo 25 ve Tablo 26 ile verilen değerler motorlu tahrikler içindir. Tahrik elle yapılıyorsa kopma kuvvetinden gidilerek işletme ve kontrol kuvvetleri bulunur. El ile tahriklerde kuvvet orantıları şöyledir:

$$\text{İşletme kuvveti} = 0,25 \text{ Kopma kuvveti}$$

$$\text{Kontrol kuvveti} = 0,625 \text{ Kopma kuvveti}$$

### 1.2.2 Zincir seçimi

Kaldırma tahriki için zincir seçimi mukavemet hesabıyla yapılır. Genelde zincir baklaları çekme ve eğilmeyle zorlanırlar. Zincir seçimi için eğilme zorlaması dikkate alınmadan çekme zorlamasıyla zincirin geometrik ölçüleri belirlenir.

$$\sigma_{\text{Çhe}} = \frac{F_{\text{Yük}}}{2 \cdot A_{\text{Zin}}} \leq \sigma_{\text{ÇEM}} \quad \text{F 72}$$

|                       |                 |                                     |
|-----------------------|-----------------|-------------------------------------|
| $\sigma_{\text{Çhe}}$ | MPa             | Hesaplanan çekme gerilmesi          |
| $F_{\text{Yük}}$      | N               | Zincirin taşıdığı yükün kuvveti     |
| $A_{\text{Zin}}$      | mm <sup>2</sup> | Zincirin kesit alanı                |
| $\sigma_{\text{ÇEM}}$ | MPa             | Zincirin emniyetli çekme mukavemeti |

a) Zincirin kesit alanı:

$$A_{\text{Zin}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{F 73}$$

b) Zincirin emniyetli çekme mukavemeti

Mastara uygun kısa baklılı (DIN 765 ve DIN 766) zincirlerin emniyetli çekme mukavemet değerleri (normal kaliteli):

$$\sigma_{\text{ÇEM}} = 60 \text{ N/mm}^2 \quad \text{F 74}$$

Mastara uygun normal (DIN 5684) zincirlerin emniyetli çekme mukavemet değerleri (yüksek kaliteli):

$$\sigma_{\text{ÇEM}} = 125 \text{ N/mm}^2 \quad \text{F 75}$$

Yüksek kaliteli zincirler metal yorgunluğuna dayanıklı çeliklerden üretilir. Örneğin 13Mn3 gibi. Daha detaylı bilgi için Lit 6 ya bakınız.

Bilinen değerleri F 72 de yerleştirir ve eşitliği zincir çapına göre çözersek şu formülü buluruz;

$$d_{\text{Zin}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\text{Yük}}}{\sigma_{\text{ÇEM}} \cdot \pi}} \quad \text{F 76}$$

Zincirin min çapı:

$$d_{\text{Zin}} = 0,79788 \dots \sqrt{\frac{F_{\text{Yük}}}{\sigma_{\text{ÇEM}}}} \quad \text{F 77}$$

$$d_{Zin} \geq 0,8 \cdot \sqrt{\frac{F_{Yük}}{\sigma_{ÇEM}}}$$

F 78

Kaldırma yüksekliği büyük olan işletmelerde zincirin kendi ağırlığıda dikkate alınmalıdır.

$$d_{Zin} \geq 0,8 \cdot \sqrt{\frac{F_{Yük} + q \cdot L_{Zin} \cdot g}{\sigma_{ÇEM}}}$$

F 79

|                |                  |  |
|----------------|------------------|--|
| $d_{Zin}$      | mm               | Zincirin minimum çapı                      |
| $F_{Yük}$      | N                | Zincirin taşıdığı yükün kuvveti            |
| $q_{Zin}$      | kg/m             | Zincirin 1 m sinin ağırlığı                |
| $L_{Zin}$      | m                | Zincirin kullanılan boyu                   |
| $g$            | m/s <sup>2</sup> | Yerçekimi ivmesi (9,807 m/s <sup>2</sup> ) |
| $\sigma_{ÇEM}$ | MPa              | Zincirin emniyetli çekme mukavemeti        |

Zincir baklaları genelde direnç kaynağı ile imal edilirler. Baklalar kaynatıldıktan sonra zincir ısıtılma işlemine tabi tutulmalıdır. Yüksek kaliteli zincirler oldukça küçük çapta kavaleta ile çalıştılarından, çok küçük boyutta ceraskallar üretilmesini sağlarlar.

Baklaların bir birine değdiği yerlerdeki aşınmaları önlemek için zincirin katı yağ (gres yağı) ile yağlanması gereklidir. Yük taşıyan zincirler -20 °C ile +100 °C arasında emniyetli çalışırlar. Bu değerlerin dışında özel hesaplamalarla kullanılmalıdırlar.

Sık sık kullanılan zincirler en geç altı ayda bir, seyrek kullanılan zincirlerde en geç senede bir kere kontrol edilmelidir. Kaba kontrol değerleri şunlardır ve emniyet sınırları aşılmışsa zincir komple değiştirilmelidir. Eğer herhangi bir baklada;

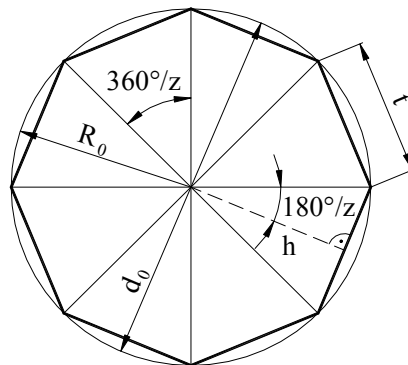
- herhangi bir küçük çatlama varsa,
- zincir çapı aşınmadan ötürü %20 küçülmüşse,
- bakla boyu %5 uzamışsa.

Bu kontrol üşenmeden büyük bir sabırla her baklada yapılmalıdır. Bu kontroller yapılmadan önce 1,25 misli yükü zincirin kopma ve uzamaya karşı kontrolü yapılmalıdır. Burada verilen 1,25 katsayısı vinçlerde dinamik yük kontrol katsayısıdır. Böylece hem zincir hemde kaldırma aracı kontrol edilmiş olur. Bütün bu işlemlerin bir raporla yazılı olarak belgelenmesi her yönden faydalıdır.

Kontroller şu basit işlemlerle yapılabilir.

Çatlağın olduğu tahmin edilen yer sıvı yağla yağlanır ve bir bezle kurulanır. Sonra buraya zincirin üzerine beyaz veya açık renk ve suyla temizlenebilen boya sürülür. Boyanın kuruması beklenir. Yağlı kısımda boya kurumayacağından kolaylıkla çatlaklar görülür.

### 1.2.3 Zincir mekaniği



Şekil 104, Zincir çarkında ölçüler

**Zincir kasnağı** veya **kavaleta** ile hareket ettirilen zincirin ortalama hareket hızı Şekil 104 ile görüleceği gibi, formül F 80 ile bulunur.

$$v_{ZiOr} = z \cdot t \cdot n$$

F 80

|            |          |                                 |
|------------|----------|---------------------------------|
| $v_{ZiOr}$ | m/s      | ortalama zincir hızı            |
| $z$        | 1        | kavaleta veya çarkın diş sayısı |
| $t$        | m        | hatve boyu                      |
| $n$        | $s^{-1}$ | devir sayısı                    |

Diğer taraftan Şekil 104 de görüldüğü gibi zincirin ortalama hareket hızını diğer büyüklüklerle hesaplayabiliriz.

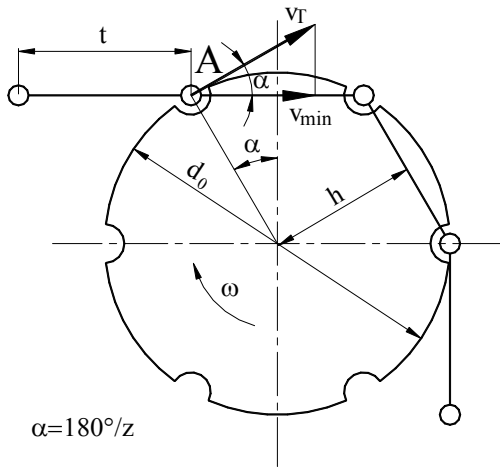
$$t = 2 \cdot R_0 \cdot \sin(180/z)$$

$$v_{ZiOr} = z \cdot n \cdot d_0 \cdot \sin(180/z)$$

F 81

|            |          |                                 |
|------------|----------|---------------------------------|
| $v_{ZiOr}$ | m/s      | ortalama zincir hızı            |
| $z$        | 1        | kavaleta veya çarkın diş sayısı |
| $n$        | $s^{-1}$ | devir sayısı                    |
| $d_0$      | m        | kavaleta çapı                   |

Zincirin kavaleta veya çarkın üzerindeki hareketini inceleyecek olursak, şu dört durumu görürüz:



Şekil 105, Drum I

Drum I,

$$\alpha = -180^\circ/z \text{ Şekil 105}$$

A oynacı kavaletaya girdiğinde  $\alpha$  açısı tam  $(-180^\circ/z)$  dir. Zincir eksenindeki zincir hızı  $v_{min}$  :

$$v_{min} = h \cdot \omega = v_T \cdot \cos(180/z)$$

Teğetsel hız:  $v_T = r_0 \cdot \omega$ Açısal hız  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$  olduğundan,

$$v_T = d_0 \cdot \pi \cdot n$$

olur

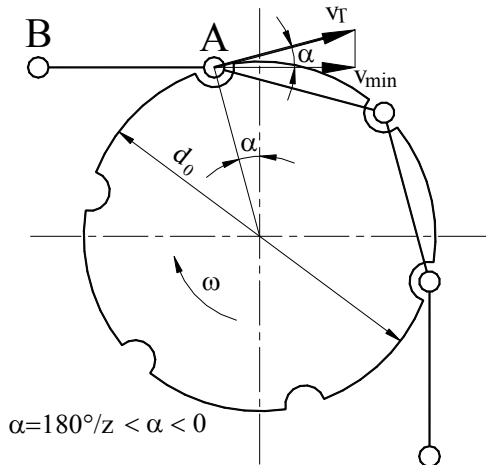
Drum II,

$$\alpha = -180^\circ/z < \alpha < 0 \text{ Şekil 106}$$

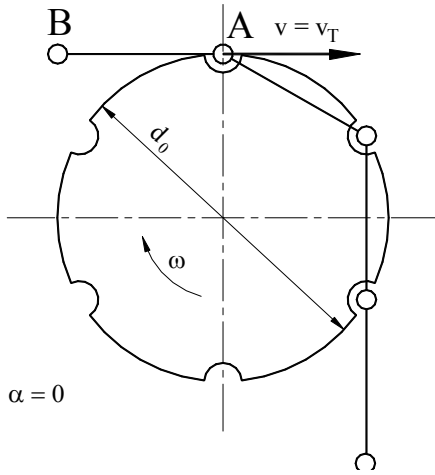
Burada zincirin hızı daha yüksektir. Dönüş açısına göre hız:

$$v = v_T \cdot \cos\alpha$$

olur.



Şekil 106, Drum II



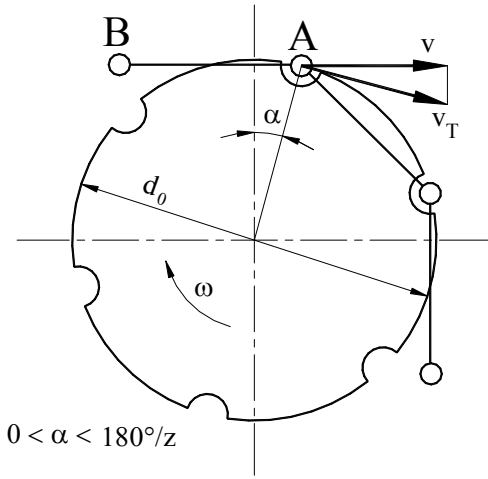
Şekil 107, Drum III

Drum III,

 $\alpha = 0$ , Şekil 107

Bu durumda A mafsalı en yüksek noktasına erişmiş olur. Zincirin hızı teğetsel hıza eşit olmuştur. Böylece zincir hızı en yüksek değerine ulaşmıştır.

$$v_{\max} = v_T = d_0 \cdot \pi \cdot n$$



Şekil 108, Drum IV

Drum IV,

 $0 < \alpha < 180^\circ/z$ , Şekil 108

Bu durumda zincirin hızı tekrar minimum değerine doğru küçülmeye başlar. Zincirin hızı minimuma erişince zincirin bir sonraki mafsalı (B) kavaletaya girer. Böylece sonraki mafsal için aynı döngü devam eder.

Peryodun devamı aynı taksimat dairesi ve aynı devir sayısında yalnız kavaletanın diş sayısı ile orantılıdır.

Maximum ve minimum zincir hızının değeri şu şekilde hesaplanır:

$$\Delta v = v_{\max} - v_{\min} = v_T - v_{\min}$$

$$\Delta v = v_T - v_T \cdot \cos(180^\circ / z)$$

$$\Delta v = v_T \cdot (1 - \cos(180^\circ / z))$$

F 82

|       |     |                                    |
|-------|-----|------------------------------------|
| $v_T$ | m/s | Teğet hız, çevre hızı              |
| $z$   | 1   | kavaletanın veya çarkın diş sayısı |

$$\Delta v = d_0 \cdot \pi \cdot n \cdot (1 - \cos(180^\circ / z))$$

F 83

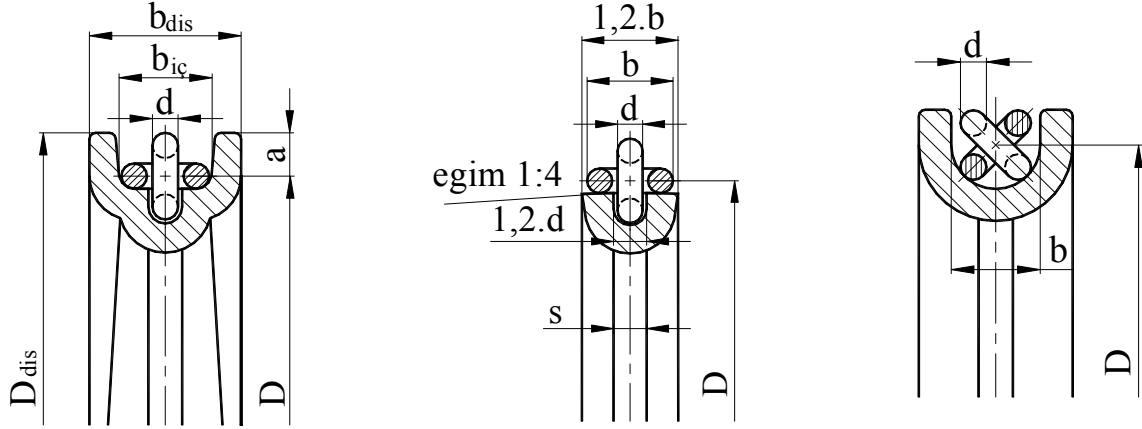
|            |          |                                    |
|------------|----------|------------------------------------|
| $\Delta v$ | m/s      | hız farkı                          |
| $n$        | $s^{-1}$ | devir sayısı                       |
| $d_0$      | m        | kavaletanın veya çarkın çapı       |
| $z$        | 1        | kavaletanın veya çarkın diş sayısı |

### 1.2.4 Zincir çarkları

Yuvarlak zincirler için çarklar dişsiz ve dişli çarklar olarak iki kısımda incelenir.

#### 1.2.4.1 Yuvarlak zincir için dişsiz çarklar

Yuvarlak zincir için dişsiz çarklar el ile tahrikli kaldırma tahriklerinde yön değiştirme çarkı olarak kullanılırlar. Yiv profilleri Şekil 109 da gösterilmiştir.

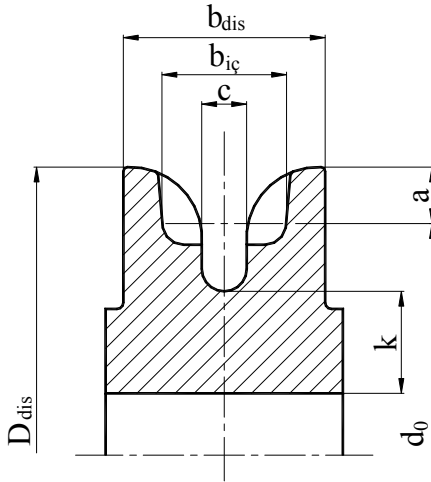


Şekil 109, Yuvarlak zincir için dişsiz çark profilleri

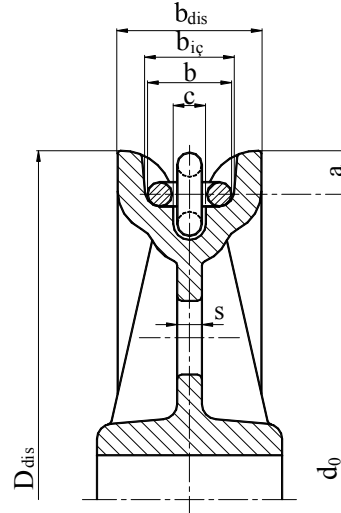
Yuvarlak zincir için dişsiz çarklarda ölçülerin şu orantılarda seçilmesi önerilir:

|                  |                         |                      |
|------------------|-------------------------|----------------------|
| Çarkın çapı      | $D \geq 20 \cdot d$     | zincirin çapı,       |
| Yiv iç genişliği | $b_{ic} \approx 1,15 b$ | bakla dış genişliği, |

#### 1.2.4.2 Yuvarlak zincir için kavaleta ve dişli zincir çarklar



Şekil 110, Kavaleta



Şekil 111, Dişli zincir çarkı

Yuvarlak zincir için kavaleta ve dişli zincir çarklar için ölçülerin şu orantılarda seçilmesi önerilir:

|                     |                           |                      |
|---------------------|---------------------------|----------------------|
| Çarkın çapı         | $d_0 \geq 20 \cdot d$     | zincirin çapı,       |
| Çarkın dış çapı     | $d_{dis} = d_0 + 2 d$     | zincirin çapı,       |
| Yiv oyuğu           | $c \approx 1,2 d$         | zincirin çapı,       |
| Yiv iç genişliği    | $b_{ic} \approx 1,1 b$    | bakla dış genişliği, |
| Yiv dış genişliği   | $b_{dis} \approx 1,45 b$  | bakla dış genişliği, |
| Yiv yüksekliği      | $a \approx 1,5 d$         | zincirin çapı,       |
| Çark disk kalınlığı | $s \approx 0,01 d + d_0$  | çark çapı,           |
| Kavaleta göbek/oyuk | $k \approx a \approx 3 d$ | zincirin çapı,       |

Tahrik için kullanılan dişli zincir çarkında kuvvet sınırı olmadığından, genelde taksimatı 16 mm ve zincir çapı 4 mm olan yuvarlak zincirler kullanılır.

Kavaletanın ve çarkın çapı şu formülle belirlenir:

$$d_0 = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin(90^\circ / z)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos(90^\circ / z)}\right)^2} \quad \text{F 84}$$

|       |    |                                    |
|-------|----|------------------------------------|
| $d_0$ | mm | kavaletanın veya çarkın çapı       |
| $t$   | mm | taksimat                           |
| $z$   | 1  | kavaletanın veya çarkın diş sayısı |
| $d$   | mm | bakla çapı                         |

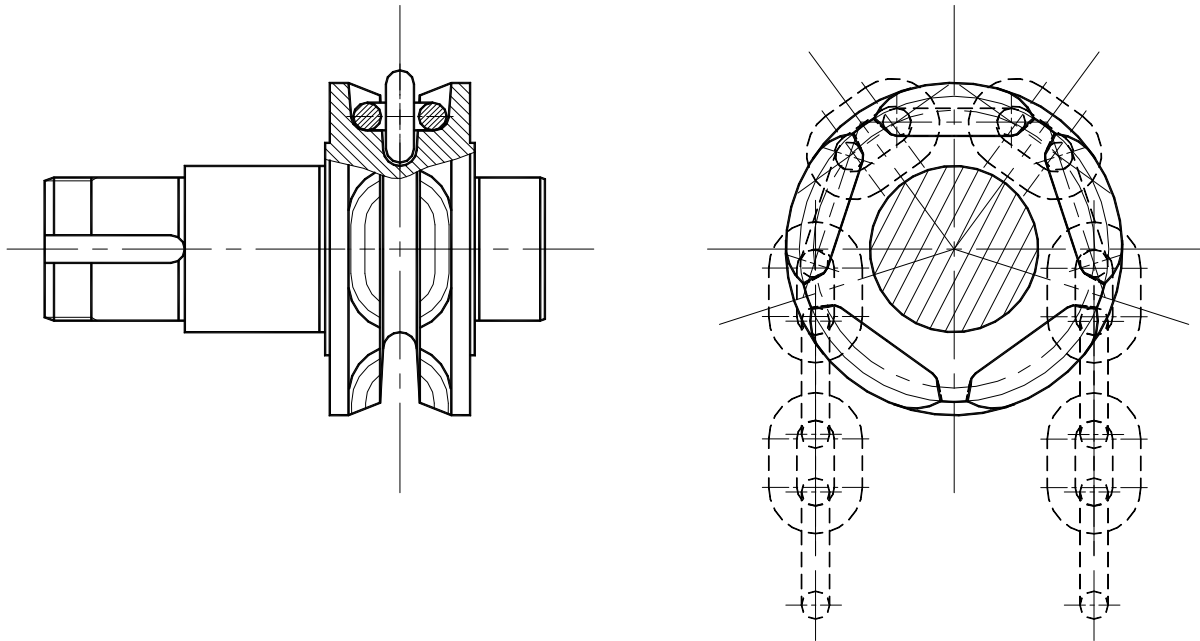
Eğer diş sayısı  $z \geq 16$  ve  $d \leq 10$  ise, ikinci terim dikkate alınmadan, sonuçta pek büyük farklılık olmayacağından kaba ölçülendirmede formül şu şekilde kullanılır:

$$d_0 \approx \frac{t}{\sin(90^\circ / z)} \quad \text{F 85}$$

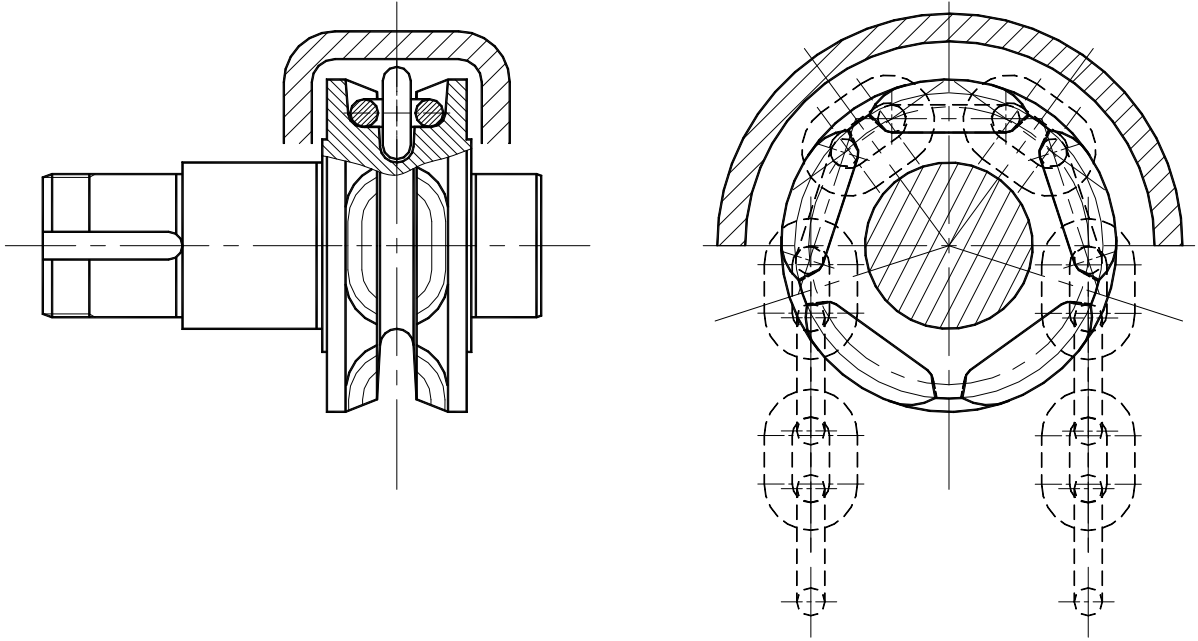
|     |    |                                    |
|-----|----|------------------------------------|
| $t$ | mm | taksimat                           |
| $z$ | 1  | kavaletanın veya çarkın diş sayısı |

Kavaletanın malzemesi genelde GGG .. olarak seçilir. Çok ender olarak çelik dökümden yapılır. Kavaletanın en küçük diş sayısının 4 olması normal çalışması için gereklidir. Yoksa yukarıda anlatılmış olan dört duruma göre hız farkı büyük olacağından, darbeli çalışma ortaya çıkar. Bilhassa kavaletadan zincirin çıkmaması için klavuzla gerek vardır. Klavuzun genelde  $180^\circ$  kavaletayı veya çarkı sarması ideal durumdur.

Kavaletanın konstrüksiyonu genel olarak kaval muylu uzantılı yapılması, taşıyıcı aksa kaygan yataklama yapılarak rahatlıkla çalışma imkanı sağlar. Diğer alternatifte kavaletanın aks üzerine oturtulup rulman yataklama yapılmıştır.



Şekil 112, Yuvarlak zincir için kavaleta



Şekil 113, Kavaleta ve zincir klavuzu

### 1.2.5 Zincir seçimi, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal"

Zincirin taşıma kapasitesi  $F_{Yük} = 2500 \text{ N}$

Zincirin hızı  $v_{Zi} = 10 \text{ m/dak}$

Kavaletanın devir sayısı  $n_{Ka} = 30 \text{ 1/dak}$

Kaldırma yüksekliği  $H = 3 \text{ m}$

olan kavaletanın hesabını ve konstrüksiyonunu yapalım.

Çözüm: Zinciri DIN 766, mastara uygun kısa baklı zincirlerden (Tablo 27) seçelim.

F 77 ile zincirin bakla çapı seçilir:  $d_{Zin} \geq 0,8 \cdot \sqrt{\frac{F_{Yük}}{\sigma_{CEM}}}$

Normal kaliteli DIN 766 zincirinin emniyetli çekme mukavemeti F 74 ile:

$\sigma_{CEM} = 60 \text{ N/mm}^2$  dir.

Değerleri bakla çapı formülünde yerleştirirsek:  $d_{Zin} \geq 0,8 \cdot \sqrt{\frac{2500}{60}} = 5,164 \text{ mm}$  buluruz. Buradan

Tablo 27 ile zincirimizin:

DIN 766, mastara uygun kısa baklı

Bakla çapı  $d_{Zi} = 6 \text{ mm}$  Birim ağırlığı  $G_m = 0,75 \text{ kg}$

Taksimat  $t_{Zi} = 18,5 \text{ mm}$

Bakla genişliği  $b_{Zi} = 20 \text{ mm}$  olarak seçilir.

### 1.2.6 Kavaleta konstrüksiyonu, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal"

Kavaletanın diş sayısı için, kavaleta çapı kaba hesaplama formülü F 85 ü ele alalım ve formülü diş sayısına göre çözelim:

$d_0 \approx \frac{t}{\sin(90^\circ / z)}$   $\sin(90^\circ / z) \approx \frac{t}{d_0}$  taksimatı biliyoruz. Kavaletanın kabaca çapını diğer

yoldan hesaplayalım. Kavaletanın devir sayısı ve zincirin hızı ile kavaletanın çapı bulunur:

$v_{Zi} = \pi \cdot d_{Ka} \cdot n_{Ka}$  buradan  $d_{Ka} = v_{Zi} / (\pi \cdot n_{Ka}) = 5 / (\pi \cdot 30) = 53,052 \text{ mm}$

Değerleri yerleştirirsek  $\sin(90^\circ / z) \approx 18,5 / 53 \approx 0,35$  buradanda diş sayısı:

$z_{Ka} = 5$  bulunur.

Bu işlemlerden sonra kavaletanın tam taksimat çapının bulunmasına geçilir. Bunun içinde F 85 ele alınır:

$$d_{Ka0} = \sqrt{\left(\frac{t_{Zi}}{\sin(90^\circ / z_{Ka})}\right)^2 + \left(\frac{d_{Zi}}{\cos(90^\circ / z_{Ka})}\right)^2} \quad \text{Buradaki bütün değerler biliniyor.}$$

Değerler yerleştirilir.

$$d_{Ka0} = \sqrt{\left(\frac{18,5}{\sin(90^\circ / 5)}\right)^2 + \left(\frac{6}{\cos(90^\circ / 5)}\right)^2} = 60,199 \text{ mm} \quad d_{Ka} = 60,2 \text{ mm}$$

Böylece konstrüksiyonun ana ölçüleri belirlenmiş olur:

DIN 766, mastara uygun, normal kaliteli, kısa baklalı zincir

Bakla çapı  $d_{Zi} = 6 \text{ mm}$   
 Taksimat  $t_{Zi} = 18,5 \text{ mm}$   
 Bakla genişliği  $b_{Zi} = 20 \text{ mm}$  için:

Kavaleta çapı  $d_{Ka} = 60,2 \text{ mm}$  Kavaleta resmi Şekil 114

Kavaleta dış sayısı  $z_{Ka} = 5$

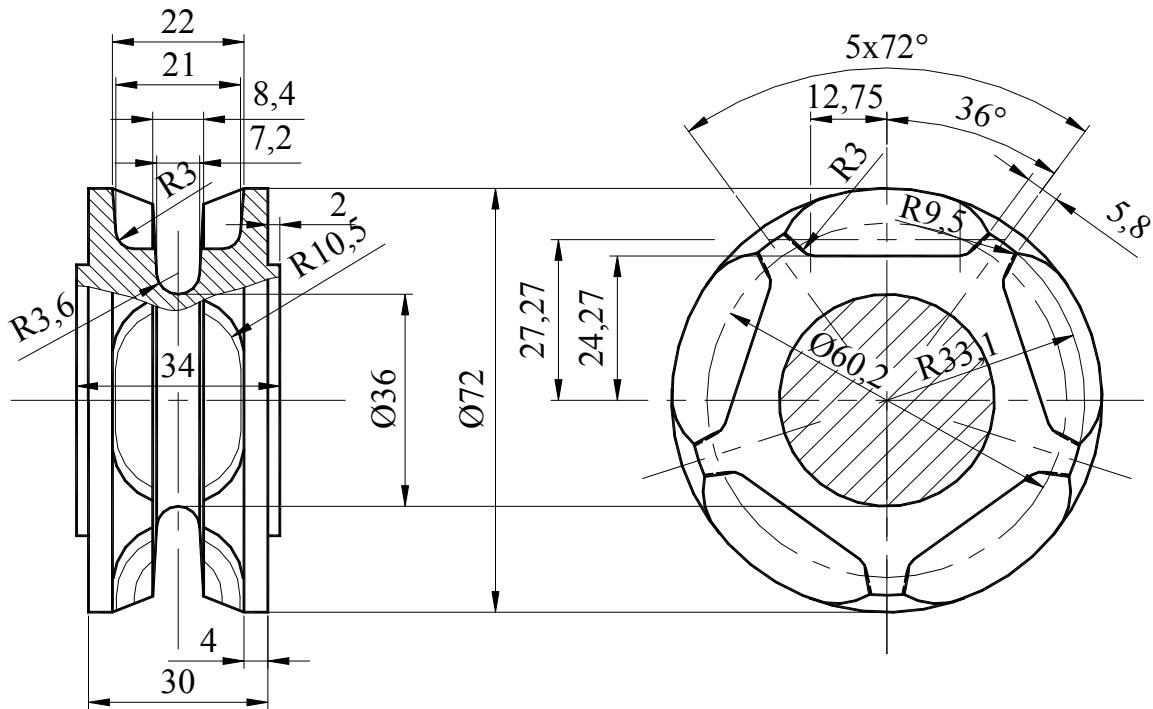
Kavaleta dış çapı  $d_{dış} = d_0 + 2 d = 60,2 + 2 \cdot 6 = 72,2$   $d_{dış} = 72 \text{ mm}$

Yiv oyuğu  $c \approx 1,2 d = 1,2 \cdot 6 = 7,2$   $c = 7,2 \text{ mm}$

Yiv iç genişliği  $b_{iç} \approx 1,1 b = 1,1 \cdot 20 = 22$   $b_{iç} = 22 \text{ mm}$

Yiv dış genişliği  $b_{dış} \approx 1,45 b = 1,45 \cdot 20 = 29$   $b_{dış} = 30 \text{ mm}$

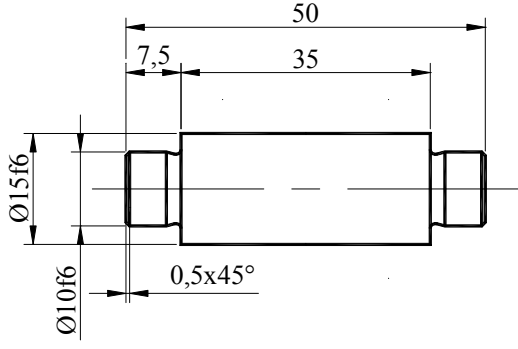
Yiv yüksekliği  $a \approx 1,5 d = 1,5 \cdot 6 = 9$   $a = 9 \text{ mm}$



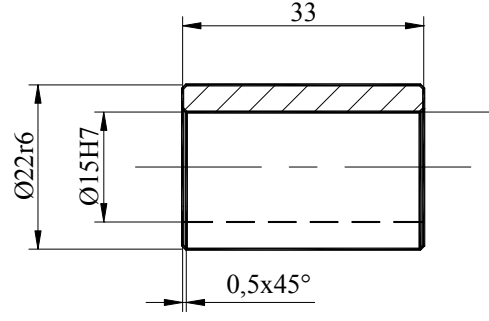
Şekil 114, Kavaleta



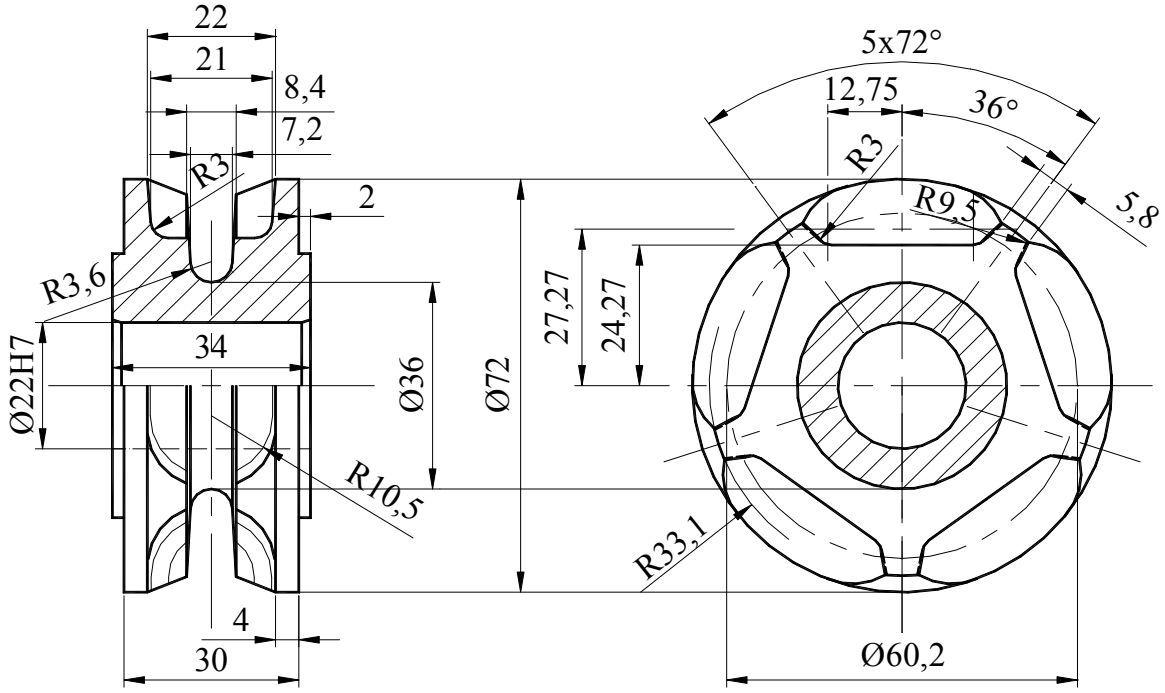




Şekil 119, Poz 6, Aks



Şekil 120, Poz 5 Yatak



Şekil 121, Poz 4, Kanca bloğu kavaletası

### 1.3 Kaldırma redüktörleri

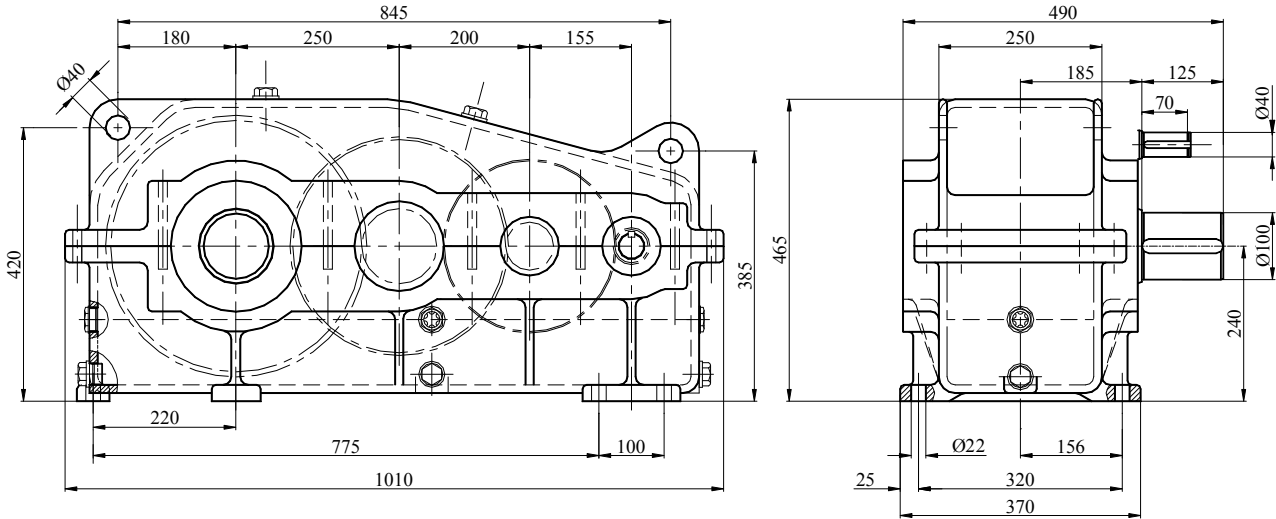
Kaldırma redüktörlerini burada detaylı anlatmayacağız. Bir kaç konstrüksiyon önerisinde bulunup dişli ve redüktörler için **Dişli Çarklar dosyalarını ve FMEA ile Konstrüksiyon Sistematiği, dosyalarını** detaylı hesaplar için öneririm. Hesaplar ve konstrüksiyon bu dosyalarda önerilen yolla yapılır.

#### 1.3.1 Kaldırma redüktörü seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

Kaldırma redüktörü seçimi için gerekli değerler:

- Redüktörün çıkış momenti (Şekil 94)  $M_t = 8'275 \text{ Nm}$
- Redüktörün çıkış devir sayısı " $n_{C1} = v_{Ha} / (\pi \cdot d_{Ta})$ "  $n_{C1} = 12,1 \text{ dak}^{-1}$
- Redüktörün giriş devir sayısı (Motor devir sayısı)  $n_{Gi} = 940 \text{ dak}^{-1}$
- Redüktörün çevirim oranı  $i = n_{C1} / n_{Gi}$   $i \approx 77,5$
- Redüktörün toplam randımanı,  $\eta_{Red} \approx 0,93$

**FMEA ile Konstrüksiyon Sistematiği, dosyasından**, aşağı yukarı aynı büyüklükteki AKR125 tipi redüktörü seçelim.



Şekil 122, Kaldırma redüktörü AKR125

Şekil 122 da görülen redüktörün çevirme oranı şöyledir:

1. kademe:  $z_1 = 17$  ;  $z_2 = 65$
2. kademe:  $z_3 = 16$  ;  $z_4 = 82$
3. kademe:  $z_5 = 15$  ;  $z_6 = 59$

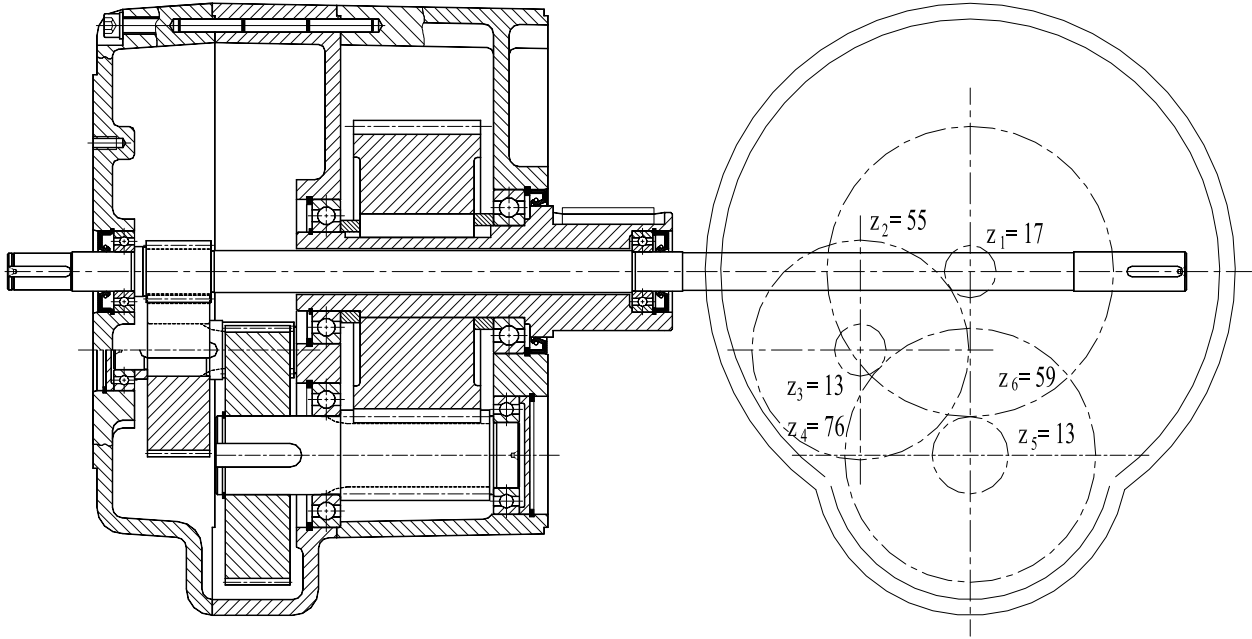
$$\text{Redüktörün çevirim oranı} \quad i_{Re} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \quad i_{Re} = 77,1$$

$$\text{Kaldırma hızı} \quad v_{Ka} = \frac{n_{Mo}}{i_{Re} \cdot n_{Do}} \cdot \pi \cdot d_{Ta} = \frac{1420}{77,1 \cdot 2} \cdot \pi \cdot 0,315 \quad v_{Ka} = 6,033 \text{ m/dak}$$

### 1.3.2 Kaldırma redüktörü "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

32kN-2/1 donam ceraskalın kaldırma redüktörü için gerekli değerler:

- Redüktörün çıkış momenti  $M_t = 8'275 \text{ Nm}$
- Redüktörün çıkış devir sayısı " $n_{C1} = v_{Ha} / (\pi \cdot d_{Ta})$ "  $n_{C1} = 16,5 \text{ dak}^{-1}$
- Redüktörün giriş devir sayısı (Motor devir sayısı)  $n_{Gi} = 1420 \text{ dak}^{-1}$
- Redüktörün çevirim oranı  $i = n_{C1} / n_{Gi}$   $i = 85,841$



Şekil 123, Kaldırma redüktörü 32kN-2/1 donam halatlı ceraskal

Şekil 123 da görülen 32kN-2/1 donam ceraskal kaldırma redüktörü çevirme oranı şöyledir:

Birinci kademe:  $z_1 = 17$  ;  $z_2 = 55$   $m_n = 2 \text{ mm}$

İkinci kademe:  $z_3 = 13$  ;  $z_4 = 76$   $m_n = 2 \text{ mm}$

Üçüncü kademe:  $z_5 = 13$  ;  $z_6 = 59$   $m_n = 3 \text{ mm}$

Redüktörün çevirim oranı  $i_{Re} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}$   $i_{Re} = 85,841$

Hesaplar ve konstrüksiyon sitedeki dosyalarda önerilen yollarla yapılır.

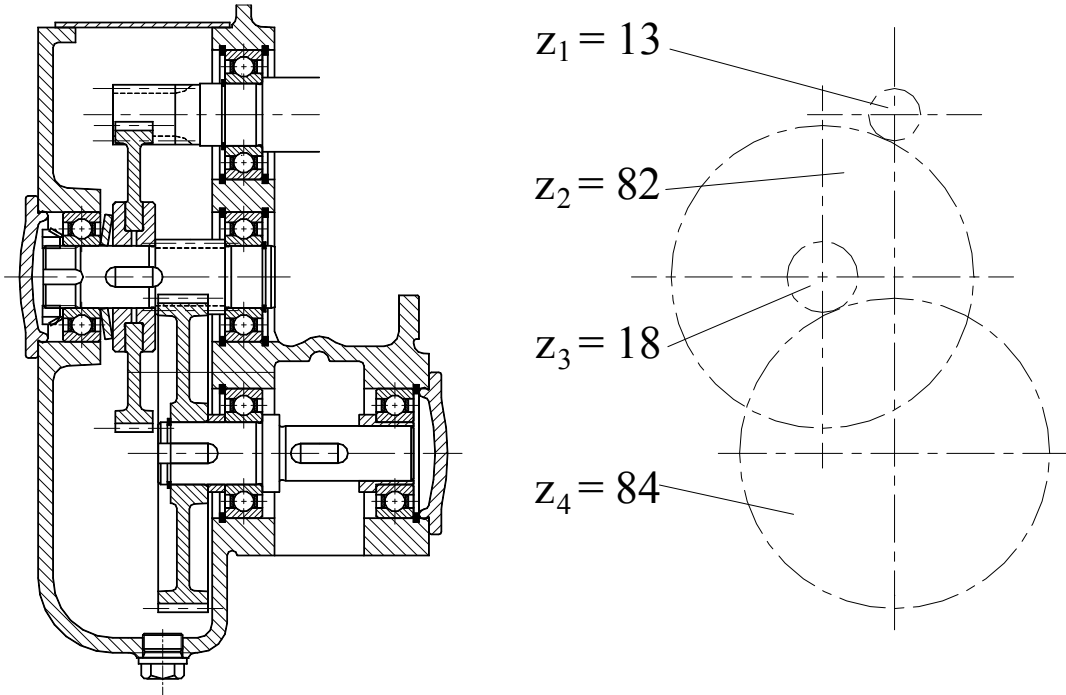
Kaldırma hızı  $v_{Ka} = \frac{n_{Mo}}{i_{Re} \cdot n_{Do}} \cdot \pi \cdot d_{Ta} = \frac{1420}{85,841 \cdot 2} \cdot \pi \cdot 0,250$   
 $v_{Ka} = 6,5 \text{ m/dak}$



### 1.3.3 Kaldırma redüktörü "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal"

5kN(500kg)-zincirli ceraskalın kaldırma redüktörü için gerekli değerler:

- Redüktörün çıkış momenti  $M_t = 77,5 \text{ Nm}$   
 $M_t = 0,5 \cdot (F_{Zi} + F_{Yük}) \cdot d_0 = 0,5 \cdot (73,5 + 2500) \cdot 0,0602 \approx 77,5$
- Zincirin taşıdığı yük kuvveti  $F_{Yük} = 2500 \text{ N}$
- $F_{Zi\max} = 2 \cdot H_{\max} \cdot G_{Zi} \cdot g = 2 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 0,981$   $F_{Zi\max} = 73,5 \text{ N}$
- Kavaleta çapı  $d_0 = 60,2 \text{ mm}$
- Zincirin hızı,  $v_{Zi} = 2 \cdot v_{Ka} = 2 \cdot 4,6 = 9,2$   $v_{Zi} = 9,2 \text{ m/dak}$
- Redüktörün çıkış devir sayısı " $n_{C1} = v_{Zi} / (\pi \cdot d_0)$ "  $n_{C1} = 48,58 \text{ dak}^{-1}$
- Redüktörün giriş devir sayısı (Motor devir sayısı)  $n_{Gi} \approx 1430 \text{ dak}^{-1}$
- Redüktörün çevirim oranı  $i = n_{C1} / n_{Gi}$   $i \approx 29,44$



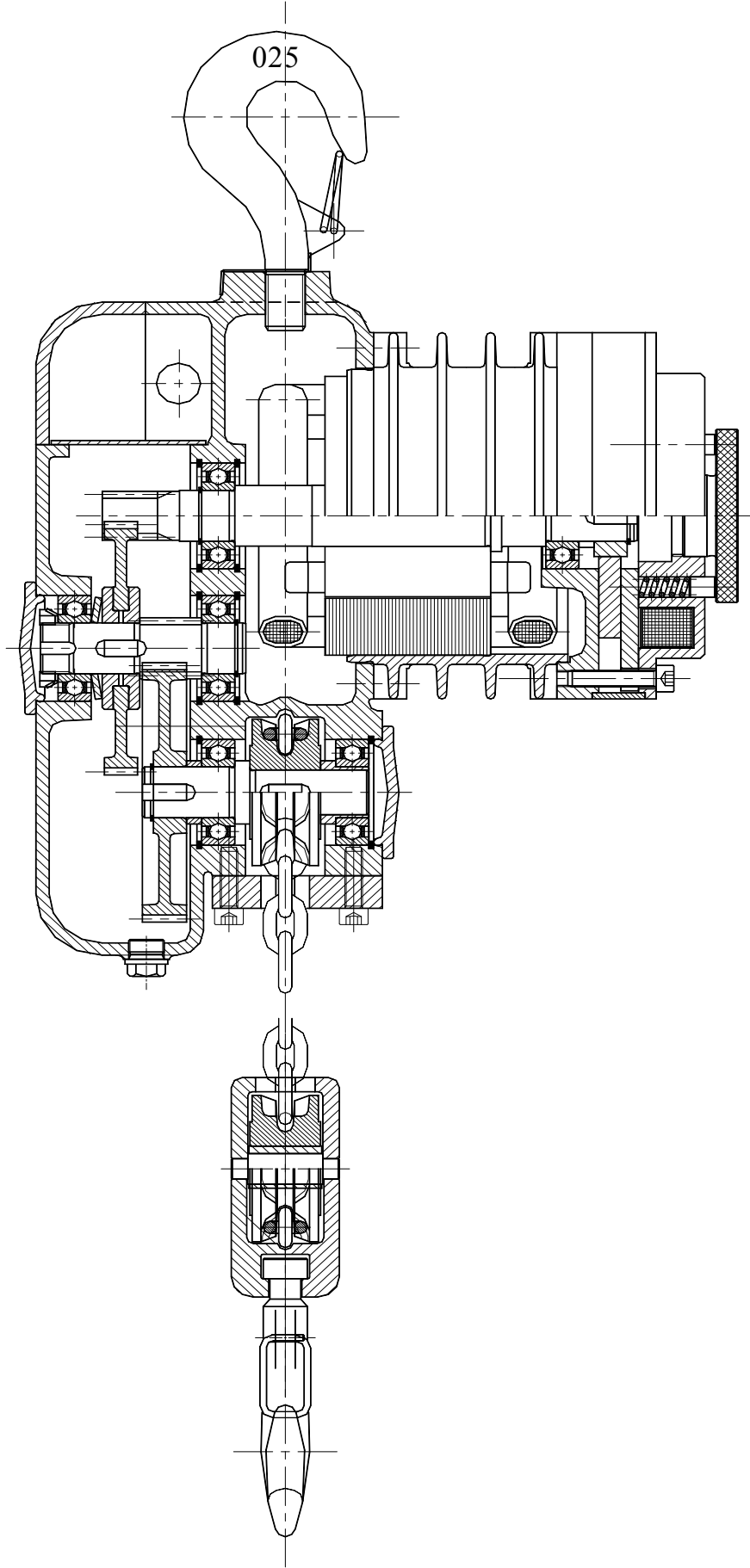
Şekil 125, Kaldırma redüktörü 5kN-2/1 Zincirli ceraskal

5kN-2/1 donam zincirli ceraskalın kaldırma redüktörünün çevirim oranı şöyledir:

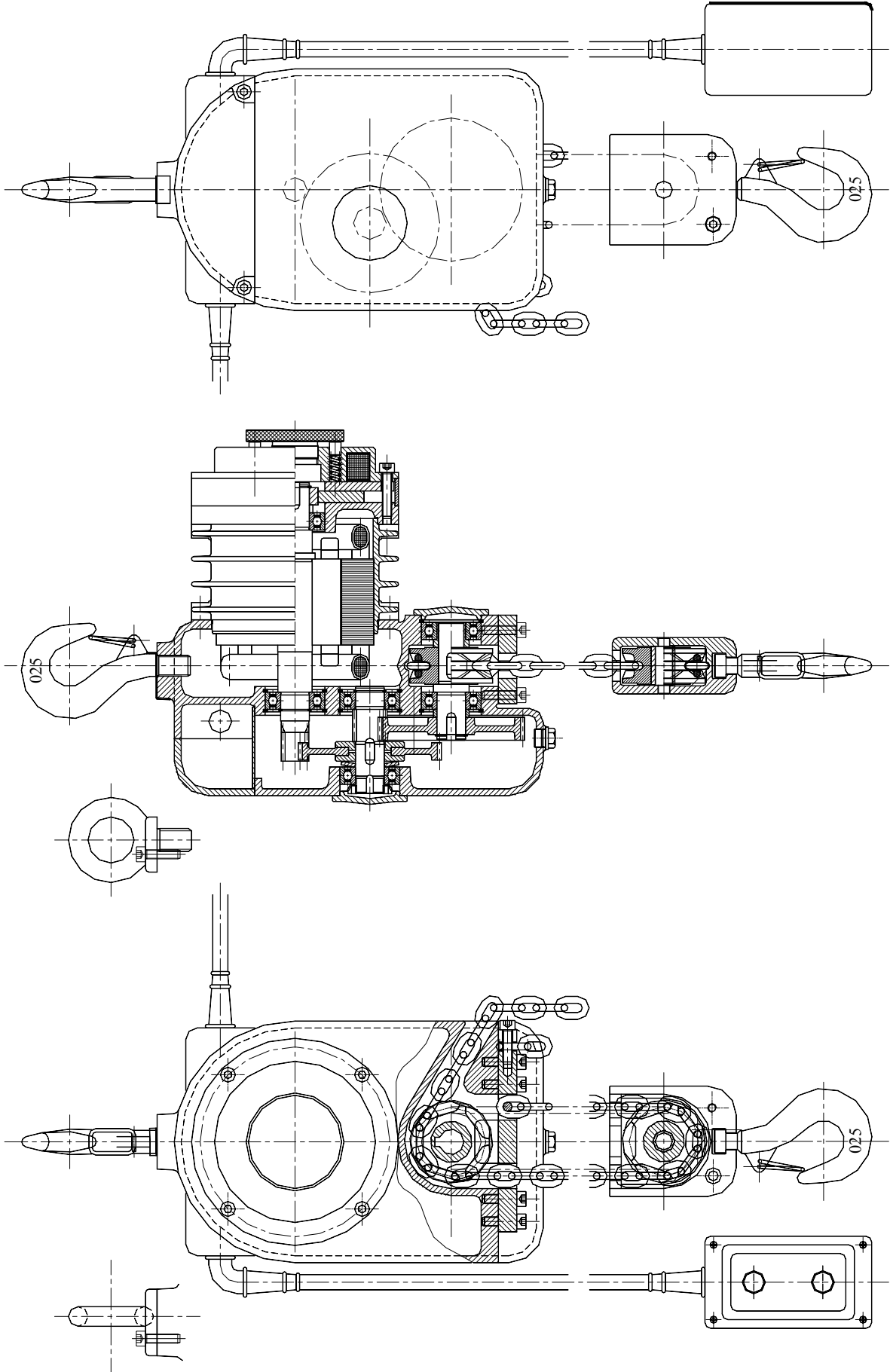
$$z_1 = 13 ; z_2 = 82 ; z_3 = 18 ; z_4 = 84$$

$$\text{Redüktörün çevirim oranı} \quad u_{\text{Red}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{82}{13} \cdot \frac{84}{18} = 29,436 \quad u_{\text{Red}} = 29,436$$

$$\text{Kaldırma hızı} \quad v_{Ka} = \frac{n_{Mo}}{i_{Re} \cdot n_{Do}} \cdot \pi \cdot d_{Ta} = \frac{1420}{29,436 \cdot 2} \cdot \pi \cdot 0,0602 \quad v_{Ka} = 4,594 \text{ m/dak}$$



Şekil 126, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal kesit



Şekil 127, 5kN-zincirli ceraskal komple

## 1.4 Vinç motorları

Vinçlerin tahrikinde kullanılan elektrik motorları oldukça fazla istekleri yerine getirmek mecburiyetindedirler ve işletme için çok önemlidirler. Bu istekleri şu şekilde sıralayabiliriz:

- Başlangıç momentleri çok büyük olmalıdır,
- Kısa mola zamanı ile sık sık, işlemeye alınabilmelidirler,
- Sık sık dönüş yönünün değişmesine karşın hassas olmamalıdır,
- Özel hallerde gereken istekleri yerine getirmelidirler.

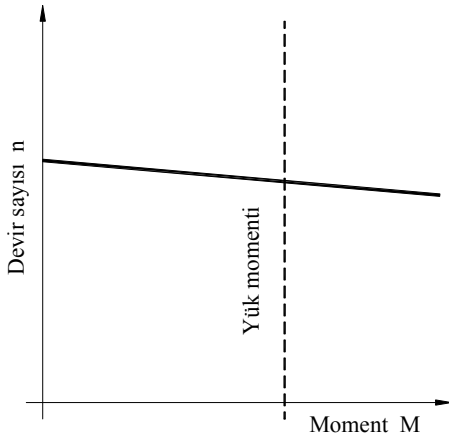
Vinç tahriğinde motor karakteristiğine göre, doğru akım motorlarının kullanılması gerekmektedir. Özel haller dışında ekonomikliği ve temin edilme bakımından, en çok alternatif akımla çalışan kısa devre asenkron elektrik motorları kullanılır. Son zamanlarda kullanılan "*frekans ayarlayıcıları*" yla bilhassa kısa devre asenkron elektrik motorlarının önemi dahada çok artmıştır.

Elektrik motorunun seçiminde şu istekler en başta yer alır:

- Kaldırma ve taşıma fonksiyonlarını yerine getirmesi,
- Basit ve ekonomik olarak kumanda ve ayarlamayı yapabilmesi,
- Ekonomik yönden konstrüksiyona uyması,
- İşletme emniyetine uygun olması,
- Bakım ve yedekparça bakımından avantajlı olması, v.s.

### 1.4.1 Doğru akım elektrik motoru

Doğru akım elektrik motoru vinç tahriklerinde kullanılması gereken ideal motordur..



Şekil 128, Doğru akım motoru

Doğru akım elektrik şebekesi olmadığından işletmeye almak için doğru akım jeneratörüne gerek vardır. Diğer taraftan kumandası pahalı olduğu için, özel haller hariç bir çok yerde kullanılmamasından vaz geçilmektedir.

- Bu motorların en belirgin özellikleri şunlardır:Yükün hareketine başlar-ken, başlangıç momentleri etiket momentine göre 2,5 ile 3 kat daha büyüktür,
- Değişik yük altında devir sayıları sabit denilecek kadar az değişiklik gösterir,
- Gayet hassas kademelerde hız değişikliği elde edilir,

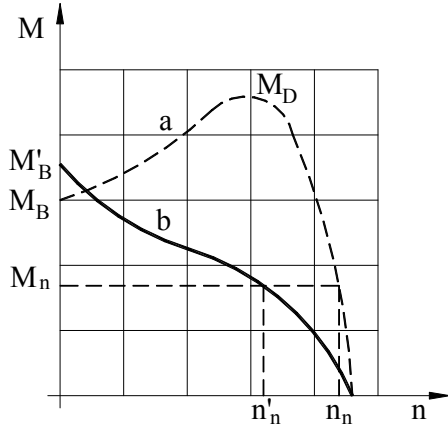
- Frenleme gayet kolay yapılıdır. Motor şebekeden ayrıldığı için kısa bir müddet jeneratör fonksiyonu gösterir.
- Doğru akım motorunun moment-devir sayısı diyagramında (Şekil 128) motor karakteristiğine bakarsak devir sayısının çok az değişmesine karşın momentin devamlı büyüdüğü görülmektedir. Bu özelliğinden ötürü asansörlerde öncelikle kullanılırlar.

### 1.4.2 Alternatif akımlı elektrik motorları

Alternatif akımlı elektrik motorları "*Kısa devre-Asenkron motorlar*" ve "*Bilezikli motorlar*" olarak iki kısımda toplanır.

#### 1.4.2.1 Kısa devre-Asenkron elektrik motorları "KAM"

Kısa devre-Asenkron elektrik motorları "KAM" genelde gücü 15 kW kadar olan tahriklerde kullanılırlar. Normal olarak bu motorların karakteristiğine göre yürüyüş motoru olarak kullanılmamaları gerekiyorsa, ekonomik bakımdan büyük avantajları olduğundan öncelikle ceraskalların bütün tahriklerinde kullanılırlar.



Şekil 129, KAM karakteristiği

- a) Normal  
b) Özel

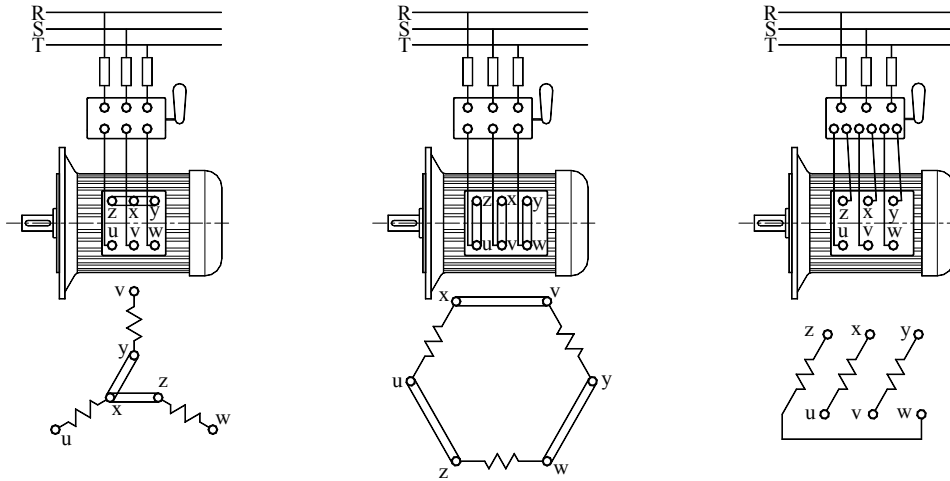
En büyük avantajları değişik kutuplu motorlar olarak üretilebilmeleridir. Örneğin; 8 ve 4 kutuplu motorlarla 1/2 oranında hız elde edilir. Bu avantaj yalnız motorun kutup bağlantısının değiştirilmesiyle oluşur.

Bunun ekonomik bir avantaj olmasının yanı sıra komandasının da basit olması çok yerde kullanılma sebeplerinin başında gelir.

Kısa devre-Asenkron elektrik motoru-nun çalışmaya başladığındaki bazı problemlerini azaltmak için çoğu yerde hidrolik kavramanın kullanılması bazı özel haller dışında pek fayda vermez.

Son zamanlarda kullanılan "**frekans ayarlayıcıları**" kısa devre-Asenkron elektrik motorlarının kullanılmasını dahada kolaylaştırmış ve çoğaltmıştır.

Kısa devre-Asenkron elektrik motorunun Şekil 132 ile klasik elektrik bağlantı şeması gösterilmiştir. Bu şemada motor bağlantıları açık olarak verilmemiştir. Normal kısa devre-Asenkron elektrik motoru bağlantısı yıldız bağlantı olarak yapılır. Motorların bağlantı şekilleri Şekil 130 ile gösterilmiştir. Manyetik frenin bağlantı şemasında Şekil 131 ile verilmiştir.

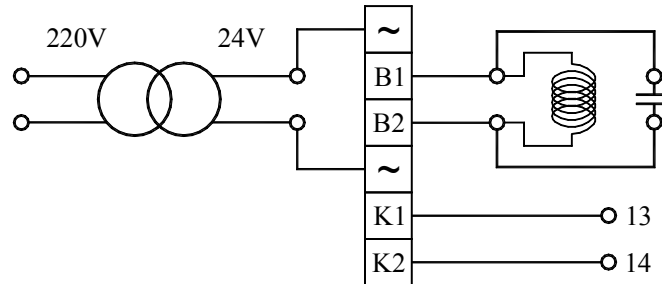


Yıldız bağlantı

Üçgen bağlantı

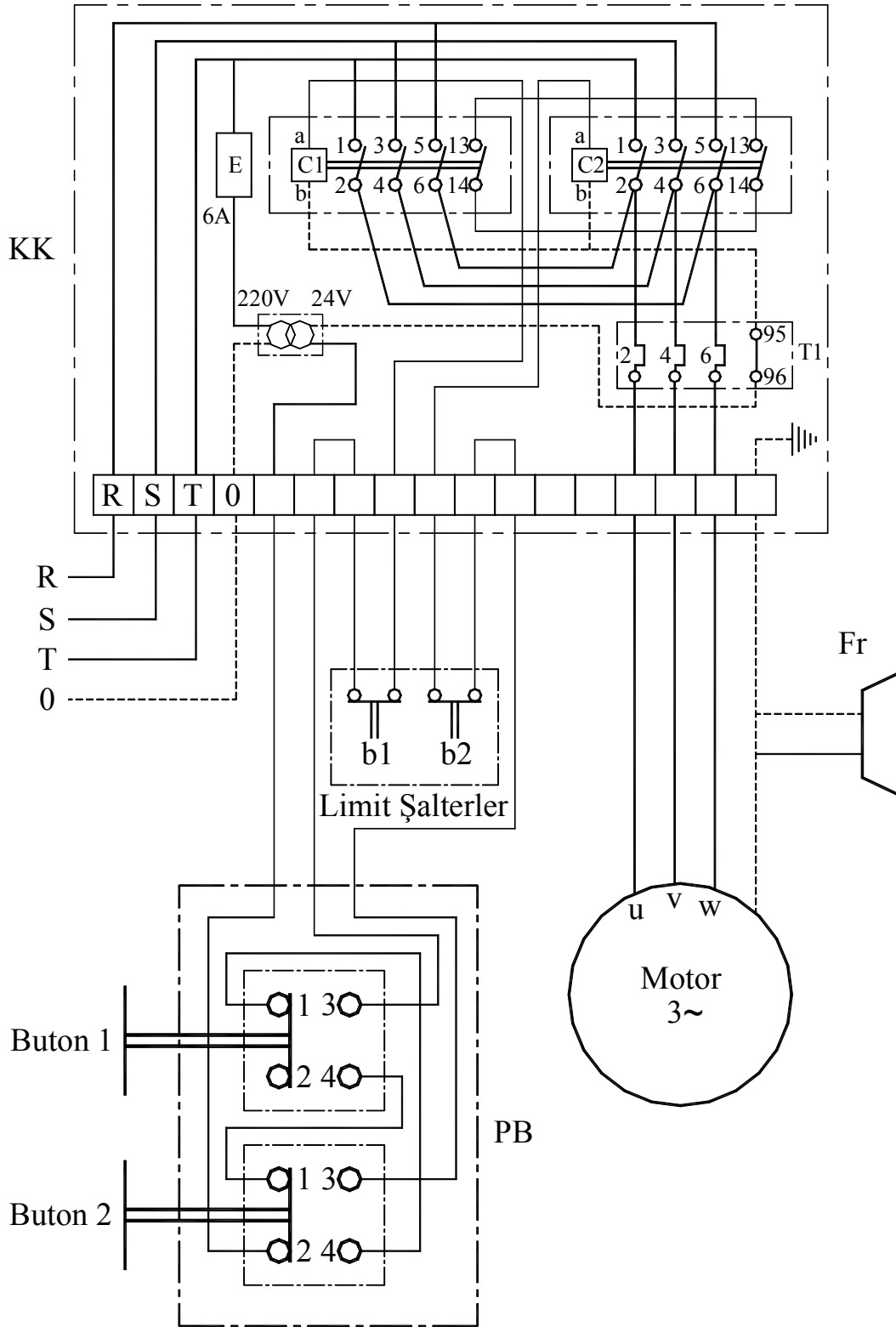
YΔ-bağlantı

Şekil 130, KAM motorunun bağlantı durumları



13 ve 14 numaralı uçlar kontaktörün yardımcı kontaklarına bağlantıdır

Şekil 131, Frenin elektrik bağlantısı



Şekil 132, KAM motorunun komple elektrik şeması

E ≡ Otomatik sigorta  
 KK ≡ Kumanda kutusu

Cx ≡ Kontaktörler  
 PB ≡ Push-Button kutusu

Tx ≡ Termik şalter  
 Fr ≡ Fren

### 1.4.2.2 Bilezikli elektrik motorları

Bilezikli elektrik motorları genelde gücü 10 kW dan büyük olan tahriklerde kullanılır. Tahrik gücü 10 ila 15 kW arasındaki tahriklerde, bilezikli veya kısa devre elektrik motorunun kullanılması işletme şartlarına ve müşterinin isteklerine göre seçilir.

Bilezikli motorların devreye sokulmasında oluşan yüksek akımın etkisi motorun şebekeye üç fazlı direnç üzerinden bağlanmasıyla ortadan kaldırılır.

Motor devir sayısının yükselmesi oranında dirençte yavaş yavaş devreden çıkarılır. Bilezikli elektrik motorunun devreye sokulmasında oluşan yüksek akımın yanında başka bir faydalı özelliğide yüksek başlangıç momentinin oluşmasıdır. Kullanılan dirençlerin ayarlanmasıyla işletme şartlarına göre motorun karakteristiği uydurulur. Böylece belli bir arada değişen moment değeri dirençlerin devreye sokulma ve çıkarılmalarıyla kolayca ayarlanır.

### 1.4.3 Elektrik motorunun çalışma oranı "ÇO"

Elektrik motorunun "**Çalışma Oranı ÇO**" motorun tanımında çok önemli değerdir. Bu "**vincin hareket süresinde**" motorun hareket süresine göre yüzde olarak ne kadar çalıştığını gösteren değerdir.

**Vincin hareket süresi:** Vincin bulunduğu yerden (A noktası) yükün olduğu yere hareketi (vinç köprü, araba ve kanca), kancanın yükü alabilme durumuna gelmesi, sapanların bağlanıp yükün kaldırılması, yükün gideceği yere hareketi, yükün indirilmesi, vincin tekrar "A" noktasına gelmesi için geçen zamandır.

**Çalışma Oranı ÇO:** Vincin hareket süresinde adı geçen tahriğin bu sürenin yüzde kaçında çalıştığıdır. Bu Almanca "**Einschaltdauer**" olarak adlandırılır ve "**25%ED**" olarak gösterilir. Biz bunu örneğin "**%25ÇO**" olarak göstereceğiz.

Genel olarak bir değer bilinmiyorsa, tahriklerde kabul edilen Çalışma Süreleri;

Kaldırma tahriğinin çalışma oranı: %25ÇO dır.

Araba yürütme tahriğinin çalışma oranı: %40ÇO dır.

Vinç yürütme tahriğinin çalışma oranı: %40ÇO dır.

Burada yalnız kaldırma motorlarının hesabını ele alacağız. İlerde yürütme sisteminden sonra araba ve köprü yürüyüş motorlarının hesabını, sonrada döndürme sisteminde döndürme motorlarının hesaplamasını örneklerle göstereceğiz.

### 1.4.4 Kaldırma motoru

Kaldırma motorunun gücünü hesaplamak kaldırılacak yükün atalet (eylemsizlik) gücünün hesaplanması yanında ivme gücünde hesaplanması demektir. Kaldırma motorunun gücünü hesaplamak için önce genel olarak güç hesabını kaldırma tahriğinde ele alalım.

Gücün genel tanımı şöyledir: "**Zaman biriminde yapılan işe güç denir.**"

$$P = \frac{\dot{I}ş}{t}$$

Diğer taraftan iş "**Kuvvet x Yol**" olarak tanımlanır. Kaldırmada yol kaldırma yüksekliği "**h<sub>Ka</sub>**" dır.

$$\dot{I}ş = F_{Yük} \cdot h_{Ka}$$

#### 1.4.4.1 Kaldırma motorunun atalet (eylemsizlik) gücü

İş değerini güç formülüne yerleştirirsek;

$$P_{At} = \frac{F_{Yük} \cdot h_{Ka}}{t}$$

Bu formülde zaman biriminde kaldırma yüksekliği hızdır;  $h_{Ka}/t = v_{Ka}$ . Bu değeride formülde yerleştirilelim:

$$P_{At} = F_{Yük} \cdot v_{Ka}$$

F 86

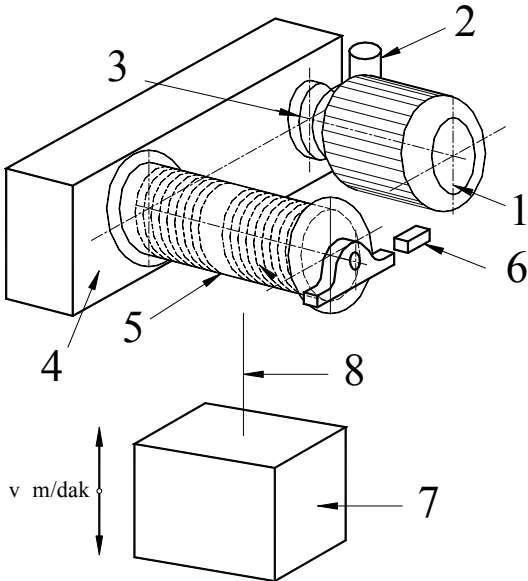
|           |        |                           |
|-----------|--------|---------------------------|
| $P_{At}$  | W=Nm/s | Atalet (eylemsizlik) gücü |
| $F_{Yük}$ | N      | Kaldırılan yükün kuvveti  |
| $v_{Ka}$  | m/s    | Kaldırma hızı             |

Böylece kaldırma motorunun teorik olarak gücünü hesaplayacak formülü bulmuş oluruz. Fakat pratikte bu formülü kullanmak hatalı olur. Bu formül pratiğe göre düzeltilmelidir. Kaldırma tahriğinin genel şemasını ele alırsak (Şekil 133); görürüz ki, motor ile yük arasında kaldırma anında çalışan bir çok mekanik parça bulunmaktadır. Bu parçalar çalışırken çeşitli sebeplerden ötürü randıman kaybına sebep olurlar. Toplam randıman kaybını " $\eta_{Top}$ " şu şekilde hesaplayabiliriz:

$$\eta_{Top} = \eta_{KaTa} \cdot \eta_{Ta} \cdot \eta_{Red}$$

F 87

|               |   |                             |
|---------------|---|-----------------------------|
| $\eta_{Top}$  | 1 | Toplam randıman kaybı       |
| $\eta_{KaTa}$ | 1 | Kanca takımı randıman kaybı |
| $\eta_{Ta}$   | 1 | Tamburda randıman kaybı     |
| $\eta_{Red}$  | 1 | Redüktörde randıman kaybı   |



Şekil 133, Kaldırma tahriği, şematik

Böylece toplam randıman kaybı " $\eta_{Top}$ " formülün paydasına konulur.

Formülde hız m/s olarak alınmaktadır. Fakat pratikte kaldırma hızı m/dak olarak kullanılır bunun içinde formülün paydasına saniye ve dakika farkı "60" sayısı gelir.

Formülde güç "W" vat olarak alınmaktadır. Fakat pratikte motor gücü "kW" olarak kullanılır bunun içinde formülün paydasına kilo farkı "10<sup>3</sup>" sayısı gelir. Bazı formüllerde bu faktör kullanılmaz. Fakat yükün "N" yerine "kN" olarak alındığına dikkat edilmelidir.

Kaldırma takımı ve sapanlar Şekil 133 de Poz 8 olarak gösterilmiştir. Eğer kaldırma takımınının

ağırlık kuvveti "F<sub>kaTa</sub>" biliniyorsa (F<sub>Yük</sub> + F<sub>kaTa</sub>) alınır. Fakat hesapların başında bu ağırlık bilinmemektedir. Genel olarak tecrübelerle dayanarak bu değer yükün %3 olarak kabul edilir. Buda formülde 1,03 faktörü olarak alınır.

Bütün bu faktörleri F 86 formülünde yerleştirirsek, pratikte kullanılan kaldırma motoru gücü hesap formülünü elde ederiz; F 88.

$$P_{At} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük} \cdot v_{Ka}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{Top}}$$

F 88

|                  |       |                           |
|------------------|-------|---------------------------|
| P                | kW    | Atalet (eylemsizlik) gücü |
| F <sub>Yük</sub> | N     | Kaldırılan yükün kuvveti  |
| v <sub>Ka</sub>  | m/dak | Kaldırma hızı             |
| η <sub>Top</sub> | 1     | Toplam randıman kaybı     |

#### 1.4.4.2 Kaldırma motorunun ivme gücü

Kaldırma motorunun ivme gücü, translasyon (düz boyuna hareket) ivmesi gücü ve rotasyon (dönüş) ivmesi gücü olarak iki kısımdan oluşur.

##### 1.4.4.2.1 Translasyon ivmesi gücü

Translasyon (düz, boyuna hareket) ivmesi gücü şu şekilde hesaplanır.

$$P_{ivTr} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük} \cdot v_{Ka}^2}{10^3 \cdot g \cdot t_{Ba} \cdot \eta_{Top}}$$

F 89

|                   |                  |   |
|-------------------|------------------|---|
| P <sub>ivTr</sub> | kW               | Translasyon ivmesi gücü   |
| F <sub>Yük</sub>  | N                | Kaldırılan yükün kuvveti  |
| v <sub>Ka</sub>   | m/s              | Kaldırma hızı   |
| g                 | m/s <sup>2</sup> | Yerçekimi ivmesi g = 9,81 m/s <sup>2</sup>                      |
| t <sub>Ba</sub>   | s                | Hıza erişme zamanı, Hızın 0 dan v <sub>Ka</sub> ya gelme zamanı |
| η <sub>Top</sub>  | 1                | Toplam randıman kaybı   |

Hızın 0 dan v<sub>Ka</sub> ya gelme zamanı için tecrübelerle göre şu değerler kabul edilir; Kaldırılan yük kuvveti 300 kN a kadar t<sub>Ba</sub> 2 ... 5 s, daha büyük yükler için t<sub>Ba</sub> ≈ 10 s olarak alınır.

##### 1.4.4.2.2 Rotasyon ivmesi gücü

Rotasyon ivmesi (*Dönen kütlelerin*) gücü şu şekilde hesaplanır.

$$P_{ivRo} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{iv} \cdot n_{Mo}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{Top}}$$

F 90

|                   |       |                       |
|-------------------|-------|-----------------------|
| P <sub>ivRo</sub> | kW    | Rotasyon ivmesi gücü  |
| M <sub>iv</sub>   | Nm    | İvme momenti          |
| n <sub>Mo</sub>   | 1/dak | Motor devir sayısı    |
| η <sub>Top</sub>  | 1     | Toplam randıman kaybı |

İvme momenti " M<sub>iv</sub> " şu şekilde hesaplanır;

$$M_{iv} = \Theta_{Es} \cdot \alpha$$

F 91

|                 |                  |   |
|-----------------|------------------|---|
| Θ <sub>Es</sub> | Ns <sup>2</sup>  | Motor milindeki eşdeğer kütleli eylemsizlik momenti |
| α               | m/s <sup>2</sup> | Açısal ivme   |

**Motor milindeki eşdeğer kütlelesel eylemsizlik momenti**

$$\Theta_{Es} = \sum \left[ \Theta_i \cdot \left( \frac{n_i}{n_{Mo}} \right)^2 \cdot \eta_i \right] \quad F 92$$

|            |        |   |
|------------|--------|---|
| $\Theta_i$ | $Ns^2$ | Dönen parçanın eşdeğer kütlelesel eylemsizlik momenti |
| $n_i$      | 1/s    | Dönen herhangi bir parçanın dönüş devir sayısı        |
| $n_{Mo}$   | 1/s    | Motor milinin dönüş devir sayısı                      |
| $\eta_i$   | 1      | Dönen parçanın motor miline randıman kaybı            |

**Açısal ivme**

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t_{Ba}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Delta n_{Mo}}{t_{Ba}} \quad F 93$$

|                 |         |                           |
|-----------------|---------|---------------------------|
| $\alpha$        | $m/s^2$ | Açısal ivme               |
| $\Delta\omega$  | $Ns^2$  | Açısal hız                |
| $t_{Ba}$        | s       | Hıza erişme zamanı        |
| $\Delta n_{Mo}$ | 1/s     | Motor miliyle dönüş farkı |

Toplam ivme gücü bu iki gücün toplamı ile bulunur.

$$P_{İv} = P_{İvTr} + P_{İvRo} \quad F 94$$

|            |    |                         |
|------------|----|-------------------------|
| $P_{İv}$   | kW | Toplam ivme gücü        |
| $P_{İvTr}$ | kW | Translasyon ivmesi gücü |
| $P_{İvRo}$ | kW | Rotasyon ivmesi gücü    |

Genelde toplam ivme gücü " $P_{İv}$ ", oldukça büyük kaldırma hızı ve kısa hıza erişme zamanı olan tahriklerde hesaplanır.

Kaldırma motorunun "**başlangıç gücü**" motorun atalet (eylemsizlik) gücü ile toplam ivme gücünün toplamı ile bulunur. Pratikte başlangıç gücü genel olarak eylemsizlik gücünün %10 ile %20 arası büyütülmesiyle bulunur.

$$P_{Baş} = P_{At} + P_{İv} \\ P_{Baş} = (1,1 \dots 1,2) \cdot P_{At} \quad F 95$$

|           |    |                           |
|-----------|----|---------------------------|
| $P_{Baş}$ | kW | Başlangıç gücü            |
| $P_{At}$  | kW | Atalet (eylemsizlik) gücü |
| $P_{İv}$  | kW | Toplam ivme gücü          |

Kaldırma motorunun gücünü hesaplamakta rüzgarın hiçbir etkisi olmaz.

Kaldırma motorunun hesabı yalnız atalet (eylemsizlik) gücü hesap edilerek yapılır ve motor fabrikasına veya motor satıcısına istenilen başlangıç momenti ve devrilme momentinin katsayıları bildirilir.

#### 1.4.4.3 Kaldırma motoru seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci

100 kN yükü kaldıracak motorun seçimi için, ilk önce motorun eylemsizlik gücü F 88 ile hesaplanır.

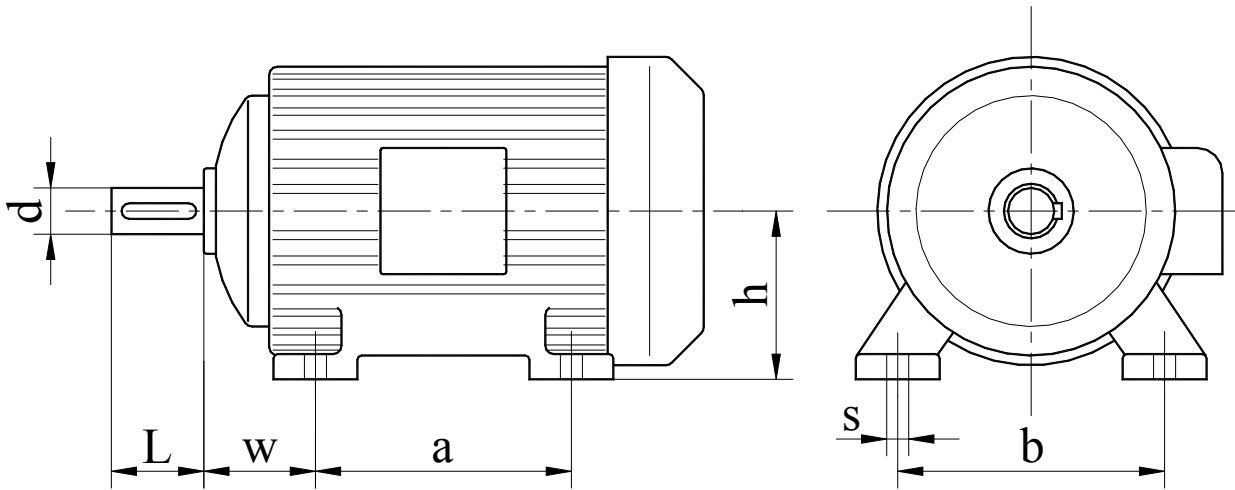
$$P_{At} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük} \cdot v_{Ka}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{Top}} = \frac{1,03 \cdot 100 \cdot 6}{60 \cdot 0,893} = 11,534154$$

$$P_{At} = 11,53 \text{ kW}$$

|                             |   |
|-----------------------------|---|
| Yük kuvveti                 | $F_{Yük} = 100 \text{ kN}$                              |
| Kaldırma hızı               | $v_{Ka} = 6 \text{ m/dak}$                              |
| Toplam randıman             | $\eta_{Top} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,893$ |
| Kanca takımı randıman kaybı | $\eta_1 = 0,980$ , Tablo 5 ile                          |
| Tamburda randıman kaybı     | $\eta_2 = 0,980$ , Tablo 5 ile                          |
| Redüktörde randıman kaybı   | $\eta_3 = 0,930$ , Tablo 5 ile                          |
| F 4 ile                     | $\eta_{Top} = 0,980 \cdot 0,980 \cdot 0,930 = 0,893172$ |

Bu hesaplanan motorun etiket gücü değeridir. Siparişte güçler motor fabrikasına veya motor satıcısına tam olarak verilmelidir.

|                            |                                       |
|----------------------------|---------------------------------------|
| Motor:                     | 6-Kutuplu, kısa devre-asen kron motor |
| Tip büyüklüğü              | $\approx 160L$                        |
| Motorun çalışma süresi     | %25 ÇS                                |
| Motor devir sayısı:        | $n_{Mo} \approx 940 \text{ dak}^{-1}$ |
| Motorun etiket gücü:       | $P_{Mo} = 11 \text{ kW}$              |
| Motorun başlangıç momenti: | $M_{Ba} \approx 1,2 \cdot M_{Mo}$     |
| Motorun devrilme momenti:  | $M_{De} \approx 2,5 \cdot M_{Mo}$     |



Şekil 134, 11 kW lık kısa devre asenkron motor

#### 1.4.4.4 Kaldırma motoru seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

32 kN yükü kaldıracak motorun seçimi için, ilk önce motorun eylemsizlik gücü F 88 ile hesaplanır.

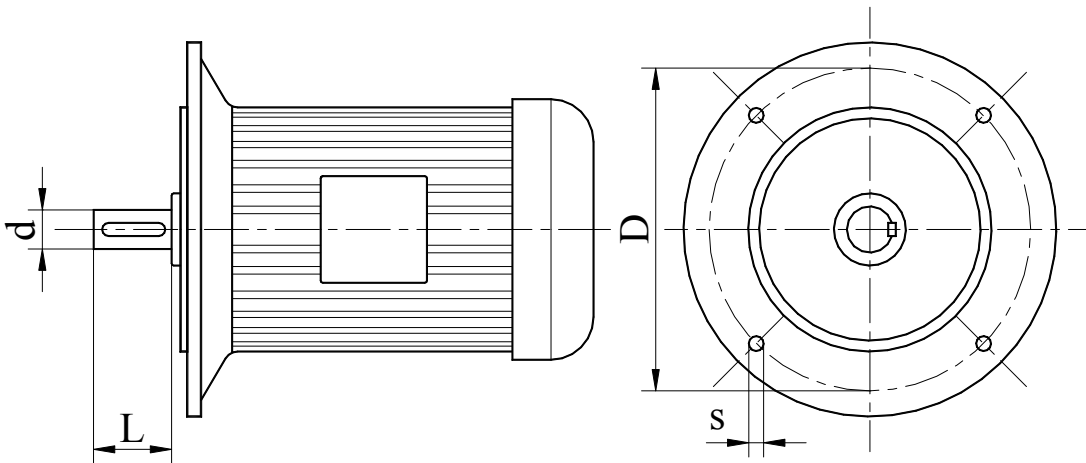
$$P_{At} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük} \cdot v_{Ka}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{Top}} = \frac{1,03 \cdot 32 \cdot 6,5}{60 \cdot 0,893} = 3,9985068$$

$$\underline{P_{At} = 4 \text{ kW}}$$

|                             |   |
|-----------------------------|---|
| Yük kuvveti                 | $F_{Yük} = 32 \text{ kN}$                               |
| Kaldırma hızı               | $v_{Ka} = 6,5 \text{ m/dak}$                            |
| Toplam randıman             | $\eta_{Top} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,893$ |
| Kanca takımı randıman kaybı | $\eta_1 = 0,980$ , Tablo 5 ile                          |
| Tamburda randıman kaybı     | $\eta_2 = 0,980$ , Tablo 5 ile                          |
| Redüktörde randıman kaybı   | $\eta_3 = 0,930$ , Tablo 5 ile                          |
| F 4 ile                     | $\eta_{Top} = 0,980 \cdot 0,980 \cdot 0,930 = 0,893172$ |

Bu hesaplanan motorun etiket güç değeridir. Siparişte güçler motor fabrikasına veya motor satıcısına tam olarak verilmelidir.

|                            |  |
|----------------------------|--|
| Motor:                     | 4-Kutuplu, kısa devre-asen kron motor  |
| Tip büyüklüğü              | $\approx 112M$                         |
| Motorun çalışma süresi     | %25 ÇS                                 |
| Motor devir sayısı:        | $n_{Mo} \approx 1420 \text{ dak}^{-1}$ |
| Motorun etiket gücü:       | $P_{Mo} = 4 \text{ kW}$                |
| Motorun başlangıç momenti: | $M_{Ba} \approx 1,2 \cdot M_{Mo}$      |
| Motorun devrilme momenti:  | $M_{De} \approx 2,5 \cdot M_{Mo}$      |



Şekil 135, 4 kW lık flanşlı kısa devre asenkron motor

#### 1.4.4.5 Kaldırma motoru seçimi, "Örnek 3, 5kN-2/1 Zincirli ceraskal"

5 kN yükü kaldıracak motorun seçimi için, ilk önce motorun eylemsizlik gücü F 88 ile hesaplanır.

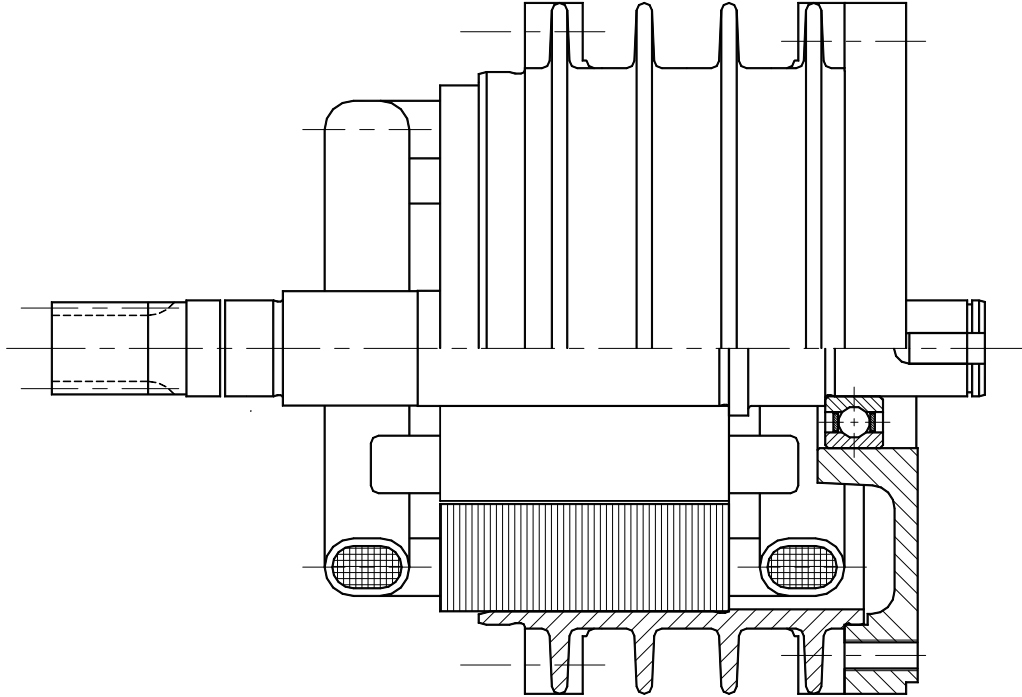
$$P_{At} = \frac{1,03 \cdot F_{Yük} \cdot v_{Ka}}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{Top}} = \frac{1,03 \cdot 5 \cdot 6,5}{60 \cdot 0,876} = 0,636891$$

$$P_{At} = 0,75 \text{ kW}$$

|                            |  |
|----------------------------|--|
| Yük kuvveti                | $F_{Yük} = 5 \text{ kN}$                                   |
| Kaldırma hızı              | $v_{Ka} = 4,6 \text{ m/dak}$                               |
| Toplam randıman            | $\eta_{Top} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,876$    |
| Zincir makarası contasız   | $\eta_1 = 0,960$ , Tablo 5 ile                             |
| Kavaletanın randıman kaybı | $\eta_2 = 0,950$ , Tablo 5 ile                             |
| Redüktörde randıman kaybı  | $\eta_3 \approx 0,995^4 \cdot 0,99^2 = 0,96$ , Tablo 5 ile |
| F 4 ile                    | $\eta_{Top} = 0,960 \cdot 0,950 \cdot 0,96 = 0,87552$      |

Bu hesaplanan motorun etiket güç değeridir. Siparişte güçler motor fabrikasına veya motor satıcısına tam olarak verilmelidir.

|                            |  |
|----------------------------|--|
| Motor:                     | 4-Kutuplu, kısa devre-asenكرون motor   |
| Tip büyüklüğü              | $\approx 80$                           |
| Motorun çalışma süresi     | %25 ÇS                                 |
| Motor devir sayısı:        | $n_{Mo} \approx 1430 \text{ dak}^{-1}$ |
| Motorun etiket gücü:       | $P_{Mo} = 0,75 \text{ kW}$             |
| Motorun başlangıç momenti: | $M_{Ba} \approx 1,2 \cdot M_{Mo}$      |
| Motorun devrilme momenti:  | $M_{De} \approx 2,5 \cdot M_{Mo}$      |



Şekil 136, 0,75 kW lık özel yapım kısa devre asenكرون motor

## 2 Yürütme Sistemi

Vinçlerde araba veya ceraskal ile köprü yürütmesi iki ayrı konudur. Fakat prensip ve sistem aynıdır. Sistemi oluşturan parçalar şunlardır:

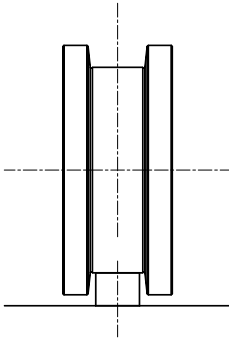
1. Tekerlekler,
2. Yürütme redüktörü,
3. Tahrik (Motor veya el),
4. Fren,
5. Kumanda

Sistem parçalarını sırayla görelim.

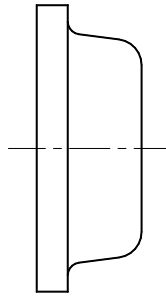
### 2.1 Tekerlekler

Tekerlekler şekillerine göre üç gruba ayrılır.

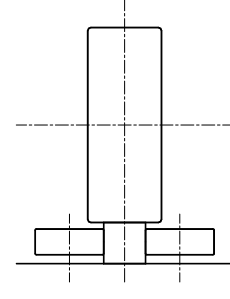
1. Çift bandajlı tekerlekler,
2. Tek bandajlı tekerlekler,
3. Bandajsız tekerlekler.



a) Çift bandajlı tekerlek



b) Tek bandajlı tekerlek



c) Bandajsız tekerlek

Şekil 137, Şekillerine göre tekerlekler

Çift bandajlı tekerlekler (Şekil 137/a) genelde araba ve köprü yürüyüşlerinde lama raylar, demiryolu rayları ile beraber kullanılır. Çoğu zaman yürüttükleri sistemin kabul edilen toleranslara göre yatay hareketlerinin sınırlanmasını sağlarlar.

Tek bandajlı tekerlekler (Şekil 137/b) genelde I-profil ray olarak kullanıldığında, monoray vinçlerde veya ceraskal arabası yürüyüş tekerleği olarak kullanılırlar.

Bandajsız tekerlekler (Şekil 137/c) genelde klavuz tekerlekler olarak kullanılır. Çok ender olarakta yatay hareketi tam sağlamak, hareketin hiçbir şekilde doğrudan sapmaması için klavuz tekerlek sistemi olarak kullanılırlar.

#### 2.1.1 Tekerlek konstrüksiyonu

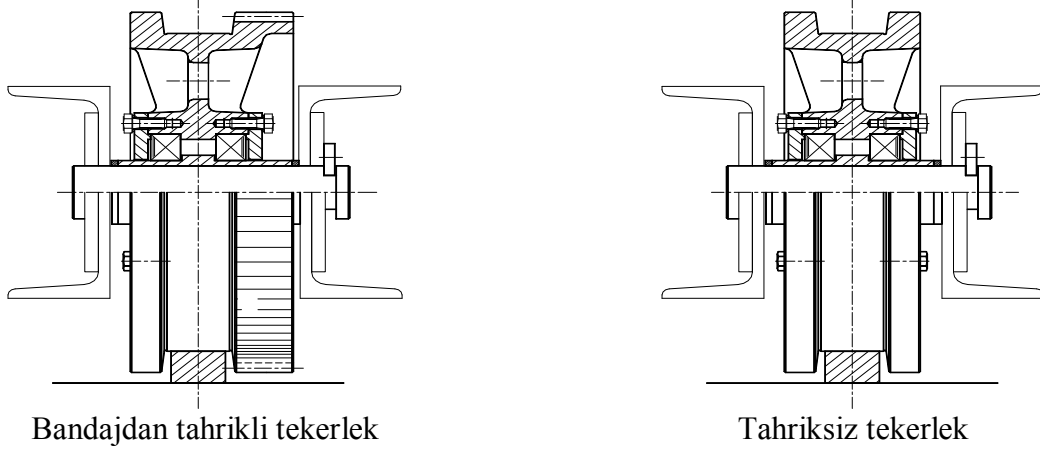
Tekerlek konstrüksiyonu sistemine göre iki kısma ayrılırlar:

- Tekerlek göbeğinden yataklı,
- Tekerlek dışından yataklı

**Tekerlek göbeğinden yataklı sistem:** Rulman yataklar tekerleğin göbeğine konulur. Tekerlek tahriki alternatififsiz "**Bandajdan tahrikli tekerlek**" grubuna girer. Tahrik muhakkak bandajdan yapılması gereklidir. Bkz Şekil 138

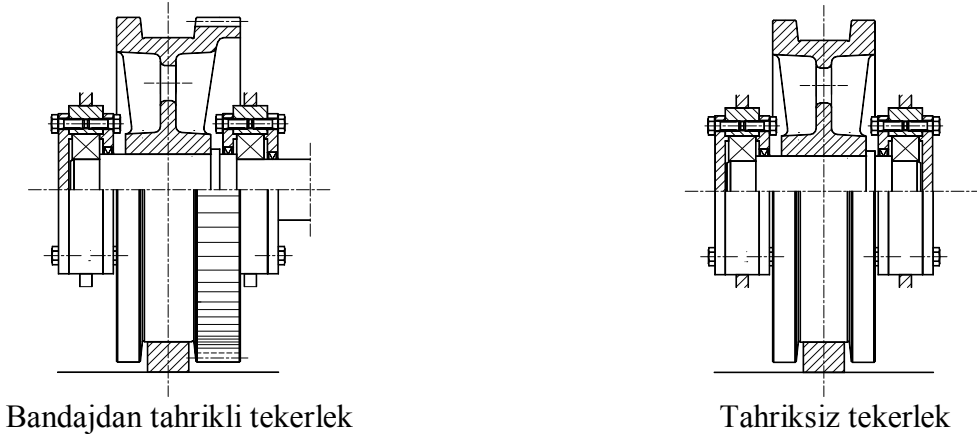
**Tekerlek dışından yataklı sistem:** Rulman yataklar tekerleğin dışına taşıyıcı çelik konstrüksiyona konulur. Tekerlek tahriki ya "**Bandajdan tahrikli tekerlek**" olarak (Tahrik tekerlek bandajına açılmış dişliden açık olarak yapılır.), veya "**Göbekten tahrikli tekerlek**" olarak (Tahrik tekerleğin göbeğine sıkı geçmeli veya kama ile bağlantılı mil ile yapılır.) doğrudan yapılır. Bkz Şekil 140

Bu iki tahrik şeklinin kendilerine göre yararları ve sakıncaları vardır. Tekerlek bandajından yapılan tahrikte, tekerleğin bandajı son dişli kademesi olarak kullanıldığından redüktör küçük ve ucuz olur. Hiçbir önlem alınmadan tam açık tahrik olarak bırakıldığında, iş kazasına sebep olabilirler. Devamlı dişli yağlamalarından ötürü devamlı bakım gereklidir ve kirliliğe sebep olurlar. Göbekten tahrikte redüktör bir kademe daha büyük olur. Redüktör daha pahalıya, fakat tekerlekler daha ucuza mal olur. Göbekten tahrikli tekerlek takımı dayanma, bakım ve iş emniyeti açısından bandaj tahrikinden daha üstündür.

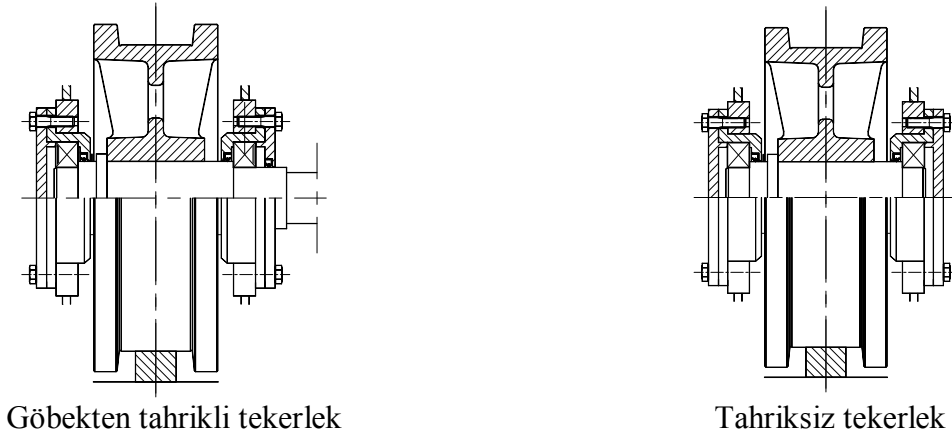


Şekil 138, Tekerlek göbeğinden yataklı sistem

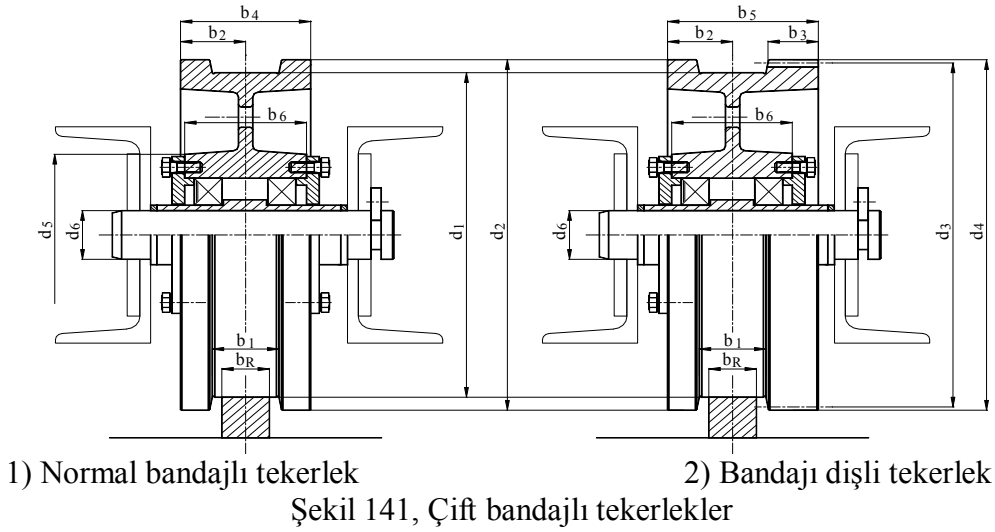
Göbekten tahrikli tekerlek sisteminde sistem kendi içinde ayrı bir modül olarak konstrüksiyonu yapıp vinç veya arabada modül konstrüksiyon olarak kullanılır. Ayrıca modül konstrüksiyon yapıldığından seri imalatla göreceli olarak ucuza mal edilip teslim müddeti sıfıra indirilebilir.



Şekil 139, Tekerlek dışından yataklı sistem



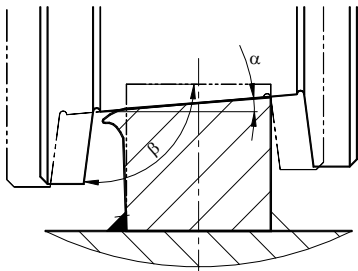
Şekil 140, Tekerlek dışından yataklı sistem

**Tekerlek göbeğinden yataklı sistem için önerilen ölçüler;**

Tablo 28, Göbekten yataklı tekerlekler için önerilen ölçüler

|                |    |     |     |     |     |     |     |     |
|----------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| d <sub>1</sub> | mm | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 710 |
| d <sub>2</sub> | mm | 220 | 270 | 348 | 432 | 540 | 680 | 760 |
| d <sub>3</sub> | mm | 213 | 264 | 340 | 424 | 528 | 664 | 740 |
| d <sub>4</sub> | mm | 220 | 270 | 348 | 432 | 540 | 680 | 760 |
| d <sub>5</sub> | mm | 120 | 150 | 170 | 195 | 220 | 230 | 320 |
| d <sub>6</sub> | mm | 35  | 45  | 55  | 60  | 70  | 80  | 100 |
| b <sub>1</sub> | mm | 45  | 45  | 55  | 65  | 75  | 85  | 100 |
| b <sub>2</sub> | mm | 40  | 45  | 50  | 50  | 55  | 65  | 75  |
| b <sub>3</sub> | mm | 45  | 50  | 55  | 60  | 75  | 100 | 110 |
| b <sub>4</sub> | mm | 80  | 90  | 100 | 100 | 110 | 130 | 150 |
| b <sub>5</sub> | mm | 103 | 118 | 140 | 140 | 170 | 200 | 235 |
| b <sub>6</sub> | mm | 70  | 80  | 90  | 90  | 100 | 120 | 140 |
| b <sub>R</sub> | mm | 30  | 30  | 40  | 50  | 60  | 70  | 80  |
| m              | mm | 3   | 3   | 4   | 4   | 6   | 8   | 10  |
| z              | 1  | 71  | 88  | 85  | 106 | 88  | 83  | 74  |
| G 1)           | kg | 30  | 38  | 45  | 55  | 85  | 160 | 230 |
| 2)             |    | 35  | 42  | 50  | 65  | 110 | 200 | 260 |

Tekerlek malzemesi olarak GS 50 veya GS 60 önerilir. Ölçüler öneridir. İsteyen arzu ettiği ölçüleri alabilir. Burada ağırlık "G" tahmini olarak komple tekerlek takımı için verilmiştir. Genelde vincin veya arabanın raylarda kendi kendini ortalaması için fiçı yuvarlama sistemine göre tekerlekler V-eğimli olarak yapılırlar (bkz Şekil 142). Bu sistemde aşınmalar daha homojen ve belirli olur. Bu konstrüksiyon araba veya vincin yürürken rayların orta ekseninde kalarak kasılmadan çalışması sağlanır. Fakat her ne sebeptense bu konstrüksiyon memleketimizde daha oturmamıştır.

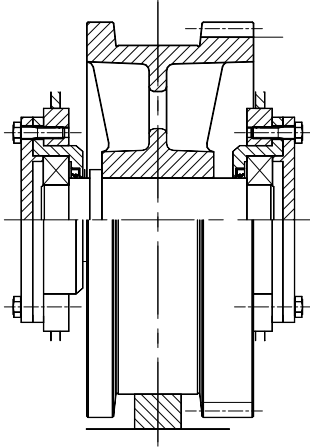


Şekil 142, Tekerlek eğimi ve ray aşınması

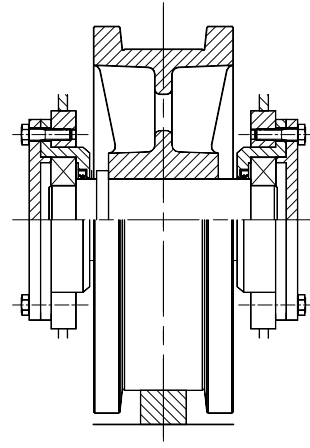
Tekerlek dayanma yüzeyinin eni ray aşınmaları ve ray toleranslarına göre seçilmelidir (bkz Şekil 142).

Tekerleğin V-Eğimi " $\alpha$ " açısı genelde  $\alpha = 2$  ile 4 derece arasında seçilir.

Tekerleğin raya dayanma yüzeyi ile bandajlar arasındaki " $\beta$ " açısı tam dik açı değildir. Bandajlarla raya dayanma yüzeyi arasında  $\beta \approx 97,5$  derece seçilir.

**Tekerlek dışında yataklı sistem için önerilen ölçüler;**

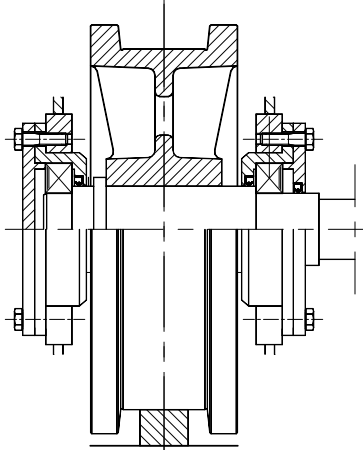
Şekil 143, Bandajdan tahrikli tekerlek



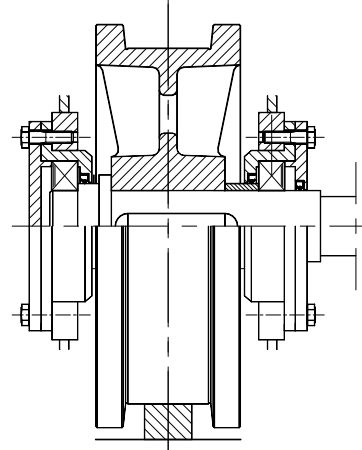
Şekil 144, Tahriksiz tekerlek

Tekerlek dışında yataklı sistemde göbek ölçüleri hariç aynen göbekten yataklı tekerlekler için önerilen ölçüler (bkz Tablo 28) kullanılır.

Göbekten tahrikli tekerlek sisteminde, sistem kendi içinde ayrı bir modül olarak konstrüksiyonu yapıp vinç veya arabada modül konstrüksiyon olarak kullanılır. Ayrıca modül konstrüksiyon yapıldığından seri imalatla göreceli olarak ucuza mal edilip teslim müddeti sıfıra indirilebilir.

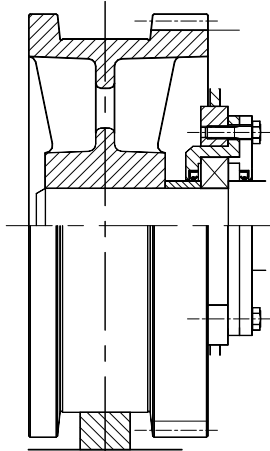


Göbekten tahrikli, sıkı geçme

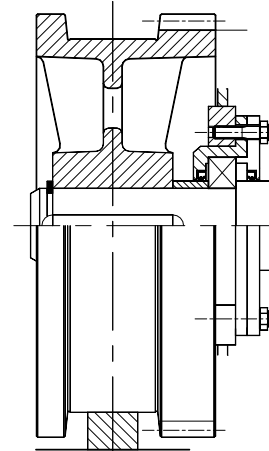


Göbekten tahrikli, kamalı

Şekil 145, Tekerlek dışından yataklı sistem

**Tekerlek dışından portafo yataklı sistem**

Portafo yataklı, sıkı geçme



Portafo yataklı, kamalı

Şekil 146, Tekerlek dışından portafo yataklı sistem

Arabada tekerlek aksları açıklığı vinç kirişi ray açıklığı ve kaldırma ile araba yürütme takımlarına göre seçilir.

Vinç başlığındaki tekerlek açıklığı ise vincin kasılmadan hareketini sağlamak bakımından tecrübelerle dayanan şu ölçülerle önerilir. Burada dikkat edilen diğer hususta gereksiz yere başlık momentini büyütmemek ve başlığı oldukça ucuza mal etmektir.

Şekil 147 ile tek ve çift kirişli köprülü vinçler görülmektedir. Tek kirişli köprülü vinçlerin, en fazla vinç ray açıklığı 16,5 m'ye kadar kullanılması önerilir. Bu sınır değeri aşılması halinde kişinin kendi tecrübelerine göre seçim yapması gerekir.

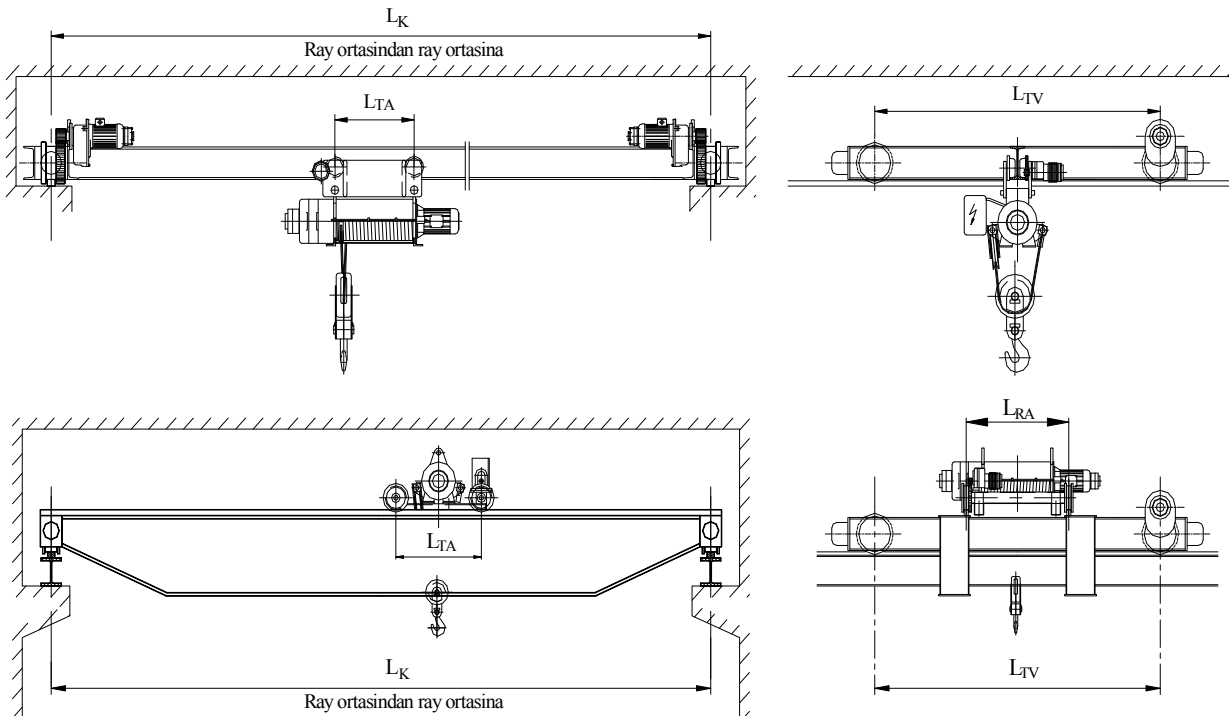
Tek ve çift kirişli köprülü vinçlerin başlık tekerlek açıklık ölçüleri Tablo 29 ile tecrübelerle dayanılarak standartlaştırılmıştır ve kullanılması önerilir:

Tablo 29, Tek ve çift kirişli köprülü vinçlerde başlık tekerlek açıklığı

| Vinç ray açıklığı<br>$L_K$ m olarak | Başlık tekerlek açıklığı $L_{TV}$ mm olarak |                        |
|-------------------------------------|---|------------------------|
|                                     | Tek kirişli vinçlerde                       | Çift kirişli vinçlerde |
| $\leq 6,3$                          | 1'000                                       | 2'000                  |
| $\leq 10$                           | 1'600                                       | 2'000                  |
| $\leq 13$                           | 2'000                                       | 2'000                  |
| $\leq 16,5$                         | 2'200                                       | 2'500                  |
| $\leq 21$                           | –   | 4'000                  |
| $\leq 26$                           | –   | 4'000                  |
| $\leq 30$                           | –   | 4'500                  |
| $\leq 32,5$                         | –   | 5'000                  |
| $\geq 33$                           | –   | $\geq 5'500$ *)1       |

\*)1 Konstrüksiyona ve tecrübelerle göre seçilir.

Portal vinçlerde başlık ve tekerleklerin düzenlenmesi vinç kapasitesine göre değişik konstrüksiyonlarda yapılırlar.



Şekil 147, Tekerlek aks açıklıkları

## 2.1.2 Tekerlek hesabı

Vinçlerde tekerlek hesaplarının nasıl yapılacağı Alman standardı DIN15070 de verilmiştir. Tekerleklerin malzemesi çelik, çelik döküm veya demir döküm olur. Tekerlekler ve raylar yerel yüzey basıncı ile zorlanırlar. Hesaplar yerel yüzey basıncına bağlı yapılır. Tekerlek hesabında mukavemet değerinin karşılaştırılması yerine, max taşıyacağı tekerlek dik kuvvetine göre standartlaştırılmış tekerlek çapı ile hesaplar yapılır. Bilinen tekerlek dik kuvvetine göre tekerlek çapı şu formülle bulunur:

$$d_T \geq \frac{F_{TD}}{b_t \cdot p_{EM} \cdot c_2 \cdot c_3}$$

F 96

|          |     |                         |
|----------|-----|-------------------------|
| $d_T$    | mm  | Tekerlek çapı           |
| $F_{TD}$ | N   | Tekerlek dik kuvveti    |
| $b_t$    | mm  | Taşıyıcı genişlik       |
| $p_{EM}$ | MPa | Emniyetli yüzey basıncı |
| $c_2$    | 1   | Devir sayısı faktörü    |
| $c_3$    | 1   | Çalışma oranı faktörü   |

### 2.1.2.1 Tekerleği etkileyen kuvvet

Tekerleği etkileyen dik kuvvet araba ve vinç tekerleği için farklı hesaplanır. Araba tekerleğini etkileyen dik tekerlek kuvveti bütün kuvvetlerin tekerlek sayısına bölünmesiyle (genelde dörde) bulunur.

$$F_{TA} = F_{Tmax} = \frac{F_{Araba} + 1,03 \cdot F_{Yük}}{n_T}$$

F 97

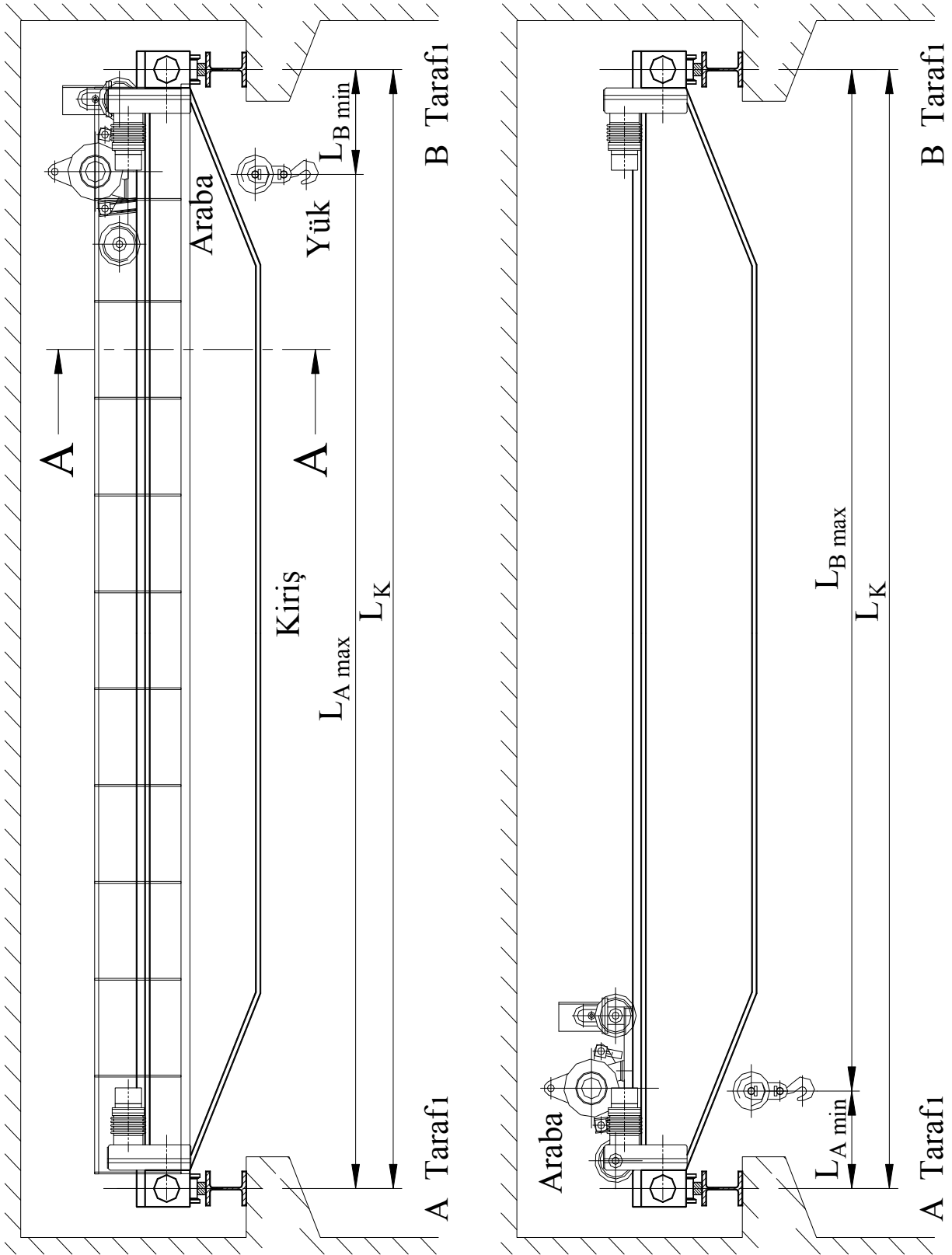
|             |   |   |
|-------------|---|---|
| $F_{TA}$    | N | Araba tekerlek kuvveti                                      |
| $F_{Araba}$ | N | Arabanın kanca takımı ve halat hariç toplam ağırlık kuvveti |
| $F_{Yük}$   | N | İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti                      |
| $n_T$       | 1 | Taşıyıcı tekerlek sayısı                                    |

Vinç köprü tekerleğini etkileyen tekerlek kuvveti maximum ve minimum tekerlek kuvvetlerin belirli oranda toplanmasıyla bulunur.

$$F_{TV} = \frac{2 \cdot F_{TDmax} + F_{TDmin}}{3}$$

F 98

|             |   |  |
|-------------|---|--|
| $F_{TV}$    | N | Vinç tekerlek kuvveti                    |
| $F_{TDmax}$ | N | Tekerleği etkileyen en büyük kuvvet      |
| $F_{TDmin}$ | N | Aynı tekerleği etkileyen en küçük kuvvet |

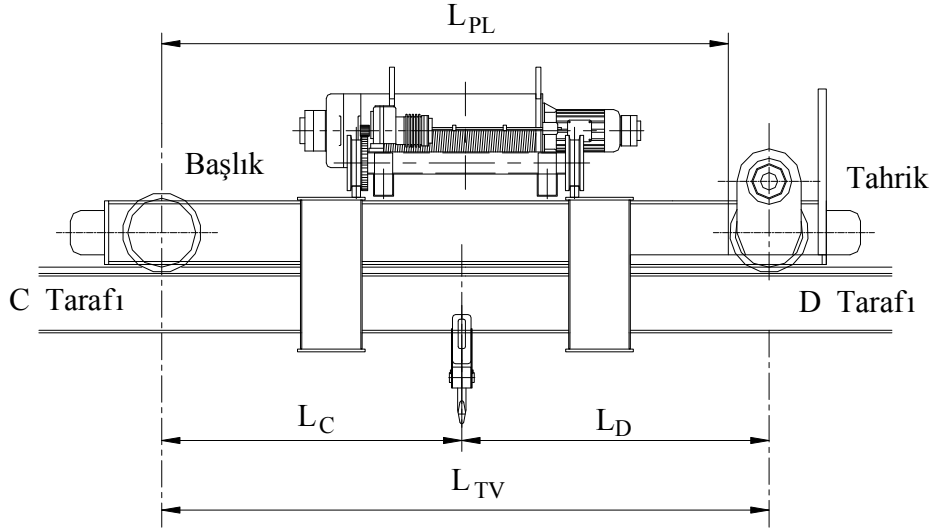


Şekil 148, max ve min vinç tekerleği kuvveti

Tekerleği etkileyen en büyük kuvvet, arabanın tekerleğin hesaplanacağı başlığa max yükle en yakın olma halinde hesaplanan kuvvet ile, o tekerlekte vincin toplam kendi ağırlığından oluşan kuvvetin toplanmasıyla bulunur. Bkz Şekil 148.

Tekerleği etkileyen en küçük kuvvet, arabanın tekerleğin hesaplanacağı başlığa yüksüz en uzak olma halinde hesaplanan kuvvet ile o tekerlekte vincin toplam kendi ağırlığından oluşan kuvvetin toplanmasıyla bulunur. Bkz Şekil 148.

Şekil 149 da vinç yürüyüş tahriki "D" tekerleğine bağlı olduğundan tekerlek hesabı için gereken tekerlek dik kuvvetini "D" tekerleğinde hesaplamamız gerekir. Başlığın konstrüksiyonu simetrik yapılıdır. Buda  $L_C = L_D = 0,5 \cdot L_{TV}$  demektir.



Şekil 149, A-A kesiti, Şekil 148

D noktasındaki max tekerlek dik kuvveti:

$$F_{TD\max} = 0,5 \cdot (F_{Bas\max} + F_{Ki} + F_{Bas}) + \frac{F_{PL} \cdot L_{PL}}{2 \cdot L_{TV}} + F_{Tah} \quad F 99$$

|               |   |   |
|---------------|---|---|
| $F_{Bas\max}$ | N | B tarafındaki başlığı etkileyen en büyük kuvvet           |
| $F_{Ki}$      | N | Bir kirişin komple ağırlık kuvveti                        |
| $F_{Bas}$     | N | Bir başlığın komple ağırlık kuvveti                       |
| $F_{PL}$      | N | Platformun komple ağırlık kuvveti                         |
| $L_{PL}$      | m | Platformun C tekerleğine mesafesi                         |
| $L_{TV}$      | m | Başlıktaki tekerlek uzaklıkları                           |
| $F_{Tah}$     | N | Yürüyüş tahrikinin ağırlık kuvveti, Tekerlek takımı dahil |

D noktasındaki min tekerlek dik kuvveti:

$$F_{TD\min} = 0,5 \cdot (F_{Bas\min} + F_{Ki} + F_{Bas}) + \frac{F_{PL} \cdot L_{PL}}{2 \cdot L_{TV}} + F_{Tah} \quad F 100$$

|               |   |   |
|---------------|---|---|
| $F_{Bas\min}$ | N | B tarafındaki başlığı etkileyen en küçük kuvvet           |
| $F_{Ki}$      | N | Bir kirişin komple ağırlık kuvveti                        |
| $F_{Bas}$     | N | Bir başlığın komple ağırlık kuvveti                       |
| $F_{PL}$      | N | Platformun komple ağırlık kuvveti                         |
| $L_{PL}$      | m | Platformun C tekerleğine mesafesi                         |
| $L_{TV}$      | m | Başlıktaki tekerlek uzaklıkları                           |
| $F_{Tah}$     | N | Yürüyüş tahrikinin ağırlık kuvveti, Tekerlek takımı dahil |

B tarafındaki başlığı etkileyen en büyük kuvvet:

$$F_{Bas\ max} = \frac{(F_{Araba} + 1,03 \cdot F_{Yük}) \cdot L_{A\ max}}{L_K}$$

F 101

|              |   |  |
|--------------|---|--|
| $F_{Araba}$  | N | Arabanın kanca takımı ve halat hariç ağırlık kuvveti |
| $F_{Yük}$    | N | İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti               |
| $L_{A\ max}$ | m | Kancanın A tarafına max uzaklığı                     |
| $L_K$        | m | Kiriş boyu   |

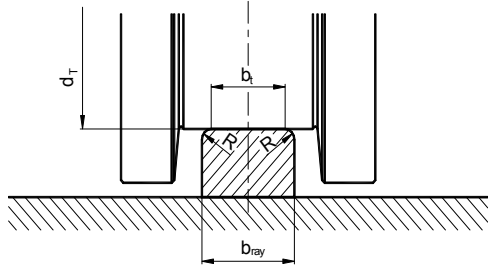
B tarafındaki başlığı etkileyen en küçük kuvvet:

$$F_{Bas\ min} = \frac{(F_{Araba} + 0,03 \cdot F_{Yük}) \cdot L_{A\ min}}{L_K}$$

F 102

|              |   |  |
|--------------|---|--|
| $F_{Araba}$  | N | Arabanın kanca takımı ve halat hariç ağırlık kuvveti |
| $F_{Yük}$    | N | İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti               |
| $L_{A\ min}$ | m | Kancanın A tarafına min uzaklığı                     |
| $L_K$        | m | Kiriş boyu   |

### 2.1.2.2 Tekerlekte taşıyıcı genişlik



Tekerlek hesabında taşıyıcı genişlik rayın yuvarlaklarının rayın genişliğinden çıktıktan sonra kalan büyüklüktür.

Şekil 150 de görüldüğü gibi tekerleğin taşıyıcı genişliği F 103 ile hesaplanır.

Şekil 150, Tekerleğin taşıyıcı boyu "b"

$$b_t = b_{ray} - 2 \cdot R$$

F 103

|           |    |                    |
|-----------|----|--------------------|
| $b_t$     | mm | Taşıyıcı genişlik  |
| $b_{ray}$ | mm | Rayın genişliği    |
| $R$       | mm | Rayın köşe radyosu |

Şekil 150 de görüldüğü gibi tekerleğin genişliği taşıma kapasitesine etken olan bir büyüklük değildir. Tekerleğin taşıma kapasitesini rayın taşıyıcı genişliği ile tekerlek ve ray malzemeleri oluşturur.

Tekerlek çapları ve malzemesi standartlaştırılmış olup her firma kendine göre tekerlek çaplarını ve malzemelerini seçmiştir. Tablo 30 de verilen değerler öneridir. Konstrüksiyon her firma için ayrı olabilir. Esas olarak standartlara bakmak gerekir.

Tablo 30, Önerilen tekerlek çaplarımız ve malzemelerimiz

| Tekerlek çapı $d_{TE}$ | φ160                  | φ 200 | φ250 | φ300 | φ350 | φ400 | φ500 |
|------------------------|-----------------------|-------|------|------|------|------|------|
| Tekerlek genişliği     | 50                    | 50    | 60   | 60   | 70   | 70   | 70   |
| Ray taşıyıcı genişliği | 30                    | 30    | 40   | 40   | 50   | 50   | 50   |
| Tekerlek malzemesi     | min. St 50 veya GS 50 |       |      |      |      |      |      |

Tablo 31, Önerilen lama ray genişliği ve malzemesi

| Ray genişliği $b_R$ | 30            | 40 | 50 | 60 | 70 |
|---------------------|---------------|----|----|----|----|
| Ray malzemesi       | St 37 / St 50 |    |    |    |    |

### 2.1.2.3 Emniyetli yüzey basıncı değeri ve malzeme faktörü "c<sub>1</sub>"

Emniyetli yüzey basıncı değeri tekerlek ile ray arasındaki Hertz basıncı ile bulunur.

$$p_{EM} = \frac{p_{max}^2}{0,35 \cdot E_{Mü}}$$

F 104

|           |     |  |
|-----------|-----|--|
| $p_{EM}$  | MPa | Emniyetli yüzey basıncı                  |
| $p_{max}$ | MPa | En büyük Hertz basıncı                   |
| $E_{Mü}$  | MPa | Müşterek malzeme çifti elastiklik modülü |

Beraber çalışan malzemelerin müşterek elastiklik modülü F 105 ile hesaplanır

$$E_{Mü} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

F 105

|          |     |  |
|----------|-----|--|
| $E_{Mü}$ | MPa | Müşterek malzeme çifti elastiklik modülü |
| $E_1$    | MPa | Birinci malzemenin elastiklik modülü     |
| $E_2$    | MPa | İkinci malzemenin elastiklik modülü      |

Genelde tekerlek ve raylar çelikten yapıldıklarından elastiklik modülleri hemen hemen aynıdır ve  $E_1 = E_2$  olarak F 105 formülüne yerleştirilirse:

$$E_{Mü} = E_1 = E_2$$

F 106

bulunur.

DIN 15070 e göre emniyetli yüzey basıncı değeri şu şekilde hesaplanır:

$$p_{EM} = 5,6 \cdot c_1$$

F 107

5,6 MPa sabitesi malzemenin min çekme mukavemeti 590 MPa ve tekerleğin min çekme mukavemeti 590 MPa olması halindeki emniyetli yüzey basıncı değeridir. Bunun katsayısı  $c_1$  de 1,0 dir. Aranılan emniyetli yüzey basıncı değeri  $p_{EM}$  doğrudan ya Tablo 32 ile seçilir veya F 107 ile, 5,6 sabitesinin malzeme faktörü  $c_1$  in Tablo 32 ile seçilerek çarpılmasıyla bulunur.

Tablo 32, Emniyetli yüzey basıncı değeri  $p_{EM}$  ve faktör  $c_1$  DIN 15070 den

| Malzemenin min çekme mukavemeti<br>$R_{m \min}$ MPa olarak |                          | $p_{EM}$<br>MPa | $c_1$ |
|--|--------------------------|-----------------|-------|
| Ray  | Tekerlek                 |                 |       |
| 590 (St 60)  | $\leq 330$ (St37, GS 38) | 2.8             | 0.50  |
|  | 410 (St44, GS 45)        | 3.6             | 0.63  |
|  | 490 (St50, GS 52)        | 4.5             | 0.80  |
|  | 590 (St60, GS 60)        | 5.6             | 1.00  |
| $\geq 690$ *)1   | $\geq 740$ *)1           | 7.0             | 1.25  |

\*)1 Alaşımli çelikler

Tablo 32 ile DIN 15070 e göre rayın çekme mukavemet değeri  $R_m = 590 \text{ N/mm}^2$  olarak verilmiştir. Eğer kullanılan ray ve tekerlek değerleri Tablo 32 ye uygunsa Tablo 32 kullanılır. Memleketimizde bu raylar pek ender kullanılır. Genelde vinç ve araba rayı olarak lama raylar, çekme mukavemet değeri  $R_m = 470 \text{ N/mm}^2$  olan St 50 ve kullanılan tekerleklerde GS 52 kalitesinde çelik döküm veya St 50 kütükten torna edilerek imal edilir. Emniyetli "Hertz" basıncınının zayıf malzemeye göre alındığını ve değerlerin çekme mukavemet değeri ile orantılı olacağını kabul ederek, kıyaslama ile Tablo 34 bulunur ve ray St50, tekerlek GS 52 veya St 50 için kullanılır.

Tablo 33, Malzeme fakörü "c<sub>1</sub>" kıyaslama ile bulunması

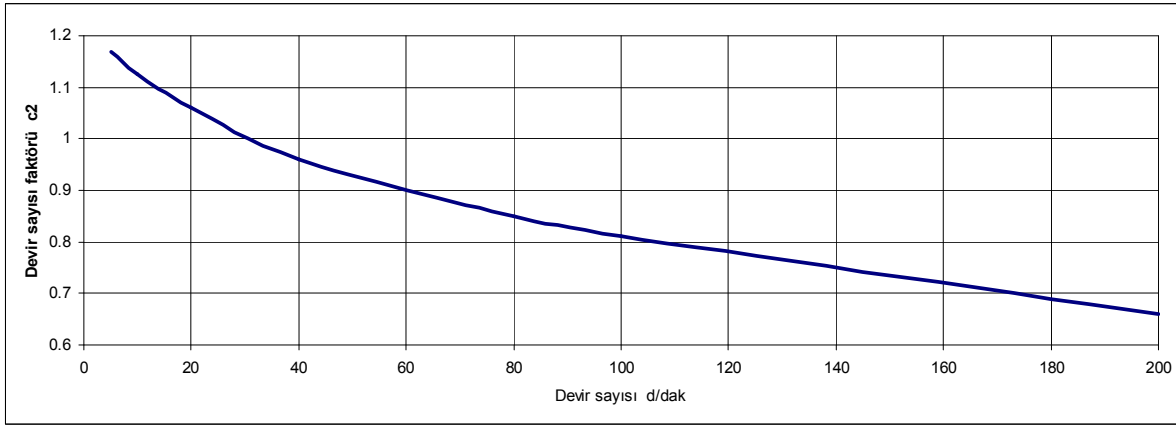
| Ray             | R <sub>m</sub>  | MPa | ≈ St 50 = 470  |              |              |              |
|-----------------|-----------------|-----|----------------|--------------|--------------|--------------|
| Tekerlek        | R <sub>m</sub>  | MPa | St 37<br>≤ 340 | St 50<br>470 | GS 52<br>520 | GS 60<br>600 |
| Emniyeti basınç | p <sub>EM</sub> | MPa | 2,8            | 3,6          | 4,3          | 4,5          |
| Malzeme fakörü  | c <sub>1</sub>  | [-] | 0,50           | 0,63         | 0,76         | 0,80         |

#### 2.1.2.4 Devir sayısı faktörü "c<sub>2</sub>"

Devir sayısı faktörü tecrübe değeridir ve aşağı yukarı devir sayısının altıncı kökü ile değişir. Devir sayısı faktörü tekerlek devir sayısı tahmin edilerek ve ilerde düzeltilmek üzere ya Tablo 34 ile veya Şekil 151 ile kabaca seçilebilir.

Tablo 34, Devir sayısı faktörü c<sub>2</sub> DIN 15070 den

|                |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| n              | 5,6  | 6,3  | 8    | 10   | 11,2 | 12,5 | 14   | 16   | 18   | 20   | 22,4 | 25   | 28   | 31,5 |
| c <sub>2</sub> | 1,16 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,12 | 1,11 | 1,1  | 1,09 | 1,07 | 1,06 | 1,04 | 1,03 | 1,02 | 1    |
| n              | 35,5 | 40   | 45   | 50   | 56   | 63   | 71   | 80   | 90   | 100  | 112  | 125  | 160  | 200  |
| c <sub>2</sub> | 0,99 | 0,97 | 0,96 | 0,94 | 0,92 | 0,91 | 0,89 | 0,87 | 0,84 | 0,82 | 0,79 | 0,77 | 0,72 | 0,66 |



Şekil 151, Devir sayısı faktörü diyagramı

Eğer devir sayısı bilinmiyor ve tahmin edilemiyorsa yürüme hızı konstrüksiyon şartından bilindiği için, daha detaylı ve hassas olarak DIN 15 070 den aktarılmış Tablo 35 ile bulunur.

Tablo 35, Devir sayısı faktörü c<sub>2</sub> DIN 15070 den

| Teker<br>çapı | Devir sayısı faktörü c <sub>2</sub><br>Yürüyüş hızı v m/dak olarak |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|               | d <sub>T</sub>   | 10   | 12,5 | 16   | 20   | 25   | 31,5 | 40   | 50   | 63   | 80   | 100  |
| 200           |  | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1    | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 | 0,72 |
| 250           |  | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1    | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 | 0,77 |
| 315           |  | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1    | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 | 0,82 |
| 400           |  | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1    | 0,97 | 0,94 | 0,91 | 0,87 |
| 500           |  | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1    | 0,97 | 0,94 | 0,91 |
| 630           |  | 1,17 | 1,15 | 1,14 | 1,13 | 1,11 | 1,09 | 1,06 | 1,03 | 1    | 0,97 | 0,94 |

Daha büyük tekerlek çapı ve hızlar için DIN 15070 e bakınız.

#### 2.1.2.5 Çalışma oranı faktörü "c<sub>3</sub>"

Çalışma oranı "ED" Almanca "Einschaltdauer" kelimesinden gelir. Vinçdeki bir tahrikin veya bu tahrikin bir parçasının, yükün taşınma birim zamanının yüzde kaçında çalıştığıdır. Yükün taşınma birim zamanı; vinçin bulunduğu yerden yükün olduğu yere gitmesi, yükü gideceği yere götürmesi

ve tekrar ilk çıkış yerine dönmesi, olarak tanımlanır. Çalışma oranı faktörü tecrübeler sonucu Tablo 36 ile verilen değerler kabul edilmiştir. Genel mantığa göre az çalışan parça az, çok çalışan parça çok aşınır. Bu kabul çalışma oranı faktörünün çalışma zamanı ile ters orantılı olacağını gösterir.

Tablo 36, Çalışma oranı faktörü  $c_3$  DIN 15070 den

| Çalışma oranı ED | $\leq 16\%$ | 16 – 25 % | 25 – 40 % | 40 – 63 % | $\geq 63\%$ |
|------------------|-------------|-----------|-----------|-----------|-------------|
| $c_3$            | 1,25        | 1,12      | 1,0       | 0,9       | 0,8         |

### 2.1.3 Emniyetli tekerlek dik kuvveti

Emniyetli tekerlek dik kuvveti " $F_{TEM}$ " F 108 ile hesaplanır.

$$F_{TEM} \leq p_{EM} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot d_T \cdot b_t$$

F 108

|          |     |                                 |
|----------|-----|---------------------------------|
| $p_{EM}$ | MPa | Emniyetli yüzey basıncı değeri  |
| $c_2$    | 1   | Devir sayısı faktörü            |
| $c_3$    | 1   | Çalışma oranı faktörü           |
| $d_T$    | mm  | Tekerlek çapı, konstrüksiyondan |
| $b_t$    | mm  | Taşıyıcı genişlik               |

Tablo 37, Tekerleğimizin taşıyabileceği en büyük dik kuvvet " $F_{TDmax}$ "

|                  |     |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| $d_T$            | mm  | 160  | 200  | 250  | 300  | 350  | 400  | 500  |
| $b_t$            | mm  | 30   | 30   | 40   | 40   | 50   | 50   | 50   |
| $p_{EM}$         | MPa | 3.6  | 3.6  | 3.6  | 3.6  | 3.6  | 3.6  | 3.6  |
| $c_1$ * 1        | [-] | 0.63 | 0.63 | 0.63 | 0.63 | 0.63 | 0.63 | 0.63 |
| $c_2$ * 2        | [-] | 1    | 1.03 | 1.06 | 1.1  | 1.1  | 1.11 | 1.13 |
| $c_3$ * 3        | [-] | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    |
| $F_{TDmax} \leq$ | kN  | 10.9 | 14.0 | 24.0 | 29.9 | 43.7 | 50.3 | 64.1 |

\* 1 Tekerlek/Ray malzemesi St50/St50, bkz Tablo 33

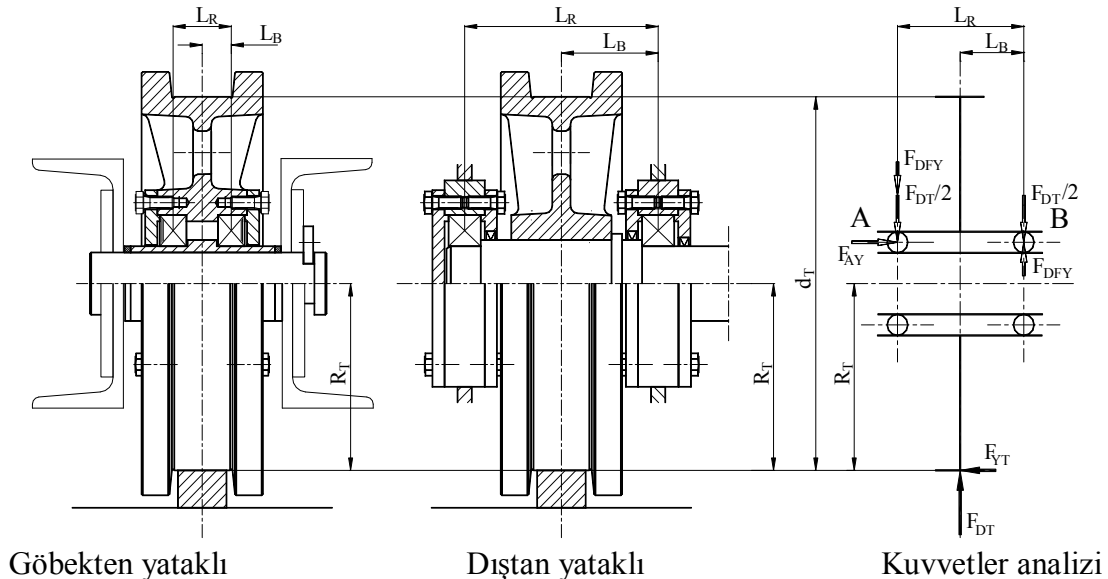
\* 2 Yürüme hızı  $v = 15$  m/dak, bkz Tablo 35

\* 3 Çalışma oranı ED = % 25-40, bkz Tablo 36

Malzeme, yürüme hızı ve çalışma oranının değişmesine göre istenilen tablolar hazırlanabilir. Buna rağmen çap hesabı yapılarak tekerleğin seçimi önerilir.

### 2.1.4 Tekerlek yataklarının hesabı

Tekerlek yataklarının hesabı için tekerlek konstrüksiyonlarını göz önüne alalım.



Şekil 152, Tekerlekte kuvvet dağılımı

Rulman dış bilezik toleranslarının değişik olmasından ötürü, göbekten yataklamada rulmam arası mesafesi " $L_R - b_R \geq 0,7 \cdot b_R$ " olmalıdır. Burada  $L_R$  rulmanların orta noktası mesafesi,  $b_R$  de rulman genişliğini gösterir. Şekil 151 de görüldüğü gibi tekerlek yatay kuvveti soldan sağa alındığında "A" yatağının en fazla kuvvet taşıdığı görülür.

A yatağındaki kuvvetler şu şekilde hesaplanır:

$$F_{AD} = 0,5 \cdot F_{DT} + F_{YT} \cdot \frac{R_T}{L_R} \quad F 109$$

$$F_{AY} = F_{YT} \quad F 110$$

|          |    |                            |
|----------|----|----------------------------|
| $F_{AD}$ | N  | A yatağındaki dik kuvvet   |
| $F_{AY}$ | N  | A yatağındaki yatay kuvvet |
| $F_{DT}$ | N  | Tekerlek dik kuvveti       |
| $F_{YT}$ | N  | Tekerlek yatay kuvveti     |
| $R_T$    | mm | Tekerlek yarıçapı          |
| $L_R$    | mm | Rulmanlar mesafesi         |

Burada tekerlek yatakları simetrik kabul edilmiştir. Eğer yataklama simetrik olarak yapılmamışsa, A yatağındaki dik kuvvet:

$$F_{AD} = F_{DT} \cdot \frac{L_B}{L_R} + F_{YT} \cdot \frac{R_T}{L_R} \quad F 111$$

|          |    |                          |
|----------|----|--------------------------|
| $F_{AD}$ | N  | A yatağındaki dik kuvvet |
| $F_{DT}$ | N  | Tekerlek dik kuvveti     |
| $F_{YT}$ | N  | Tekerlek yatay kuvveti   |
| $L_B$    | mm | Rulman genişliği         |
| $L_R$    | mm | Rulmanlar mesafesi       |
| $R_T$    | mm | Tekerlek yarıçapı        |

Tekerlek yatay kuvveti kabul edilen bir değerdir. Tecrübelerle göre vinç arabasında yatay kuvvet, dik tekerlek kuvvetinin %15 i kadardır.

$$F_{YTA} = 0,15 \cdot F_{DTA} \quad F 112$$

|           |   |                               |
|-----------|---|-------------------------------|
| $F_{YTA}$ | N | Araba tekerleği yatay kuvveti |
| $F_{DTA}$ | N | Araba tekerleği dik kuvveti   |

Tecrübelerle göre vinç yürüyüş tekerleğinde yatay kuvvet, yürüyüş tahrikinin konstrüksiyonuna göre kabul edilir.

Eğer tahrik iki başlıkta tek tek tekerleklerle yapılıyorsa yatay kuvvet, dik tekerlek kuvvetinin %15 i kadardır. Eğer tahrik merkazi ise. Yani giriş ortasındaki yürüyüş tahriki iki başlıktaki tekerleklere mil ile bağlıysa yatay kuvvet dik tekerlek kuvvetinin %20 i kadardır.

$$F_{YTV} = (0,15 \dots 0,20) \cdot F_{DTV} \quad F 113$$

|           |   |                              |
|-----------|---|------------------------------|
| $F_{YTV}$ | N | Vinç tekerleği yatay kuvveti |
| $F_{DTV}$ | N | Vinç tekerleği dik kuvveti   |

## 2.1.5 Tekerlek seçimi "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

### 2.1.5.1 Araba yürüyüş tekerleği

Araba yürüyüş tekerleğinin çapı " $d_{TA}$ " F 96 ile bulunur.  $d_{TA} \geq \frac{F_{TD}}{b_t \cdot p_{EM} \cdot c_2 \cdot c_3}$  Burada:

$F_{TD}$  araba yürüyüş tekerleğini etkileyen dik kuvvet F 97 ile bulunur.

Arabanın kanca takımı ve halat hariç toplam ağırlık kuvveti  $F_{Araba} = 24'520 \text{ N}$

İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti  $F_{Yük} = 100 \text{ kN}$

Arabada taşıyıcı tekerlek sayısı  $n_T = 4$

$$F_{TD} = F_{T_{max}} = \frac{F_{Araba} + 1,03 \cdot F_{Yük}}{n_T} = 31'879 \text{ N}$$

Arabada max tekerlek dik kuvveti  $F_{TD} = 31'880 \text{ N}$

Araba yürüyüş tekerleğinin taşıyıcı genişliği kiriş rayına bağlıdır.

Kiriş hesabında SSK10 standart kirişi 40x40 mm St 50 ray olarak hesaplandığı için,

Araba tekerleğinin taşıyıcı genişliği  $b_t = 40 \text{ mm}$  alınır.

Emniyetli yüzey basıncı  $p_{EM}$  Tablo 33 ile bulunur. Ray St 50, Tekerlek St 50 dolu malzemeden veya aynı kalite döküm.

Emniyetli yüzey basıncı Tablo 33 ile  $p_{EM} = 3,6 \text{ N/mm}^2$

Devir sayısı faktörü araba yürüyüş hızı 15 m/dak, tecrübelerle göre  $d_T \approx 250 \text{ mm}$  alalım. Eğer kabul edilen değerle sonuç aynı olmazsa hesabı tekrarlarız.

Devir sayısı  $n = v_A / \pi / d_T = 15 / \pi / 0,25 = 19,1 \text{ 1/dak}$

Devir sayısı faktörü, Tablo 34 ile  $c_2 = 1,06$

Çalışma oranı faktörü, çalışma oranı %40 ED, Tablo 36 ile  $c_3 = 1,0$

$$d_{TA} \geq \frac{31'880}{40 \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,0} = 208,9 \quad \text{buradanda}$$

Araba yürüyüş tekerleğinin çapı  $d_{TA} = 250 \text{ mm}$  seçilir.

### 2.1.5.2 Vinç yürüyüş tekerleği

Vinç yürüyüş tekerleğinin çapı " $d_{TV}$ " F 96 ile bulunur.  $d_{TV} \geq \frac{F_{TDV}}{b_t \cdot p_{EM} \cdot c_2 \cdot c_3}$

Burada:  $F_{TDV}$  Şekil 148 ve Şekil 149 de vinç yürüyüş tekerleği D deki dik kuvvet F 97 ile bulunur.

$$F_{TD} = \frac{2 \cdot F_{TDmax} + F_{TDmin}}{3} = \frac{2 \cdot 84'085 + 24'200}{3} = 64,1 \text{ kN}$$

Vinç yürüyüş tekerleğini etkileyen en büyük kuvvet  $F_{TDmax}$  F 99 ile bulunur:

$$F_{TDmax} = 0,5 \cdot (F_{Basmax} + F_{Ki} + F_{Bas}) + \frac{F_{PL} \cdot L_{PL}}{2 \cdot L_{TV}} + F_{Tah}$$

$$F_{TDmax} = 0,5 \cdot (121'140 + 31'580 + 2'000) + \frac{7'845 \cdot 3,8}{2 \cdot 4} + 3'000 = 84'085 \text{ N}$$

Vinç yürüyüş tekerleğini etkileyen en küçük kuvvet  $F_{TDmin}$  F 100 ile bulunur:

$$F_{TDmin} = 0,5 \cdot (F_{Basmin} + F_{Ki} + F_{Bas}) + \frac{F_{PL} \cdot L_{PL}}{2 \cdot L_{TV}} + F_{Tah}$$

$$F_{TDmin} = 0,5 \cdot (1'375 + 31'580 + 2'000) + \frac{7'845 \cdot 3,8}{2 \cdot 4} + 3'000 = 24'200 \text{ N}$$

B tarafındaki başlığı etkileyen en büyük kuvvet  $F_{Basmax}$  F 101 ile bulunur

$$F_{Basmax} = \frac{(F_{Araba} + 1,03 \cdot F_{Yük}) \cdot L_{Amax}}{L_K} = \frac{(24'520 + 1,03 \cdot 100'000) \cdot 19}{20} = 121'140 \text{ N}$$

B tarafındaki başlığı etkileyen en küçük kuvvet  $F_{Basmin}$  F 102 ile bulunur

$$F_{Basmin} = \frac{(F_{Araba} + 0,03 \cdot F_{Yük}) \cdot L_{Amin}}{L_K} = \frac{(24'520 + 0,03 \cdot 100'000) \cdot 1}{20} = 1'375 \text{ N}$$

Arabanın kanca takımı ve halat hariç toplam ağırlık kuvveti

$$F_{Araba} = 24'520 \text{ N}$$

İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti

$$F_{Yük} = 100 \text{ kN}$$

Kancanın A tarafına max uzaklığı

$$L_{Amax} = 19 \text{ m}$$

Kiriş boyu

$$L_K = 20 \text{ m}$$

Bir girişin komple ağırlık kuvveti

$$F_{Ki} = 31'580 \text{ N}$$

Bir başlığın komple ağırlık kuvveti

$$F_{Bas} = 2'000 \text{ N}$$

Platformun komple ağırlık kuvveti

$$F_{PL} = 7'845 \text{ N}$$

Platformun C tekerleğine mesafesi

$$L_{PL} = 3,8 \text{ m}$$

Başlıktaki tekerlek uzaklıkları, bkz Tablo 29 ile

$$L_{TV} = 4 \text{ m}$$

Yürüyüş tahrikinin ağırlık kuvveti, Tekerlek takımı dahil

$$F_{Tah} = 3'000 \text{ N}$$

Vinç yürüyüş tekerleğinin taşıyıcı genişliği

$$b_t = 50 \text{ mm alınır.}$$

Emniyetli yüzey basıncı  $p_{EM}$  Tablo 32 ile bulunur.

Ray St 50, Tekerlek St 50 dolu malzemeden veya aynı kalite döküm.

Emniyetli yüzey basıncı Tablo 32 ile

$$p_{EM} = 3,6 \text{ N/mm}^2$$

Devir sayısı faktörü vinç yürüyüş hızı 25 m/dak, tecrübelerle göre  $d_T \approx 350 \text{ mm}$  alalım. Eğer kabul edilen değerle sonuç aynı olmazsa hesabı tekrarlarız.

Devir sayısı  $n = v_A / \pi / d_T = 25 / \pi / 0,35 = 22,7 \text{ 1/dak}$

Devir sayısı faktörü, Tablo 34 ile

$$c_2 = 1,04$$

Çalışma oranı faktörü, çalışma oranı %40 ED, Tablo 36 ile

$$c_3 = 1,0$$

$$d_{TV} \geq \frac{64'100}{50 \cdot 3,6 \cdot 1,04 \cdot 1,0} = 342,5$$

buradanda

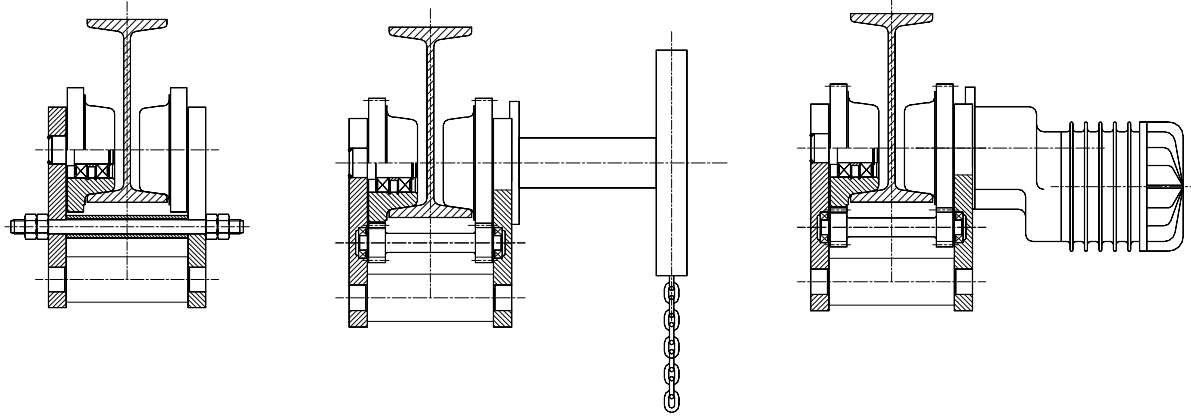
Vinç yürüyüş tekerleğinin çapı

$$d_{TV} = 350 \text{ mm}$$

seçilir.

### 2.1.6 Tek bandajlı tekerlekler

Tek bandajlı tekerlekler makina konstrüksiyonunda daha çok demir yolu tekerleği olarak akla gelir. Vinç konstrüksiyonunda ceraskal araba tekerlekleri veya profil raylarda kullanılan vinç yürüyüş tekerlekleri olarakta görülür. Tek bandajlı tekerleklerin kullanıldığı arabaların konstrüksiyon şekilleri aşağıda gösterilmiştir (bkz Şekil 153). Genelde bandaja açılan dişten tahrik edilirler (bkz Şekil 154).



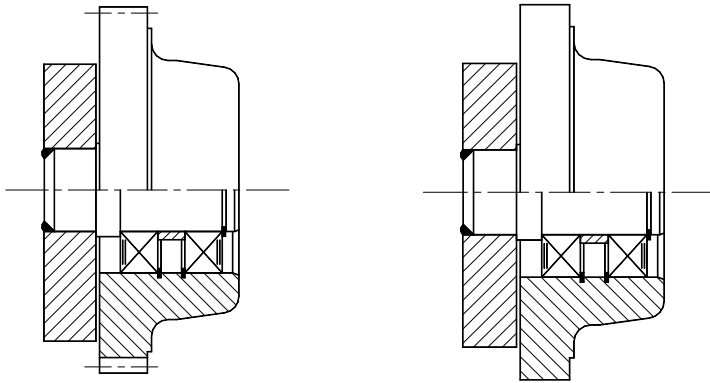
a) Tahriksiz araba

b) Zincir tahrikli araba

c) Motor tahrikli araba

Şekil 153, Tek bandajlı tekerlekli arabalar

**Tahriksiz araba:** Şasiye rulman yatakla yataklanmış tekerleklerden meydana gelir. Yük itilerek sistemin yürümesi sağlanır. Tekerlekler ikişer adet çift arabada, dört adet tek arabada olmak üzere kullanılırlar (bkz Şekil 153 a).



Bandajlı dişli tekerlek

Normal bandajlı tekerlek

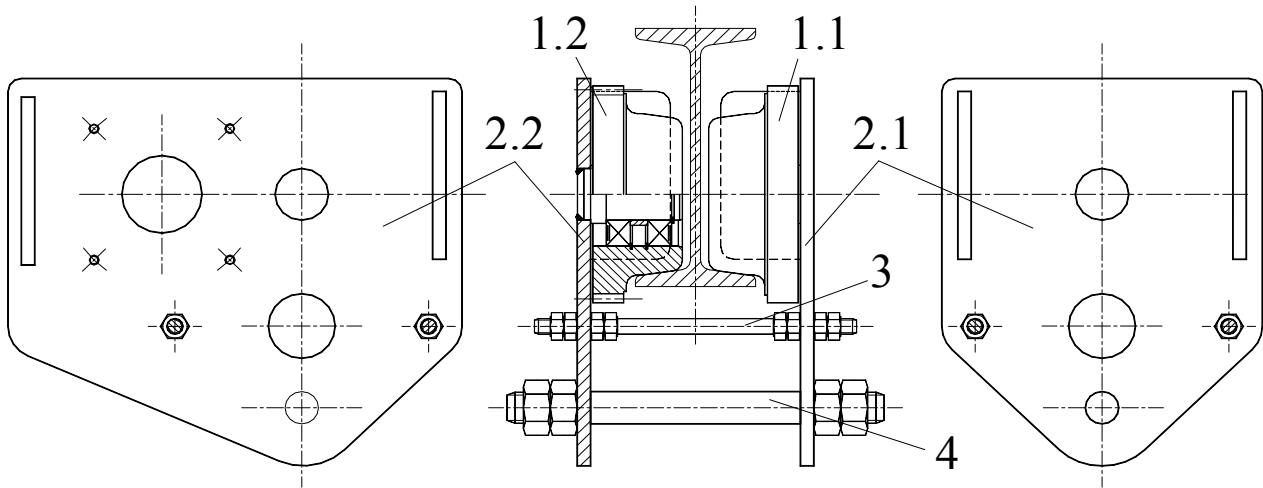
Şekil 154, Bandajlı tekerlekler

**Zincir tahrikli araba:** Şasiye rulman yatakla yataklanmış ikisi bandajlı dişlili, ikisi normal bandajlı tekerleklerden meydana gelir. İki tekerlekli tahrikli ve tahriksiz olmak üzere iki ayrı arabada, veya dört tekerlek bir arabada olarak konstrüksiyonu yapılır. Dişli tekerlekler şasiye rulman yatakla yataklanmış dişli mil ile birbirlerine bağlanmıştır. Sistemin yürümesi zeminden çekilen zincir ile sağlanır (bkz Şekil 153 b).

**Elektrik motoru tahrikli araba:** Şasiye rulman yatakla yataklanmış ikisi bandajlı dişlili, ikisi normal bandajlı tekerleklerden meydana gelir. İki tekerlekli tahrikli ve tahriksiz olmak üzere iki ayrı arabada, veya dört tekerlek bir arabada olarak konstrüksiyonu yapılır.

Dişli tekerlekler şasiye rulman yatakla yataklanmış dişli mil ile birbirlerine bağlanmıştır. Sistemin yürümesi bir dişli tekerleğin çıkış milinde pinyon bulunan redüktörlü kısa devre motorla tahrik edilerek sağlanır (bkz Şekil 153 c).

### 2.1.6.1 Tek bandajlı tekerlek ve monoray araba konstrüksiyonu



Elektrik motor tahrikli araba plakası

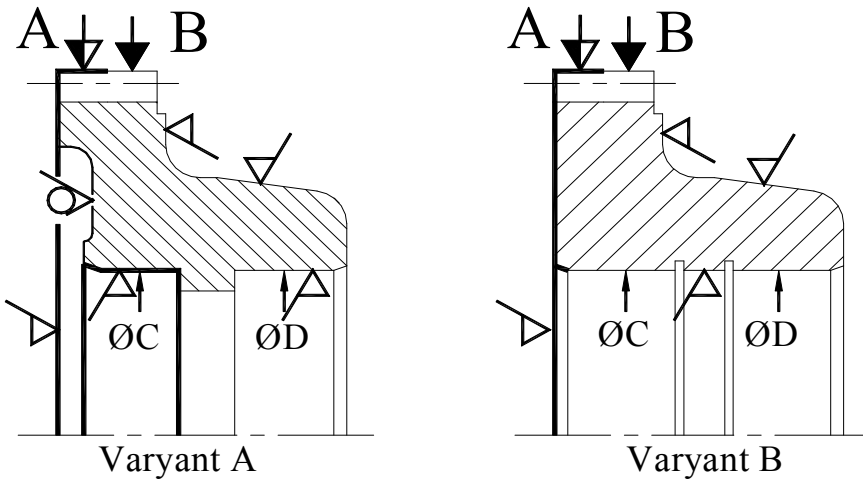
Tahriksiz araba plakası

Şekil 155, Monoray araba

|     |                         |     |                           |
|-----|-------------------------|-----|---------------------------|
| 1.1 | Bandajlı tekerlek       | 2.2 | Tahrikli araba plakası    |
| 1.2 | Bandajlı dişli tekerlek | 3   | Mesafe takımı             |
| 2.1 | Tahriksiz araba plakası | 4   | Ceraskal asma takımı      |
|     |                         | 5   | Dişli tekerlek bağlantısı |

#### 2.1.6.1.1 Tek bandajlı tekerlekler

Tekerleğin konstrüksiyonunda işlemin kaç bağlama ile yapılacağı ve istenilen toleranslar nasıl kolaylıkla elde edilebileceği dikkate alınmalıdır. Tekerleğin iki konstrüksiyon varyantı Şekil 156 ile gösterilmiştir.

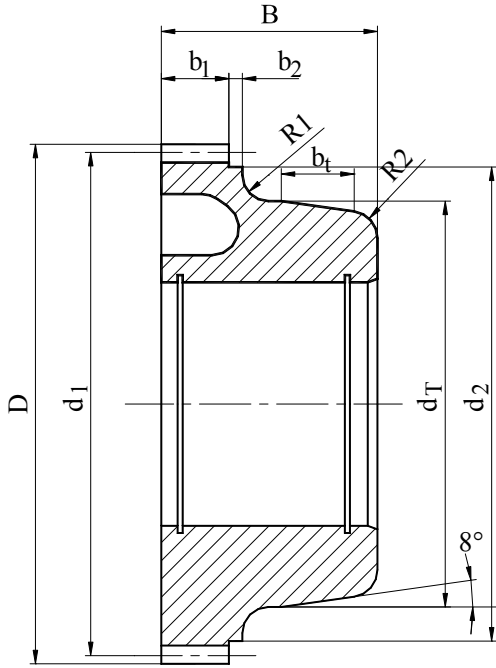


Şekil 156, Tekerlekte toleransların temini

Tekerleğin döküm veya dolu malzemedan olması düşünce şeklini değiştirmez.

Burada gösterilen kalın çizgiler B, ince çizgilerse A bağlaması ile işlenecektir. Varyant A da  $\phi C$  ve  $\phi D$  nin aksenal durumlarında muhakkak kaçıklık olacaktır. Çünkü;  $\phi C$  ve  $\phi D$  iki ayrı bağlantıda işlenecektir. Varyant B de ise  $\phi C$  ve  $\phi D$  aynı bağlantıda işlenecektir ve aksenal kaçıklık sıfırdır. Varyant B de deliklerin varyant A ile aynı toleransla daha ucuz işleneceği görülmektedir.

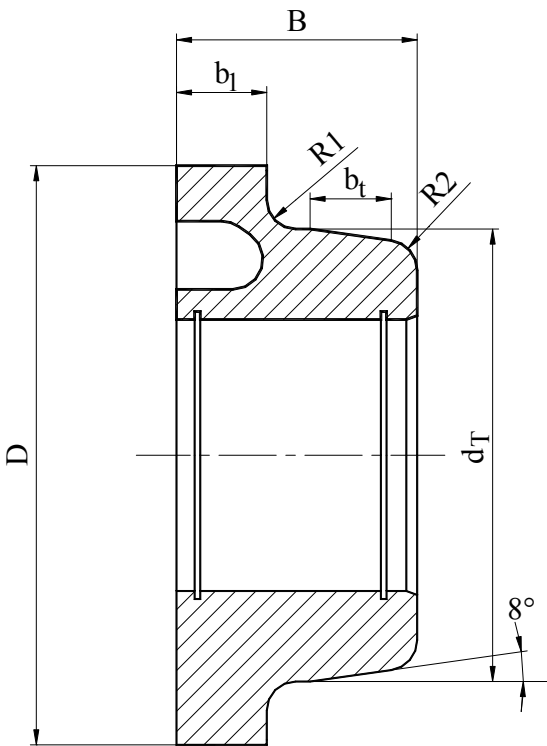
Tablo 38, Tek bandajlı, bandajı dışı tekerlek ölçüleri



| Sembol | Taşıma kapasitesi (4 tekerlekli arabada) |       |       |       |      |
|--------|--|-------|-------|-------|------|
|        | 1,0 t                                    | 1,6 t | 3,2 t | 6,3 t | 10 t |
| $d_T$  | 90                                       | 100   | 125   | 150   | 175  |
| D      | 132                                      | 132   | 168   | 192   | 224  |
| B      | 50                                       | 50    | 70    | 80    | 93   |
| $b_1$  | 18                                       | 18    | 25    | 25    | 30   |
| $b_2$  | 2  | 2     | 3     | 5     | 5    |
| $b_t$  | 17                                       | 17    | 23    | 27    | 32,5 |
| $d_1$  | 126                                      | 126   | 162   | 186   | 219  |
| $d_2$  | 116                                      | 116   | 145   | 175   | 204  |
| $R_1$  | 6  | 6     | 8     | 10    | 10   |
| $R_2$  | 6  | 6     | 8     | 10    | 10   |
| m      | 3  | 3     | 3     | 3     | 3    |
| z      | 42                                       | 42    | 54    | 62    | 73   |

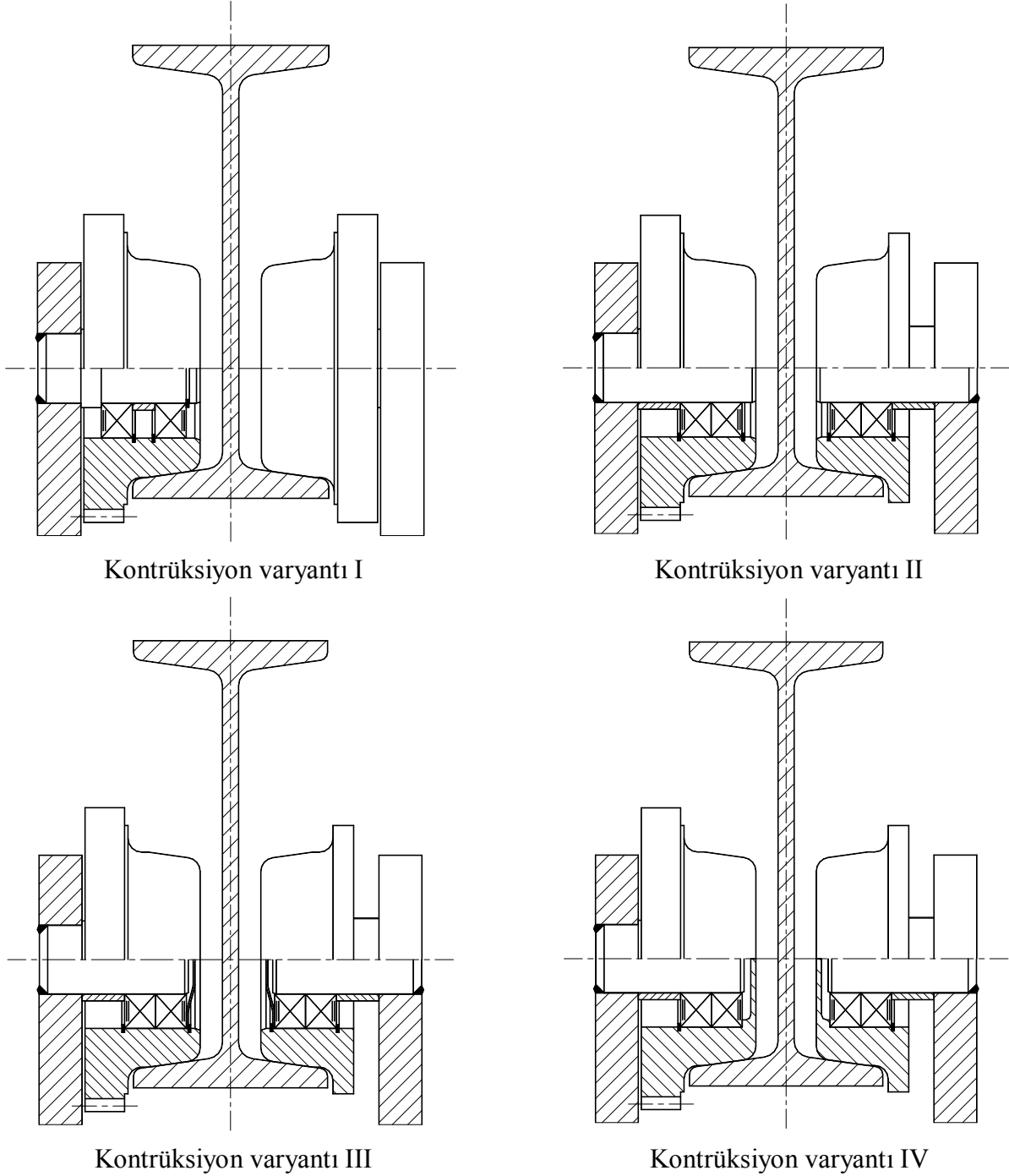
Şekil 157, Tek bandajlı dışı tekerlek

Tablo 39, Tek bandajlı dışsız tekerlek ölçüleri



| Sembol | Taşıma kapasitesi (4 tekerlekli arabada) |       |       |       |       |      |
|--------|--|-------|-------|-------|-------|------|
|        | 0,5 t                                    | 1,0 t | 1,6 t | 3,2 t | 6,3 t | 10 t |
| $d_T$  | 60                                       | 90    | 100   | 125   | 150   | 175  |
| D      | 90                                       | 132   | 132   | 168   | 192   | 224  |
| B      | 48                                       | 50    | 50    | 70    | 80    | 93   |
| $b_1$  | 20                                       | 20    | 20    | 28    | 30    | 35   |
| $b_t$  | 20                                       | 17    | 17    | 23    | 27    | 32,5 |
| $R_1$  | 2  | 6     | 6     | 8     | 10    | 10   |
| $R_2$  | 2  | 6     | 6     | 8     | 10    | 10   |

Şekil 158, Tek bandajlı dışsız tekerlek

**Tekerlek yataklama varyantları**

Şekil 159, Tekerlek yataklama varyantları

**Kontrüksiyon varyantı I:** Rulmanlar göbekte segmanlarla ve milde segman ve mil ökçesiyle emniyete alınmıştır.

**Kontrüksiyon varyantı II:** Rulmanlar göbekte segmanlarla emniyete alınmıştır. Milde hiçbir sınırlama yapılmamıştır. Çünkü tekerlek profil eğimine karşı hareket edemez.

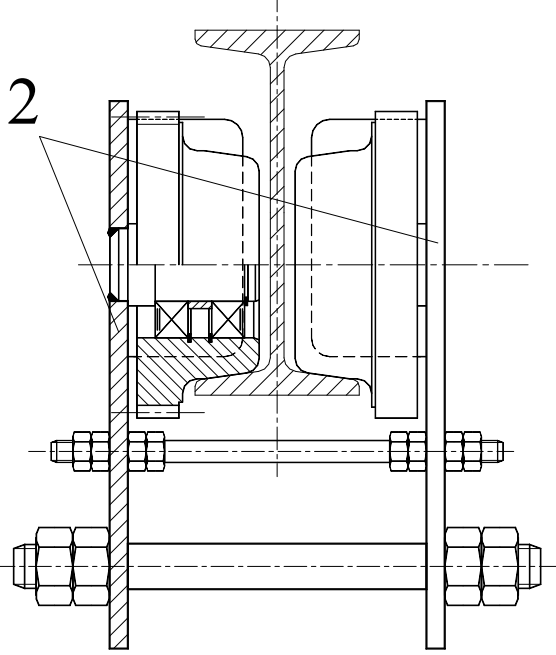
**Kontrüksiyon varyantı III:** Rulmanlar göbekte segmanlarla emniyete alınmıştır. Milde hiçbir sınırlama yapılmamıştır. Tekerlek ucu (Profil tarafı) bir plakayla kapatılmıştır.

**Kontrüksiyon varyantı IV:** Rulmanlar göbekte bir tarafta segmanla, diğer tarafta tekerlek ucunda kapalı konstrüksiyonla emniyete alınmıştır. Milde hiçbir sınırlama yapılmamıştır.

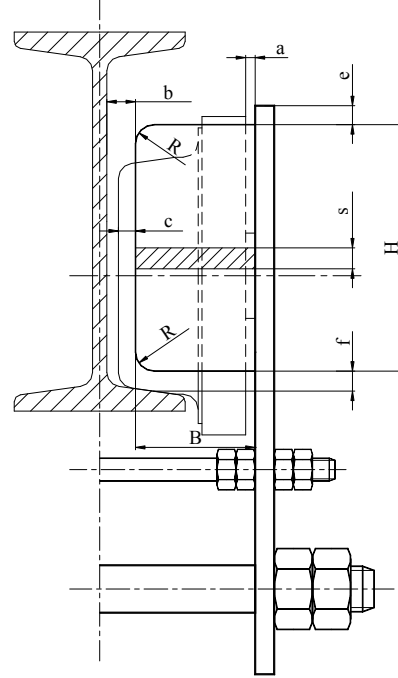
### 2.1.6.1.2 Monoray araba plakaları

Monoray araba plakaları Şekil 160 ile görülmektedir. Araba yan ve emniyet plakaları detaylı olarak Şekil 161 ve Tablo 40 ile monoray araba emniyet plakaları, Şekil 163 ve Tablo 41 ile monoray araba yan plakaları gösterilmiştir. Monoray araba emniyet plakaları çok önemlidir. Bu plakalar tekerlek veya tekerlek muylusunun kırılması halinde yükü ve ceraskalı yürüyüş putrelinde tutarlar ve kazaları önlerler.

Tablo 40, Monoray araba emniyet plakaları



Şekil 160, Monoray araba plakaları



Şekil 161, Monoray araba emniyet plakaları

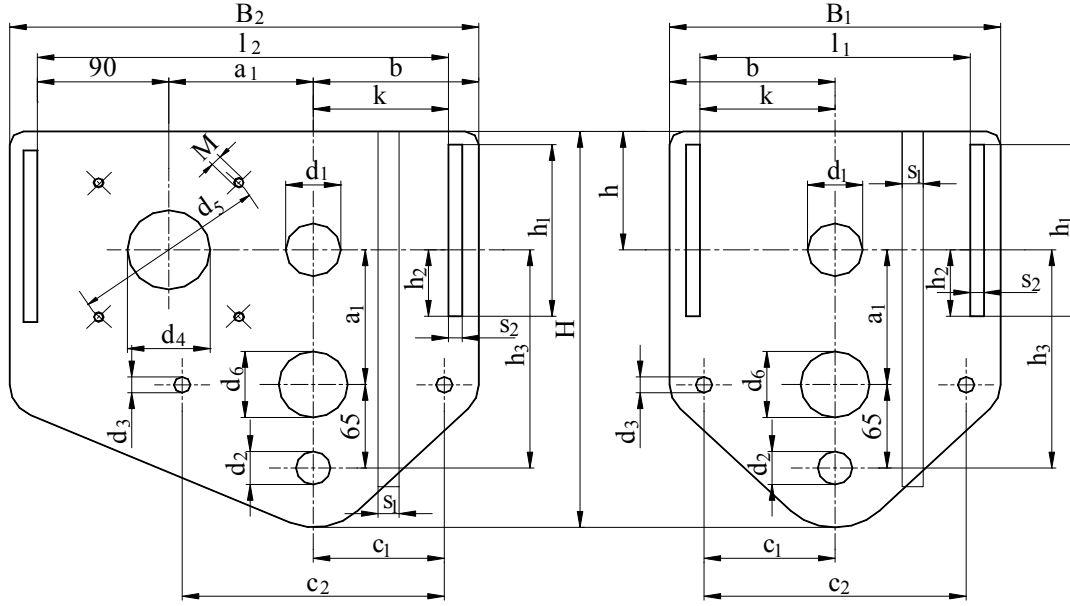
| Taşıma gücü<br>Şekil 161 | $\leq 1'000$ | $\leq 1'600$ | $\leq 3'200$ | $\leq 6'300$ | $\leq 10'000$ |
|--------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|
| H [ mm ]                 | 100          | 110          | 135          | 160          | 185           |
| B [ mm ]                 | 50           | 50           | 70           | 80           | 95            |
| s [ mm ]                 | 10           | 10           | 10           | 12           | 15            |
| R [ mm ]                 | 6            | 6            | 8            | 10           | 10            |

Şekil 161 ile verilmiş olan mesafe ölçüleri; a,b,c,e ve f aşığı yukarı 10 mm civarında alınır.

H  $\approx$  Tekerlek çapı + 10 mm, B  $\approx$  Tekerlek genişliği, R  $\approx$  Tekerlek ucu yarı çapı büyüklüğünde (bkz Tablo 38 ve Tablo 39) alınır. Kalınlık s yan plaka kalınlığı ile aynı alınır (bkz Tablo 41).

Monoray araba emniyet plakaları çepeçevre köşe dikişi kaynağı ile araba yan plakalarına bağlanırlar. Kaynak büyüklüğü  $\approx 0,6 \cdot s_{\min}$  olarak seçilir. Plaka kalınlıkları eşit olarak alınırsa kaynak büyüklükleri  $\approx 0,6 \cdot s$  kabul edilir ve sırayla 4 ; 4 ; 5 ; 6 ; 6 mm köşe kaynağı olarak yapılması önerilir.

Tablo 41, Monoray araba yan plakaları



Şekil 162, Monoray araba yan plakaları

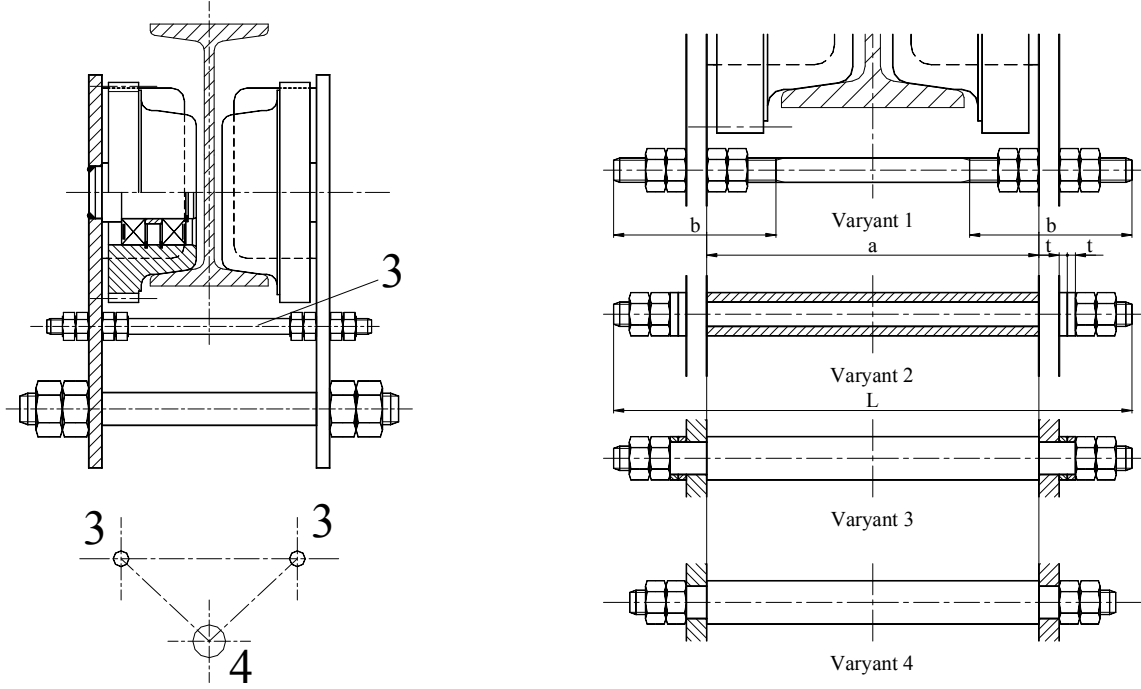
|                                  |                            | ≤ 1'000 | ≤ 1'600 | ≤ 3'200 | ≤ 6'300 | ≤ 10'000 |
|----------------------------------|----------------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| H                                | $\approx h+h_3+2.d_2$      | 280     | 290     | 330     | 385     | 415      |
| B <sub>1</sub>                   | $\approx 2.b$              | 170     | 180     | 220     | 248     | 290      |
| B <sub>2</sub>                   | $\approx n_2 + 4-s$        | 280     | 290     | 330     | 360     | 400      |
| a <sub>1</sub>                   | $\approx (z_1 + z_2).m/2$  | 79.5    | 84      | 102     | 114     | 130.5    |
| b                                | $\approx k + 2.s$          | 85      | 90      | 110     | 124     | 145      |
| c <sub>1</sub>                   | $\approx B_1/2-2.d_3$      | 60      | 62.5    | 75      | 80      | 100      |
| c <sub>2</sub>                   | $\approx 2. c_1$           | 120     | 125     | 150     | 160     | 200      |
| d <sub>1</sub>                   | muylu                      | 30      | 30      | 40      | 50      | 60       |
| d <sub>2</sub>                   | ceraskal                   | 25      | 25      | 25      | 40      | 40       |
| d <sub>3</sub>                   | mesafe takımı              | 13      | 13      | 17      | 21      | 21       |
| d <sub>4</sub>                   | redüktör                   | 60H7    | 60H7    | 60H7    | 60H7    | 60H7     |
| d <sub>5</sub>                   | redüktör                   | 144     | 144     | 144     | 144     | 144      |
| d <sub>6</sub>                   | dişli bağlantısı           | 50H7    | 50H7    | 50H7    | 50H7    | 50H7     |
| h                                | $\approx 0,5.d_T + x$      | 65      | 70      | 90      | 100     | 115      |
| h <sub>1</sub>                   | $\approx 0,5.d_T + h - 10$ | 100     | 110     | 145     | 165     | 195      |
| h <sub>2</sub>                   | $\approx 0,5.d_T - 10$     | 35      | 40      | 55      | 65      | 80       |
| h <sub>3</sub>                   | $\approx a_1 + 65 + x$     | 145     | 150     | 170     | 180     | 200      |
| M                                | redüktör                   | M8      | M8      | M8      | M8      | M8       |
| k                                | $\approx h$                | 65      | 70      | 90      | 100     | 115      |
| l <sub>1</sub>                   | $\approx 2.k$              | 130     | 140     | 180     | 200     | 230      |
| l <sub>2</sub>                   | $\approx k+a_1+90+x$       | 240     | 250     | 290     | 310     | 340      |
| s=s <sub>1</sub> =s <sub>2</sub> | hesaplama                  | 10      | 10      | 10      | 12      | 15       |

Ölçüler öneri olup mm olarak verilmiştir.

Üretimde kondrüksiyonun 1:1 ölçekli resmi çizilip hesaplanarak kontrol edilmelidir.

### 2.1.6.1.3 Mesafe takımı

Mesafe takımı Şekil 163 ile görüldüğü gibi ceraskal asma takımıyla birlikte bir düzlem teşkil ederek arabanın yürüyüş putrelinde rijit bir şekilde çalışmasını sağlar.



Şekil 163, Monoray arabada mesafe takımı

Dört çeşit mesafe takımı varyantları Şekil 163 ile gösterilmiştir. Daha bir çok varyant konstrüksiyonu yapılabilir. Şekil 163 ile görülen "a" mesafesi varyant 2 ve 3 için arabanın kullanılacağı en küçük profile göre belirlenmiştir. Araba daha büyük profilde kullanılacaksa profil eni farkının yarısı kalınlığında "t" iki adet rondela kullanılır. Bu kullanılacak profil sayısına göre artar. Yukarıda Şekil 163 ile iki adet daha büyük profil kullanılacağı düşünülmüştür.

**Varyant 1** basit ve ucuz çözümdür. Bir çubuğun iki ucuna vida çekilmiştir. Çubuk boyu "L" arabanın kullanılacağı en büyük profile göre ayarlanır. Vida boyu "b" arabanın kullanılacağı en küçük profil boyuna göre hesaplanır.

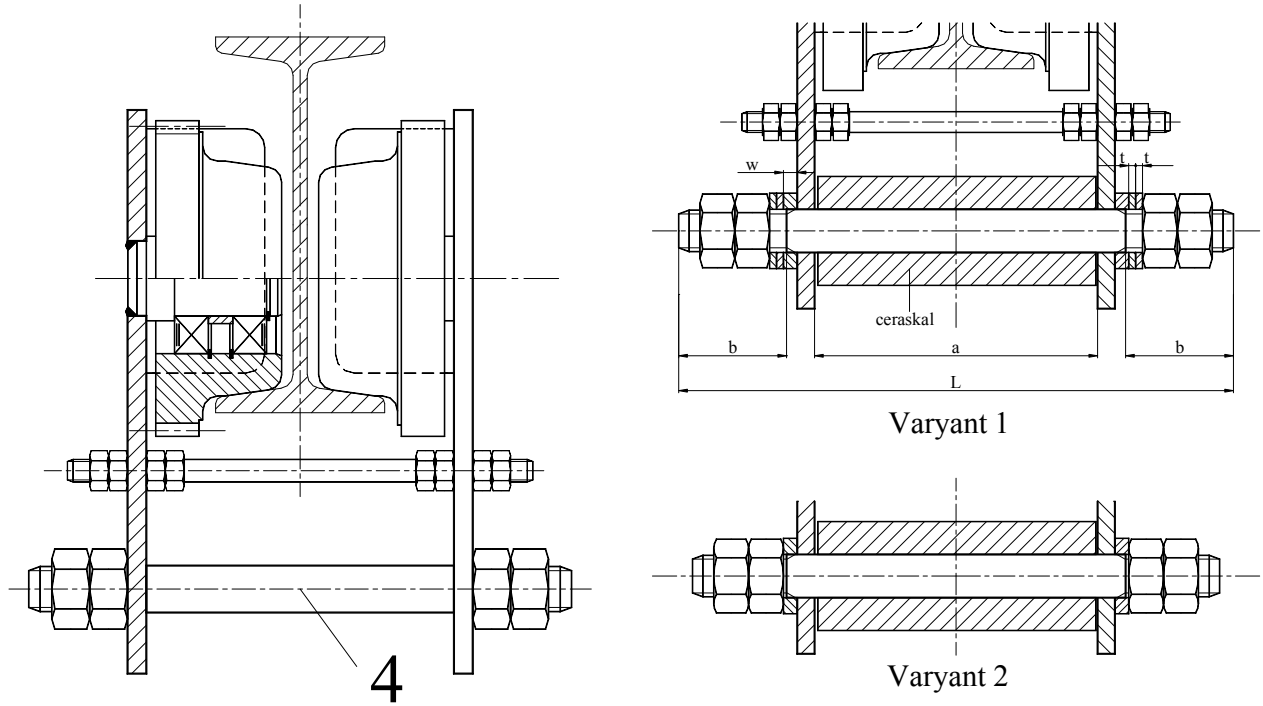
Vida büyüklüğü normal standart büyüklüğünde seçileceğinden bir çubuk için dört ayar somunu ve dört kontra somun piyasadan ucuz ve rahatlıkla temin edilir. Bazı piyasalarda vidalı çubukta doğrudan satın alınır. Böylece çok ucuz olarak mesafe takımı konstrüksiyonu yapılmış olur.

**Varyant 4** pahalı ve lüks bir çözümdür. Kullanılacak her yürüyüş profili için özel mesafe aksı üretilir. Bu varyant hem parçanın kendi maliyetinin pahalı olması ve her parçanın ambarlanıp takibe alınması açısından hiçe ekonomik bir çözüm değildir.

Fakat konstrüktör her ne kadar ekonomik çözüm arayıp bulma mecburiyetindeysede, pahalı çözümü ödeyen müşteri bulunduğu müddetçe, pahalı konstrüksiyonun kar marjı orantılı olacağından kızılaya da çalışılmaması gerekir.

### 2.1.6.1.4 Ceraskal asma takımı

Ceraskal asma takımı Şekil 164 ile gösterilmiştir.



Şekil 164, Monoray arabada ceraskal asma takımı

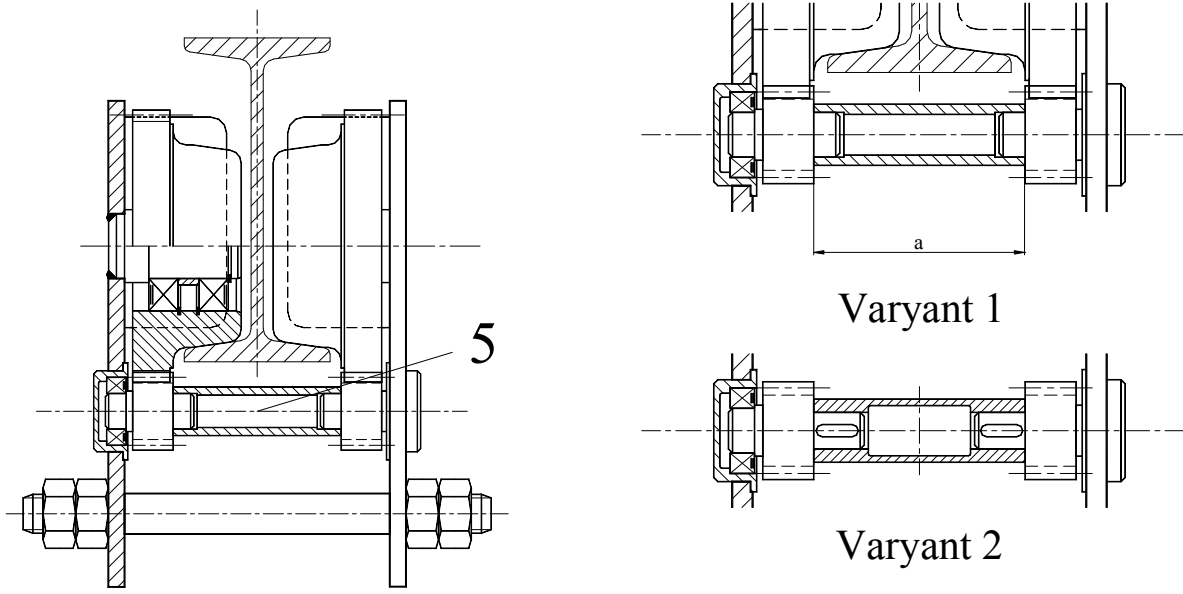
İki adet ceraskal asma takımı konstrüksiyon varyantı Şekil 164 ile gösterilmiştir. Daha bir çok varyant konstrüksiyonu yapılabilir. Şekil 164 ile görülen "a" mesafesi arabanın kullanılacağı en küçük profile göre belirlenmiştir. Araba daha büyük profilde kullanılacaksa profil eni farkının yarısı kalınlığında "t" iki adet rondela kullanılır. Bu kullanılacak profil sayısına göre artar. Yukarıda Şekil 164 ile iki adet daha büyük profil kullanılacağı düşünülmüştür. "w" kalınlığındaki rondela taşıyıcı çubuktaki vida geçişinin taşıyıcı kesite gelmemesi için konulmuştur. Böylece hangi profil kullanılırsa kullanılsın, vida geçişi taşıyıcı profile gelmez ve izdüşüm basıncı vidalı temas yüzeyine gelmez.

**Varyant 1** basit ve ucuz çözümdür. Bir çubuğun iki ucuna vida çekilmiştir. Çubuk boyu "L" arabanın kullanılacağı en büyük profile göre ayarlanır. Vida boyu "b" arabanın kullanılacağı en küçük profil boyuna göre hesaplanır. Vida büyüklüğü normal standart büyüklüğünde seçileceğinden bir çubuk için iki ayar somunu ve iki kontra somun piyasadan ucuz ve rahatlıkla temin edilir. Bazı piyasalarda h8 veya h9 toleranslı çubuk doğrudan satın alınabilir ve ucuna vida çekilerek kullanılır. Böylece çok ucuz olarak ceraskal asma takımı konstrüksiyonu yapılmış olur.

**Varyant 2** pahalı ve lüks bir çözümdür. Kullanılacak her yürüyüş profili için özel ceraskal asma aksı üretilir. Bu varyant hem parçanın kendi maliyetinin pahalı olması vade her parçanın ambarlanıp takibe alınması açısından hiçte ekonomik bir çözüm değildir.

### 2.1.6.1.5 Dişli tekerlek bağlantısı

Dişli tekerlek bağlantı takımı konstrüksiyonu Şekil 165 ile görülmektedir.



Şekil 165, Monoray arabada dişli tekerlek bağlantısı

İki adet dişli tekerlek bağlantı takımı konstrüksiyon varyantı Şekil 165 ile gösterilmiştir. Daha bir çok varyant konstrüksiyonu yapılabilir. Şekil 165 ile görülen "a" mesafesi arabanın kullanılacağı her profil tipine göre belirlenir.

**Varyant 1:** aynı ölçülerde üretilmiş iki adet pinyon dişli "a" boyutundaki boru ile sıkı geçme olarak birleştirilmiş ve sanki dolu malzemedeki iki ucu pinyonlu mil haline sokulmuştur.

**Varyant 2:** aynı ölçülerde üretilmiş iki adet pinyon dişli "a" boyutundaki boru ile kamalı bağlantı ile birleştirilmiş ve sanki dolu malzemedeki iki ucu pinyonlu mil haline sokulmuştur.

İki varyantta kullanılan malzemeler rulman yatak, kovan aynı büyüklüktedir. Bağlantı borusunun boyu hariç, bütün araba tiplerinde aynı pinyon ve kovan kullanılır. Pinyon diş sayısı  $z_1 = 14$ , rulman tipi; bilyalı rulman 6004 alınmıştır.

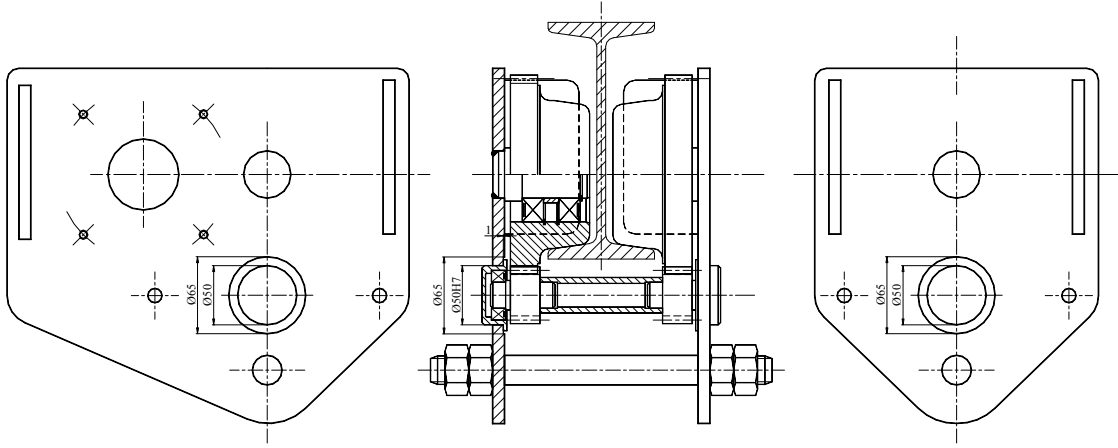
Böylece gayet ekonomik konstrüksiyon ve üretim yapılmış olur. Dikkat edildiyse tekerlek dişlerindedeki tek modül  $m = 3$  mm alınmıştır.

Yürüyüş redüktöründe bütün arabalar için aynı büyüklükte alınmıştır.

### 2.1.6.1.6 Yan plaka detay işlemleri

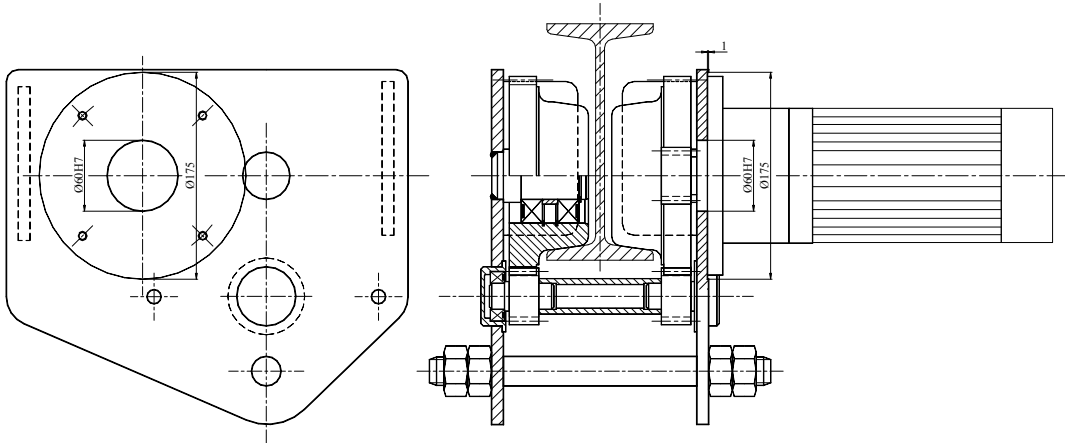
Monoray araba yan plakalarını Tablo 41 ile oldukça detaylı gördük. Fakat dişli tekerlek bağlantı takımı kovan deliği ile redüktör bağlantı deliği detayı görülmektedir.

**Yan plakalarda dişli tekerlek bağlantı takımı kovan deliği;** Şekil 166 ile gösterilmiştir. Gerektiği takdirde delik ve dayanma yüzeylerinin bir birine dik olması için yüzey  $\approx 1$  mm derinliğinde işlenmelidir. İşlenen alanın çapının 65 mm olması şart değildir.



Şekil 166, Yan plakalarda dişli tekerlek bağlantı takımı kovan deliği

**Yan plakada redüktör bağlantı deliği;** Şekil 167 şle gösterilmiştir. Gerektiği takdirde delik ve dayanma yüzeylerinin bir birine dik olması için yüzey 1 mm derinliğinde işlenmelidir. İşlenen alanın çapının 175 mm olması şart değildir.



Şekil 167, Yan plakada redüktör bağlantı deliği

### 2.1.7 Tek bandajlı tekerlek hesabı

Tek bandajlı tekerlek hesabı çift bandajlı tekerlek hesabı (paragraf 2.1.6.1.1) gibi yapılır. Yalnız bazı ayrıcalıklar vardır.

Tekerlek çapı seçimi F 96 ile yapılır. Fakat tekerlek dik kuvveti F 97 ile yapılmaz. Ceraskal arabasının tekerlek seçimi şu formülle yapılır:

$$F_{TD} = F_{T \max} = \frac{F_{Cer} + F_{Yük}}{n_T} + \frac{F_{Araba}}{n_{TA}} + F_{Tah} \quad F 114$$

|              |   |  |
|--------------|---|--|
| $F_{TD}$     | N | Araba tekerleğini etkileyen dik kuvvet                 |
| $F_{T \max}$ | N | Araba tekerleğini etkileyen maksimum dik kuvvet        |
| $F_{Araba}$  | N | Tahriği taşıyan araba takımının toplam ağırlık kuvveti |
| $F_{Cer}$    | N | Ceraskalın her şey dahil toplam ağırlık kuvveti        |
| $F_{Yük}$    | N | İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti                 |
| $n_T$        | 1 | Toplam tekerlek sayısı                                 |
| $n_{TA}$     | 1 | Tahriği taşıyan arabadaki tekerlek sayısı              |
| $F_{Tah}$    | N | Tahriğin toplam ağırlık kuvveti                        |

Tek bandajlı tekerlekler (ceraskal arabası tekerlekleri) için emniyetli yüzey basıncı değeri tablolarda verilmediğinden bunu F 104 ile hesaplamamız gerekir. Bu fomüldeki en büyük Hertz basıncı " $p_{\max}$ " değerini şu formülle buluruz (Lit 6).

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{F_{TD} \cdot E_{Mü}}{\pi \cdot d_{TA} \cdot b_t \cdot (1 - \nu^2)}}$$

F 115

|          |     |  |
|----------|-----|--|
| $F_{TD}$ | N   | Araba tekerleğini etkileyen dik kuvvet                 |
| $E_{Mü}$ | MPa | Müşterek malzeme çifti elastiklik modülü               |
| $d_{TA}$ | mm  | Tahriği taşıyan araba takımının toplam ağırlık kuvveti |
| $b_t$    | mm  | Araba tekerleğin taşıyıcı genişliği                    |
| $\nu$    | 1   | Poisson sayısı   |

Hesaplar yapıldıktan sonra emniyetli tekerlek dik kuvveti formül F 108 ile hesaplanarak tekerleğin işletmedeki yükü ile karşılaştırılır.

Dikkat edilecek en önemli nokta; kabullerin hakikate uygun olarak yapılması ve insanın kendi kendini kandırmamasıdır.

### 2.1.7.1 Tekerlek seçimi "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal"

Ceraskalda kaldırma-indirme ve arabanın ileri geri hareketi vardır. Eğer köprü kısmında olursa örnek 1 de verilen şekilde vinç yürüyüş tekerleği hesaplanır.

#### 2.1.7.1.1 Ceraskal arabası yürüyüş tekerleği

Araba yürüyüş tekerleğinin çapı " $d_{TA}$ " bulunur.  $d_{TA} \geq \frac{F_{TD}}{b_t \cdot p_{EM} \cdot c_2 \cdot c_3}$  burada:

$F_{TD}$  ceraskal arabasının yürüyüş tekerleğini etkileyen dik kuvvetir ve F 114 ile bulunur.

Araba takımının toplam ağırlık kuvveti (2x20 kg)

$$F_{Araba} = 395 \text{ N}$$

Ceraskalın toplam ağırlık kuvveti (650 kg)

$$F_{Cer} = 6375 \text{ N}$$

İşletmede kaldırılacak max yük kuvveti (3,2 kN)

$$F_{Yük} = 32000 \text{ N}$$

Tahrik redüktörü, motoru ve freninin ağırlık kuvveti (60 kg)

$$F_{Tah} = 590 \text{ N}$$

Arabada taşıyıcı tekerlek sayısı

$$n_T = 4$$

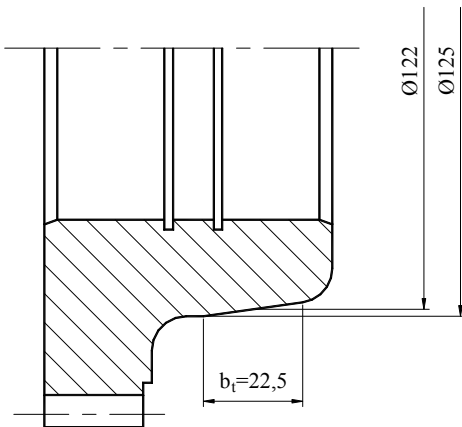
$$F_{TD} = F_{T \max} = \frac{F_{Cer} + F_{Yük}}{n_T} + \frac{F_{Araba}}{n_{TA}} + F_{Tah} = \frac{6375 + 32000}{4} + \frac{395}{2} + 590 = 10378 \text{ N}$$

Arabada max tekerlek dik kuvveti

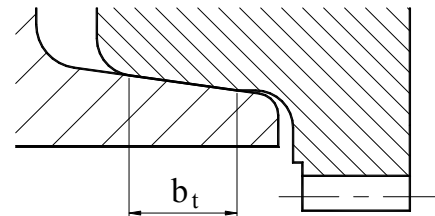
$$F_{TD} = 10400 \text{ N}$$

Araba yürüyüş tekerleğin taşıyıcı genişliği tekerleğe ve taşıyıcı putrele bağlıdır.

Teçrübelerle dayanarak  $d_{TA} = \phi 125$  mm bandajlı tekerleği ele alıp hesapları yapalım. Eğer kabul edilen değerle sonuç aynı olmazsa hesabı tekrarlarız.



Şekil 168, φ125 mm lik Tekerleğin boyutları



Şekil 169, Taşıyıcı genişlik

Araba tekerleğin taşıyıcı genişliği, Şekil 168 ile

$b_t = 22,5$  mm alınır.

Ray St 37, Tekerlek St 50 dolu malzemeden veya aynı kalite GS 50 döküm.

Elastiklik modülü  $E_{dyn} = 210'000 \text{ N/mm}^2$

Burada emniyetli yüzey basıncı  $p_{EM}$  F 107 ile pek doğru olarak bulunamaz. Emniyetli yüzey basıncını hesaplayalım (*Lit 6*).

$$p_{max} = \sqrt{\frac{F_{TD} \cdot E_{dyn}}{\pi \cdot d_{TA} \cdot b_t \cdot (1 - \nu^2)}} = \sqrt{\frac{10'380 \cdot 210'000}{\pi \cdot 125 \cdot 22,5 \cdot (1 - 0,3^2)}} = 520,6 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{EM} = \frac{p_{max}^2}{0,35 \cdot E_{dyn}} = \frac{520,6^2}{0,35 \cdot 210'000} \quad p_{EM} = 3,7 \text{ N/mm}^2$$

Devir sayısı faktörü araba yürüyüş hızı 16 m/dak ve  $d_{TA} \approx 125 \text{ mm}$  dir.

$$\text{Devir sayısı } n_{TA} = \frac{v_A}{\pi \cdot d_{TA}} = \frac{16}{\pi \cdot 0,125} = 41,7 \quad n_{TA} \approx 40 \text{ 1/dak}$$

Devir sayısı faktörü, Tablo 34 ile  $n_{TA} \approx 40 \text{ 1/dak}$  için  $c_2 = 0,97$

Çalışma oranı faktörü, çalışma oranı %25-40 ÇO, Tablo 36 ile  $c_3 = 1,0$

Değerleri F 96 formülünde yerleştirirsek;

$$d_{TA} \geq \frac{10'380}{22,5 \cdot 3,7 \cdot 0,97 \cdot 1} = 128,5 \quad \text{buradanda}$$

Araba yürüyüş tekerleğinin çapı  $d_{TA} = 125 \text{ mm}$  seçilir.

Demekki kabul edilen çap yeterlidir.

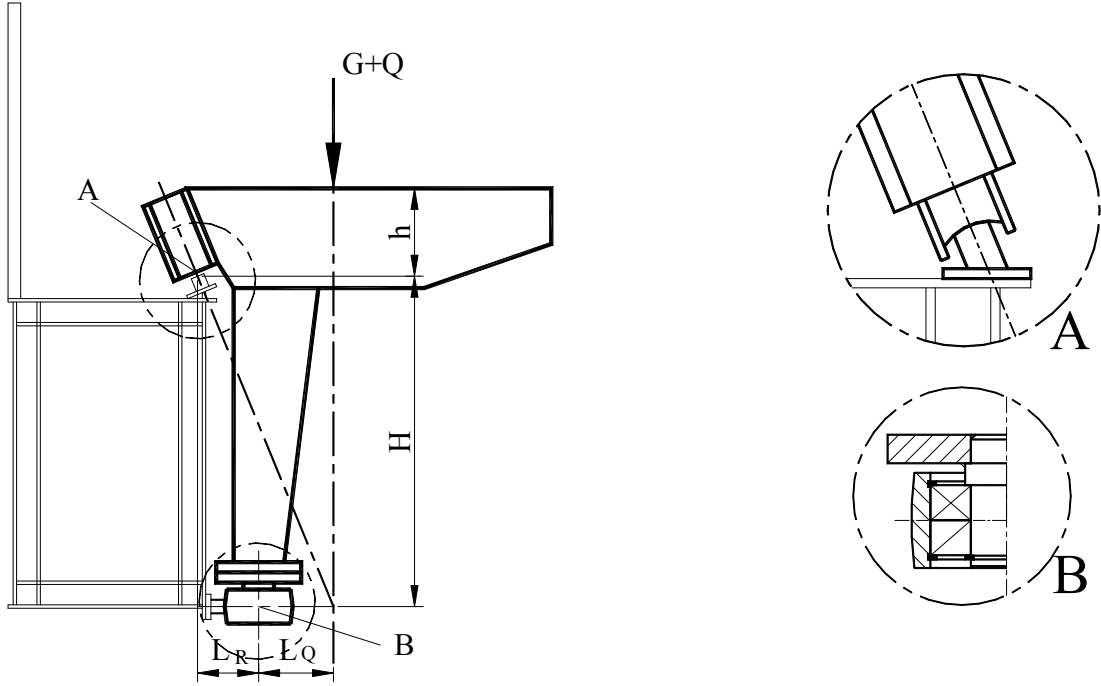
Diğer taraftan emniyetli tekerlek dik kuvvetinin sağlamasını yaparsak,

$$F_{TEM} \leq p_{EM} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot d_T \cdot b_t = 3,7 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 125 \cdot 22,5 = 10'060 \text{ N} \quad \text{bulunur.}$$

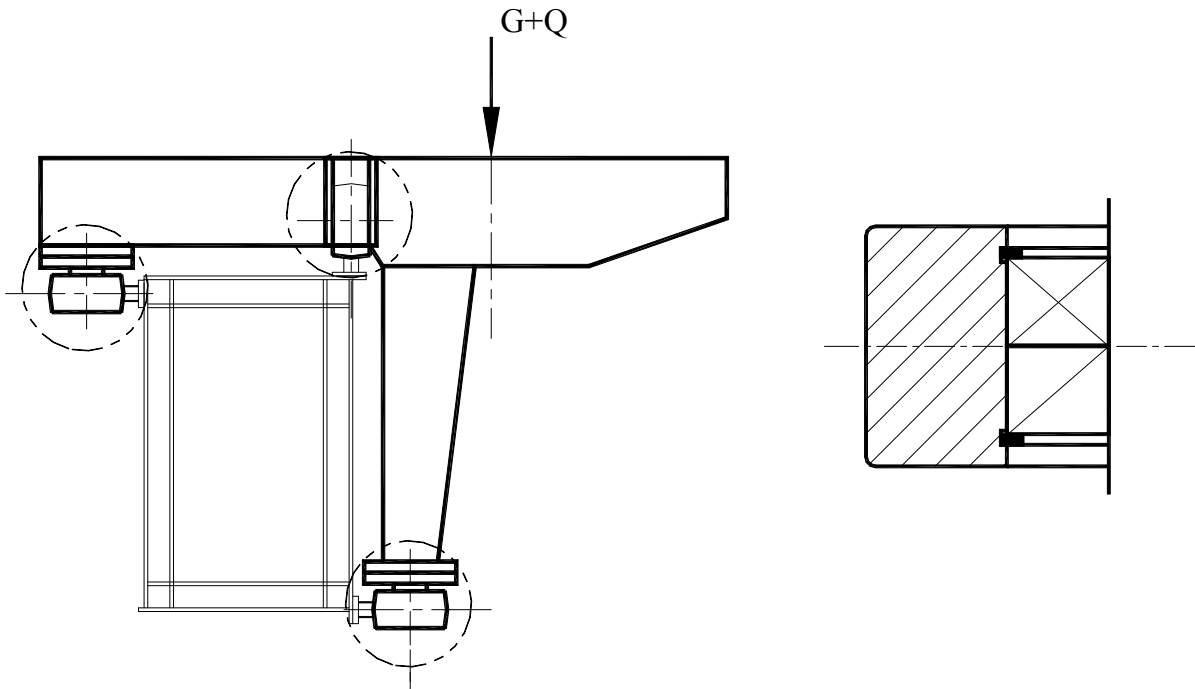
Buda  $k_F = \frac{10378 - 10060}{10378} \cdot 100 = \%3,1$  yapar ki, pratikte gayet rahatlıkla kabul edilen bir sapmadır.

### 2.1.8 Bandajsız tekerlekler

Bandajsız tekerlekler genelde klavuz tekerlekler veya klavuzlu tekerlekler olarak kullanılır. Özel olarak tek kirişte çalışan açılı arabalarda kullanılırlar (bkz Şekil 170 ve Şekil 171).



Şekil 170, Tek kiriş iki rayda çalışan açılı araba



Şekil 171, Tek kiriş üç rayda çalışan açılı araba

Tek kiriş iki rayda çalışan açılı arabada dayanma tekerleği bombeli olarak yapılır. Çünkü; yükün büyüklüğüne göre A noktasında dayanma açısı değişir ve klavuz tekerleğin teması aynı kalır. Buna karşılık tek kiriş üç rayda çalışan açılı arabada tekerlekler silindirik olarak yapılırlar.

Bandajsız tekerleklerin hesabı çift bandajlı tekerlek hesabı gibi yapılır.

## 2.2 Yürüyüş motorları ve frenleri

Yürüyüş tahrîğinde frenli motor kullanıldığından frenler hakkında fazla konuşulmaz ve ilk önce motorun hareket gücü "P<sub>H</sub>" hesaplanır. Motor seçilir. Motor ya frenlidir, veya motora fren bulunur. Konstrüktör tasarımına göre seçimi yapar.

$$P_H = P_{AtY} + P_{İvY} + P_{RüY} \quad F 116$$

|                  |   |   |
|------------------|---|---|
| P <sub>AtY</sub> | W | Yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü |
| P <sub>İvY</sub> | W | Yürüyüş motorunun ivme gücü                 |
| P <sub>RüY</sub> | W | Yürüyüş motorunun rüzgar gücü               |

### 2.2.1 Yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü

Yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü genel olarak şu formülle hesaplanır.

$$P_{AtY} = \frac{F_w \cdot v_Y}{\eta_{Top}} \quad F 117$$

|                  |     |   |
|------------------|-----|---|
| P <sub>AtY</sub> | W   | Yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü |
| F <sub>w</sub>   | N   | Yürüyüş direnci                             |
| v <sub>Y</sub>   | m/s | Yürüyüş hızı                                |
| η <sub>Top</sub> | 1   | Toplam randıman                             |

Bu formülü vinçe göre uydurursak. Yürüyüş direnci:

$$F_w = w_{bir} \cdot F_{top} \quad F 118$$

|                  |      |                                   |
|------------------|------|-----------------------------------|
| F <sub>w</sub>   | N    | Yürüyüş direnci                   |
| w <sub>bir</sub> | N/kN | Birim yürüyüş direnci             |
| F <sub>top</sub> | kN   | Toplam hareket eden kütle kuvveti |

$$v_Y = \frac{v_{YV}}{60} \quad F 119$$

|                 |       |  |
|-----------------|-------|--|
| v <sub>Y</sub>  | m/s   | Yürüyüş hızı                           |
| v <sub>YV</sub> | m/dak | Vinçte yürüyüş hızı (köprü veya araba) |

Bu değerleri F 117 formülünde yerleştirirsek yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü bulunur:

$$P_{AtY} = \frac{w_{bir} \cdot F_{Top} \cdot v_{YV}}{60 \cdot \eta_{Top}} \quad F 120$$

|                  |       |   |
|------------------|-------|---|
| P <sub>AtY</sub> | kW    | Yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü |
| w <sub>bir</sub> | N/kN  | Birim yürüyüş direnci                       |
| F <sub>top</sub> | kN    | Toplam hareket eden kütle kuvveti           |
| v <sub>YV</sub>  | m/dak | Vinçte yürüyüş hızı (köprü veya araba)      |
| η <sub>Top</sub> | 1     | Toplam randıman                             |

Burada motor gücü kW olarak ortaya çıkar. Çünkü; toplam yük kuvveti kN olarak formüle konular böylece güç birimi Watt 10<sup>3</sup> e bölmüş sayılır.

### 2.2.2 Yürüyüş motorunun ivme gücü

Yürüyüş motorunun ivme gücü "  $P_{İvY}$  "genel olarak şu formülle hesaplanır. Dönen kütleler için %10 ile %20 arası fazlalık kabul edilir. Formülde (1,1 ... 1,2) katsayısı olarak alınır.

$$P_{İvY} = \frac{F_{Top} \cdot v_Y^2}{t_B \cdot \eta_{Top}} \cdot (1,1 \dots 1,2) \quad F 121$$

|              |     |   |
|--------------|-----|---|
| $F_{Top}$    | N   | Yürüyen kütlelerin toplam ağırlık kuvveti |
| $v_Y$        | m/s | Yürüyüş hızı                              |
| $t_B$        | s   | Hareketin normal hıza geçiş zamanı        |
| $\eta_{Top}$ | 1   | Toplam randıman                           |

Tablo 42, Pratikte kabaca kabul edilen değerler

| Tahrik yeri    | Hareketin normal hıza geçiş zamanı " $t_B$ " s<br>Yürüyüş hızı m/dak olarak |     |     |     |     | İvme değerleri "a" m/s <sup>2</sup><br>Yükün durumu |         |        |
|----------------|---|-----|-----|-----|-----|---|---------|--------|
|                | ≤16   | ≤25 | ≤40 | ≤63 | >63 | Boş   | Yarıyük | Tamyük |
| Araba yürüyüşü | 3   | 4   | 5   | -   | -   | 0,2   | 0,25    | 0,3    |
| Köprü yürüyüşü | 5   |     | 10  | 15  | 20  | 0,4   | 0,5     | 0,7    |

### 2.2.3 Yürüyüş motorunun rüzgar gücü

Yürüyüş motorunun rüzgar gücü genel olarak şu formülle hesaplanır.

$$P_{RüY} = \frac{F_{Rü} \cdot v_Y^2}{\eta_{Top}} \quad F 122$$

|              |     |  |
|--------------|-----|--|
| $P_{RüY}$    | W   | Yürüyüş motorunun rüzgar gücü          |
| $F_{Rü}$     | N   | Hareket eden kütlelerin rüzgar kuvveti |
| $v_Y$        | m/s | Yürüyüş hızı                           |
| $\eta_{Top}$ | 1   | Toplam randıman                        |

Hareket eden kütlelerin rüzgar kuvveti

$$F_{Rü} = A_{Rü} \cdot R_{üBa} \quad F 123$$

|           |                  |  |
|-----------|------------------|--|
| $F_{Rü}$  | N                | Hareket eden kütlelerin rüzgar kuvveti |
| $A_{Rü}$  | N                | Rüzgarın etki alanı                    |
| $R_{üBa}$ | N/m <sup>2</sup> | Rüzgar basıncı                         |

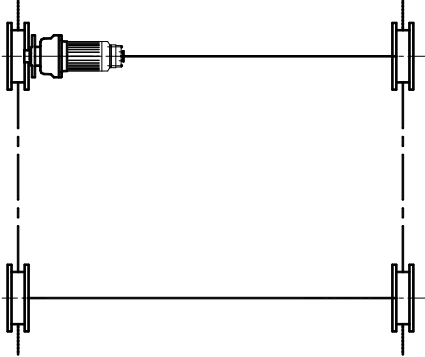
Tablo 43, Rüzgar basıncı  $R_{üBa} = 1,6 \cdot q$

| Yükseklik    | İşletme dışı |                         | İşletmede |     |
|--------------|--------------|-------------------------|-----------|-----|
|              | $v_Y$ [m/s]  | $q$ [N/m <sup>2</sup> ] | $v_Y$     | $q$ |
| 0 ... 8      | 28           | 500                     | 22        | 300 |
| < 8 ... 20   | 36           | 800                     | 22        | 300 |
| < 20 ... 100 | 42           | 1 100                   | 22        | 300 |

Tablo 43 ile verilen değerler kabataslak değerlerdir. Hassas hesap ve değerlerin *Lit 5* ile yapılmasını öneririm.

### 2.2.4 Yürüyüş tahriği konstrüksiyon varyantları

Araba dört, köprüde genelde dört ve bazen dörtten fazla tekerlek vardır. Dört tekerlekte üç nokta bir düzlem verdiğinden, yürüyüş tahriği en az iki tekerleği etkilemelidir. Eğer bir tekerlek tahrik edilirse bazen bu tekerleğin raya deymeme ihtimali olur. Yani tekerlek havada kalıp tahrik görevini yapamaz.

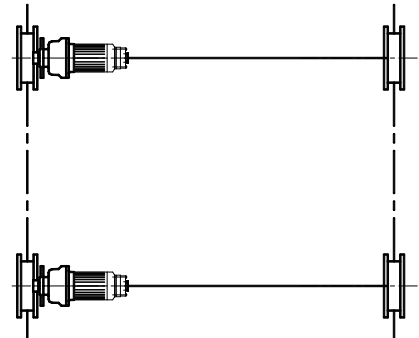


Şekil 172, Yürüyüş tahriği, varyant I

Şekil 172, Varyant I

Mekanik birbirine bağlı iki tekerlektten birinin tahriği.

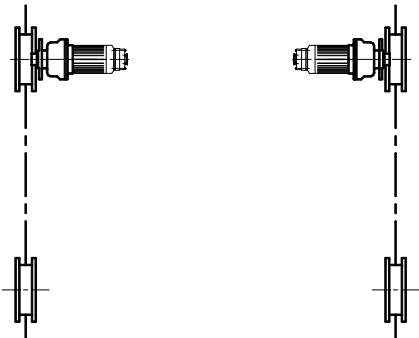
Genelde ülkemizde araba yürüyüş tahriği için kullanılan varyant.



Şekil 173, Yürüyüş tahriği, varyant II

Şekil 173, Varyant II

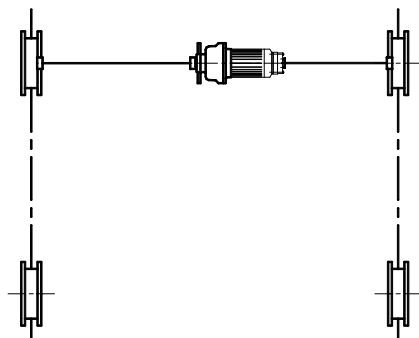
Mekanik birbirine bağlı iki tekerlek çiftinin her birinin tahriği. Genelde yürüyüş tahriği için kullanılan özel varyant.



Şekil 174, Yürüyüş tahriği, varyant III

Şekil 174, Varyant III

Mekanik birbirine bağlı olmayan dört tekerlektten ikisinin tahriği. Genelde ülkemizde köprü yürüyüş tahriği için kullanılan varyant. Araba yürüyüş tahriğindedede özel haldir.



Şekil 175, Yürüyüş tahriği, varyant IV

Şekil 175, Varyant IV

Mekanik olarak ortadan iki tekerleğin tahriği.

Genelde köprü yürüyüş varyantı olarak görülür. Araba yürüyüş tahriğindedede özel haldir.

Motor gücünü hesaplamak için "**yürüyüş direnci**" bilinmelidir.

### 2.2.5 Yürüyüş direnci

Yürüyüş direnci çoğu zaman kabaca şu formülle hesaplanır:

$$F_{w\ ka} = w_{bir} \cdot F_{top}$$

F 124

|             |      |  |
|-------------|------|--|
| $F_{TD}$    | N    | Araba tekerleğini etkileyen dik kuvvet |
| $F_{w\ ka}$ | N    | Kabaca hesaplanan yürüyüş direnci      |
| $w_{bir}$   | N/kN | Birim yürüyüş direnci                  |
| $F_{top}$   | kN   | Toplam hareket eden kütle kuvveti      |

Tablo 44, Birim yürüyüş direnci " $w_{bir}$ "

| Yataklama şekli  | Birim yürüyüş direnci " $w_{bir}$ " kabaca N/kN olarak |
|------------------|--|
| Kaygan yataklama | 20   |
| Rulman yataklama | 5...6  |

Eğer yürüyüş direncinin hesabı normal eylemsizlik (atalet) durumunda yapılacaksa, şu yol takip edilir:

$$F_w = F_{wZ} + F_{wR} + F_{wS} + F_{wN}$$

F 125

|          |   |                          |
|----------|---|--------------------------|
| $F_w$    | N | Yürüyüş direnci          |
| $F_{wZ}$ | N | Muylu direnci            |
| $F_{wR}$ | N | Yuvarlanma direnci       |
| $F_{wS}$ | N | Bandaj direnci           |
| $F_{wN}$ | N | Yatak yan yüzeyi direnci |

#### 2.2.5.1 Muylu direnci " $F_{wZ}$ "

Muylu direnci " $F_{wZ}$ " şu formülle hesaplanır:

$$F_{wZ} = F_{Te} \cdot \mu \cdot d / d_{Te}$$

F 126

|          |    |                          |
|----------|----|--------------------------|
| $F_{wZ}$ | N  | Muylu direnci            |
| $F_{Te}$ | N  | Tekerlek kuvveti         |
| $\mu$    | 1  | Sürtünme faktörü         |
| $d_{Mi}$ | mm | Tekerlek göbek mili çapı |
| $d_{Te}$ | mm | Tekerlek çapı            |

Tablo 45, Sürtünme faktörü " $\mu$ "

| Yataklama şekli  | Sürtünme faktörü " $\mu$ " kabaca |
|------------------|-----------------------------------|
| Kaygan yataklama | $\approx 0,07...0,1$              |
| Rulman yataklama | $\approx 0,0015...0,003$          |

### 2.2.5.2 Yuvarlanma direnci "F<sub>wR</sub>"

Yuvarlanma direnci " F<sub>wR</sub> " şu formülle hesaplanır:

$$F_{wR} = 2 \cdot (F_{Te} + F_{GTe}) \cdot f / d_{Te} \quad F 127$$

|                  |    |  |
|------------------|----|--|
| F <sub>wR</sub>  | N  | Yuvarlanma direnci   |
| F <sub>Te</sub>  | N  | Tekerlek kuvveti   |
| F <sub>GTe</sub> | N  | Tekerleğin kendi ağırlık kuvveti. Genelde dikkate alınmaz. |
| f                | mm | Yuvarlanma sürtünmesi kolu                                 |
| d <sub>Te</sub>  | mm | Tekerlek çapı  |

Yuvarlanma sürtünmesi kolu çelik için f ≈ 0,5 mm kabul edilir.

### 2.2.5.3 Bandaj direnci "F<sub>wS</sub>"

Konstrüksiyonda klavuz tekerlekleri varsa bandaj direnci " F<sub>wS</sub> " şu formülle hesaplanır:

$$F_{wS} \approx 0,002 \cdot F_{Te} \quad F 128$$

|                 |   |                  |
|-----------------|---|------------------|
| F <sub>wS</sub> | N | Bandaj direnci   |
| F <sub>Te</sub> | N | Tekerlek kuvveti |

### 2.2.5.4 Yatak yan yüzeyi direnci "F<sub>wN</sub>"

Yatak yan yüzeyi direnci " F<sub>wN</sub> " kaygan yataklamada olur ve şu formülle hesaplanır:

$$F_{wN} \approx 0,003 \cdot F_{Te} \quad F 129$$

|                 |   |                          |
|-----------------|---|--------------------------|
| F <sub>wN</sub> | N | Yatak yan yüzeyi direnci |
| F <sub>Te</sub> | N | Tekerlek kuvveti         |

Hernekadar hesaplama formülleri verilmişse de bandaj ve yatak yan yüzeyi dirençleri tamamen tahmini, binde olarak kabul edilmektedir. Diğer taraftan yuvarlanma direnci hesabında yuvarlanma sürtünmesi kolu çelik için f ≈ 0,5 mm olarak kabul edilmekte, muylu direnci hesabında ise sürtünme faktörü "μ" için Tablo 45 ile bulunan değerler kabul edilmektedir. Görülüyorki hesaplar tecrübelerle dayanan kabullerle yapılmaktadır. Diğer taraftan vincin ve arabanın ray açıklığının büyüklüğü raylar arası mesafenin toleranslarına ve dolayısıyla yürüyüş direncine etki eder. Tekerleklerin paralel monte edilmemeleri, rayların paralellik ve yükseklik toleransları, tekerlek çaplarının toleransları, v.s. bütün bu etkenler yürüyüş direncine etki ederler.

***Bütün bu sebeplerden ötürü yürüyüş direnci hesabının kabaca F 115 ile yapılması en akıllıca iştir.***

### 2.2.6 Yürüyüş motoru hesaplamasının özeti

Yürüyüş motorunun teorik olarak nasıl hesaplanacağını gördük. Pratikte hesaplama şu şekilde yapılır.

1. Maksimum yük ile hareket ettirilen kütlelerin ağırlık kuvveti hesaplanır.
2. Birim yürüyüş direnci kabaca seçilir.
3. Yürüyüş hızı belirlenir.
4. Hareketin normal hıza erişme zamanı seçilir.
5. Toplam randıman hesaplanır.
6. Konstrüksiyon varyantı.

Bu değerler bulunduktan sonra motorun hareket gücü hesaplanır. Bu hesaplanan güç motorun etiket gücü değildir. Motorun etiket gücünü bulmak için, motorun etiket gücü "P<sub>M</sub>" ile hareket gücü arasındaki şu orantıdan faydalanılır.

$$\frac{P_H}{P_M} \approx 1,4...1,6 \quad \Rightarrow \quad P_M \approx \frac{P_H}{1,4...1,6}$$

F 130

|                |    |                      |
|----------------|----|----------------------|
| P <sub>H</sub> | kW | Yürüyüş hareket gücü |
| P <sub>M</sub> | kW | Yürüyüş motoru gücü  |

Burada bulunan değere ve piyasada bulunan motorun gücüne göre motor seçilir.

### 2.2.7 Yürüyüş motoru hesaplama örnekleri

#### 2.2.7.1 Yürüyüş motorları seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci

##### 2.2.7.1.1 Köprü yürüyüş motoru seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci

Maksimum yük ile hareket ettirilen kütlelerin ağırlık kuvvetlerini hesaplırsak şu değerleri buluruz. (Hesap yolu ve şekli bak *Lit 5*).

|   |                           |
|---|---------------------------|
| Arabanın ağırlık kuvveti                | F <sub>A</sub> = 24,5 kN  |
| Köprü, Platform, Başlıklar, Motor, v.s. | F <sub>V</sub> = 105,4 kN |
| Yük kuvveti                             | F <sub>Y</sub> = 100,0 kN |

Birim yürüyüş direnci değerini Tablo 44 ile seçelim  
 Köprü yürüyüş hızı örnek 1 den  
 w<sub>bir</sub> = 6 N/kN  
 v<sub>V</sub> = 25 m/dak

t<sub>B</sub> değerini Tablo 42 ile köprü yürüyüş hızı 25 m/dak için seçelim  
 Hareketin normal hıza erişme zamanı  
 t<sub>B</sub> = 5 s

Toplam randıman  $\eta_{top} = \eta_{Red} \cdot \eta_{Ban} \cdot \eta_{Tek}$   
 $\eta_{top} = 0,885$

Konstrüksiyonu tekliften bandajdan tahrikli,  
 iki kademeli redüktör olarak alalım.

Redüktörün toplam randımanı  $\eta_{Red} = 0,94$

Bandaj dişli kademesi randımanı

Tablo 5 ile  $\eta_{Ban} = 0,99$

Tekerlek konstrüksiyonu randımanı  $\eta_{Tek} = 0,995^2 \cdot 0,98^2$   
 $\eta_{Tek} = 0,95$

Konstrüksiyon varyantı, Şekil 174 Varyant III. Mekanik birbirine bağlı olmayan dört tekerlekten ikisinin tahriği.

Tek motor için ağırlık kuvveti. Araba ve maksimum yük bir başlığa yakın alınır ve Köprü, Platform, Başlıklar, Motor, v.s. kuvvetlerinin yarısı ile toplanır.

$F_{Top} = F_Y + F_A + 0,5 \cdot F_V = 100 + 24,5 + 0,5 \cdot 105,4$   
 $F_{Top} = 177,2 \text{ kN}$

Köprü yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü F 117 ile;

$P_{AtY} = \frac{F_w \cdot v_V}{\eta_{Top}} = \frac{1,063 \cdot 25}{60 \cdot 0,885} = 0,501$   
 $P_{AtY} = 0,501 \text{ kW}$

Yürüyüş direnci F 118 ile:

$$F_w = w_{\text{bir}} \cdot F_{\text{Top}} = 6 \cdot 177,2 = 1063 \quad F_w = 1,063 \text{ kN}$$

Köprü yürüyüş motorunun ivme gücü F 121 ile:

$$P_{\text{İvY}} = \frac{F_{\text{Top}} \cdot v_{\text{V}}^2}{t_{\text{B}} \cdot \eta_{\text{Top}}} \cdot 1,2 = \frac{177,2 \cdot 0,417^2}{5 \cdot 0,885} \cdot 1,2 = 0,851 \quad P_{\text{İvY}} = 0,851 \text{ kW}$$

Köprü yürüyüş motorunun hareket gücü F 116 ile:  
Atölye vinci olduğundan rüzgarın etkisi yoktur.

$$P_{\text{H}} = P_{\text{AtY}} + P_{\text{İvY}} = 0,501 + 0,851 = 1,352 \quad P_{\text{H}} = 1,352 \text{ kW}$$

Motorun etiket gücü için maksimum değeri alalım F 130ile:

$$P_{\text{M}} \approx \frac{P_{\text{H}}}{1,4} = \frac{1,352}{1,4} = 0,965 \quad P_{\text{M}} \geq 0,965 \text{ kW}$$

Piyasada bulunan bir sonraki motor. Motor kataloğundan  $P_{\text{M}} = 1,1 \text{ kW}$   
Bu hesaplanan motorun etiket güç değeridir. Siparişte aşağıda verilen doneler motoru tam seçilebilmek için motor fabrikasına veya motor satıcısına verilmelidir.

Motor: 4-Kutuplu, kısa devre-asenكرون flaşlı motor

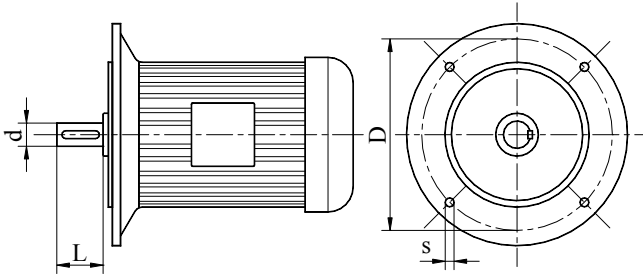
Motorun çalışma oranı ve yeri %25 ÇO, vinçte köprü yürütme motoru

Motor devir sayısı:  $n_{\text{Mo}} \approx 1420 \text{ dak}^{-1}$

Motorun etiket gücü:  $P_{\text{Mo}} = 1,1 \text{ kW}$

Motorun başlangıç momenti:  $M_{\text{Ba}} \approx 1,4 \cdot M_{\text{Mo}}$

Motorun devrilme momenti:  $M_{\text{De}} \approx 2 \cdot M_{\text{Mo}}$



Resimdeki ölçüler motor firmasının kataloğundan alınacaktır.

Şekil 176, 1,1 kW lık kısa devre flaşlı motor

### 2.2.7.1.2 Araba yürüyüş motoru seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci

Hareket ettirilen kütlelerin ağırlık kuvvetleri şu değerlerdir.

Arabanın ağırlık kuvveti

$$F_A = 24,5 \text{ kN}$$

Yük kuvveti

$$F_Y = 100,0 \text{ kN}$$

Birim yürüyüş direnci değerini Tablo 44 ile seçelim

$$w_{\text{bir}} = 6 \text{ N/kN}$$

Araba yürüyüş hızı örnek 1 den

$$v_{Ar} = 15 \text{ m/dak}$$

$t_B$  değerini Tablo 42 ile araba yürüyüş hızı 15 m/dak için seçelim

Hareketin normal hıza erişme zamanı

$$t_B = 3 \text{ s}$$

Toplam randıman  $\eta_{\text{top}} = \eta_{\text{Red}} \cdot \eta_{\text{Ban}} \cdot \eta_{\text{Tek}}$

$$\eta_{\text{top}} = 0,875$$

Konstrüksiyonu tekliften bandajdan tahrikli,

iki kademeli redüktör olarak alalım.

Redüktörün toplam randımanı

$$\eta_{\text{Red}} = 0,94$$

Bandaj dişli kademesi randımanı Tablo 5 ile

$$\eta_{\text{Ban}} = 0,99$$

Tekerlek konstrüksiyonu randımanı  $\eta_{\text{Tek}} = 0,995^4 \cdot 0,98^2$

$$\eta_{\text{Tek}} = 0,94$$

Konstrüksiyon varyantı, Şekil 172, Varyant I.

Mekanik birbirine bağlı iki tekerlekten birinin tahriği.

**Motorun seçimi:** Ağırlık kuvveti:

$$F_{\text{Top}} = F_{\text{Cer}} + F_Y = 100 + 24,5$$

$$F_{\text{Top}} = 124,5 \text{ kN}$$

Araba yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü F 117 ile:

$$P_{\text{AtY}} = \frac{F_w \cdot v_{Ar}}{\eta_{\text{Top}}} = \frac{0,747 \cdot 15}{60 \cdot 0,875} = 0,213$$

$$P_{\text{AtY}} = 0,213 \text{ kW}$$

Yürüyüş direnci F 118 ile:

$$F_w = w_{\text{bir}} \cdot F_{\text{Top}} = 6 \cdot 124,5 = 747$$

$$F_w = 0,747 \text{ kN}$$

Araba yürüyüş motorunun ivme gücü F 121 ile:

$$P_{\text{IvY}} = \frac{F_{\text{Top}} \cdot v_{Ar}^2}{t_B \cdot \eta_{\text{Top}}} \cdot 1,2 = \frac{124,5 \cdot 0,25^2}{3 \cdot 0,875} \cdot 1,2 = 363$$

$$P_{\text{IvY}} = 0,363 \text{ kW}$$

Araba yürüyüş motorunun hareket gücü F 116 ile:

Atölye vinci olduğundan rüzgarın etkisi yoktur.

$$P_H = P_{\text{AtY}} + P_{\text{IvY}} = 0,213 + 0,363 = 0,576$$

$$P_H = 0,576 \text{ kW}$$

Motorun etiket gücü için maksimum değeri alalım F 130 ile:

$$P_M \approx \frac{P_H}{1,4} = \frac{0,576}{1,4} = 0,412$$

$$P_M \geq 0,412 \text{ kW}$$

Piyasada bulunan bir sonraki motor. Motor kataloğundan

$$P_M = 0,55 \text{ kW}$$

Bu hesaplanan motorun etiket güç değeridir. Siparişte aşağıda verilen doneler motoru tam seçilebilmek için motor fabrikasına veya motor satıcısına verilmelidir.

Motor:

4-Kutuplu, kısa devre-asenkron flanşlı motor

Motorun çalışma oranı ve yeri

%25 ÇO, vinçte köprü yürütme motoru

Motor devir sayısı:

$$n_{M0} \approx 1420 \text{ dak}^{-1}$$

Motorun etiket gücü:

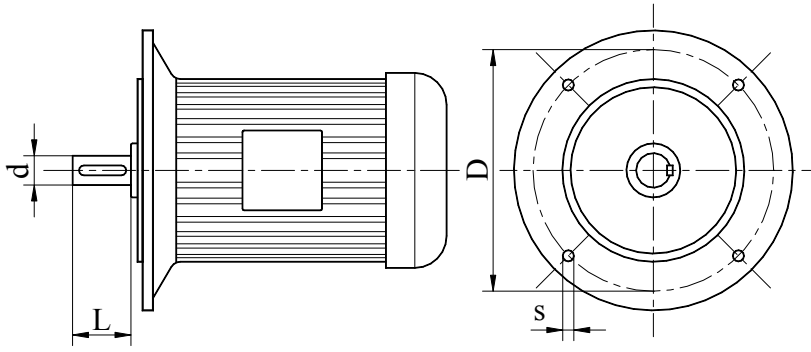
$$P_{M0} = 0,55 \text{ kW}$$

Motorun başlangıç momenti:

$$M_{Ba} \approx 1,4 \cdot M_{M0}$$

Motorun devrilme momenti:

$$M_{De} \approx 2 \cdot M_{M0}$$



Resimdeki ölçüler motor firmasının katalogundan alınacaktır.

Şekil 177, 0,55 kW lık kısa devre flanşlı motor

### 2.2.7.1.3 Araba yürüyüş motoru seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal

Hareket ettirilen kütle için ağırlık kuvvetleri şu değerlerdir.

Ceraskal, araba, v.s. ağırlık kuvveti  
Yük kuvveti

$$F_{Cer} = 7,8 \text{ kN}$$

$$F_Y = 32 \text{ kN}$$

Birim yürüyüş direnci değerini Tablo 44 ile seçelim

$$w_{bir} = 6 \text{ N/kN}$$

Araba yürüyüş hızı örnek 2 den

$$v_{Ar} = 16 \text{ m/dak}$$

$t_B$  değerini Tablo 42 ile araba yürüyüş hızı 16 m/dak için seçelim

$$t_B = 3 \text{ s}$$

Hareketin normal hıza erişme zamanı

$$\eta_{top} = 0,875$$

Toplam randıman  $\eta_{top} = \eta_{Red} \cdot \eta_{Ban} \cdot \eta_{Tek}$

Konstrüksiyonu tekliften bandajdan tahrikli,  
iki kademeli redüktör olarak alalım.

Redüktörün toplam randımanı

$$\eta_{Red} = 0,94$$

Bandaj dişli kademesi randımanı Tablo 5 ile

$$\eta_{Ban} = 0,99$$

Tekerlek konstrüksiyonu randımanı  $\eta_{Tek} = 0,995^4 \cdot 0,98^2$

$$\eta_{Tek} = 0,94$$

Konstrüksiyon varyantı Şekil 172, Varyant I.

Mekanik birbirine bağlı iki tekerlekten birinin tahriği.

**Motorun seçimi:** Ağırlık kuvveti:

$$F_{Top} = F_{Cer} + F_Y = 7,8 + 32$$

$$F_{Top} = 39,8 \text{ kN}$$

Araba yürüyüş motorunun atalet (eylemsizlik) gücü F 117 ile:

$$P_{AtY} = \frac{F_w \cdot v_{Ar}}{\eta_{Top}} = \frac{0,239 \cdot 16}{60 \cdot 0,875} = 0,073$$

$$P_{AtY} = 0,073 \text{ kW}$$

Yürüyüş direnci F 118 ile:

$$F_w = w_{bir} \cdot F_{Top} = 6 \cdot 39,8 = 239$$

$$F_w = 0,239 \text{ kN}$$

Araba yürüyüş motorunun ivme gücü F 121 ile:

$$P_{İvY} = \frac{F_{Top} \cdot v_{Ar}^2}{t_B \cdot \eta_{Top}} \cdot 1,2 = \frac{39,8 \cdot 0,267^2}{3 \cdot 0,885} \cdot 1,2 = 0,132$$

$$P_{İvY} = 0,132 \text{ kW}$$

Araba yürüyüş motorunun hareket gücü F 116 ile:

Atölye vinci olduğundan rüzgarın etkisi yoktur.

$$P_H = P_{AtY} + P_{İvY} = 0,073 + 0,132 = 1,352$$

$$P_H = 0,205 \text{ kW}$$

Motorun etiket gücü için maksimum değeri alalım F 130 ile:

$$P_M \approx \frac{P_H}{1,4} = \frac{0,205}{1,4} = 0,146$$

$$P_M \geq 0,146 \text{ kW}$$

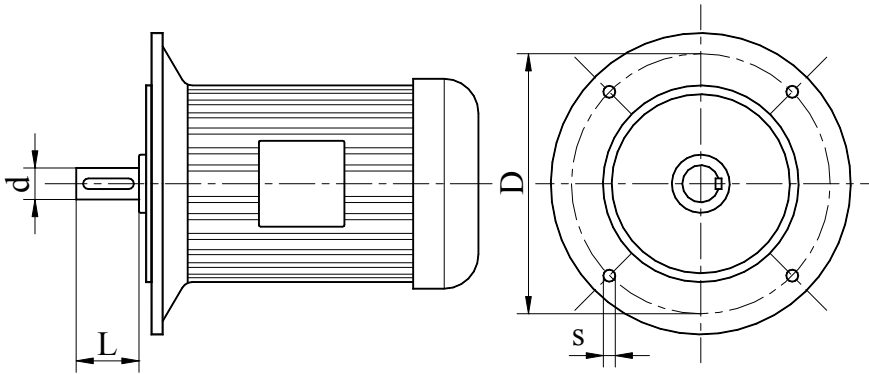
Bu hesaplanan motorun etiket güç değeridir. Siparişte aşağıda verilen doneler motoru tam seçilebilmek için motor fabrikasına veya motor satıcısına verilmelidir.

Varyant A: Piyasada bulunan bir sonraki motor. Motor kataloğundan  $P_M = 0,18 \text{ kW}$

|                               |  |
|-------------------------------|--|
| Motor:                        | 6-Kutuplu, kısa devre-asenkron flanşlı motor |
| Motorun çalışma oranı ve yeri | %25 ÇO, vinçte köprü yürütme motoru          |
| Motor devir sayısı:           | $n_{Mo} \approx 920 \text{ dak}^{-1}$        |
| Motorun etiket gücü:          | $P_{Mo} = 0,18 \text{ kW}$                   |
| Motorun başlangıç momenti:    | $M_{Ba} \approx 1,4 \cdot M_{Mo}$            |
| Motorun devrilme momenti:     | $M_{De} \approx 2 \cdot M_{Mo}$              |

Varyant B: Piyasada bulunan bir sonraki motor. Motor kataloğundan  $P_M = 0,25 \text{ kW}$

|                               |  |
|-------------------------------|--|
| Motor:                        | 4-Kutuplu, kısa devre-asenkron flanşlı motor |
| Motorun çalışma oranı ve yeri | %25 ÇO, vinçte köprü yürütme motoru          |
| Motor devir sayısı:           | $n_{Mo} \approx 920 \text{ dak}^{-1}$        |
| Motorun etiket gücü:          | $P_{Mo} = 0,25 \text{ kW}$                   |
| Motorun başlangıç momenti:    | $M_{Ba} \approx 1,4 \cdot M_{Mo}$            |
| Motorun devrilme momenti:     | $M_{De} \approx 2 \cdot M_{Mo}$              |



Resimdeki ölçüler motor firmasının kataloğundan alınacaktır.

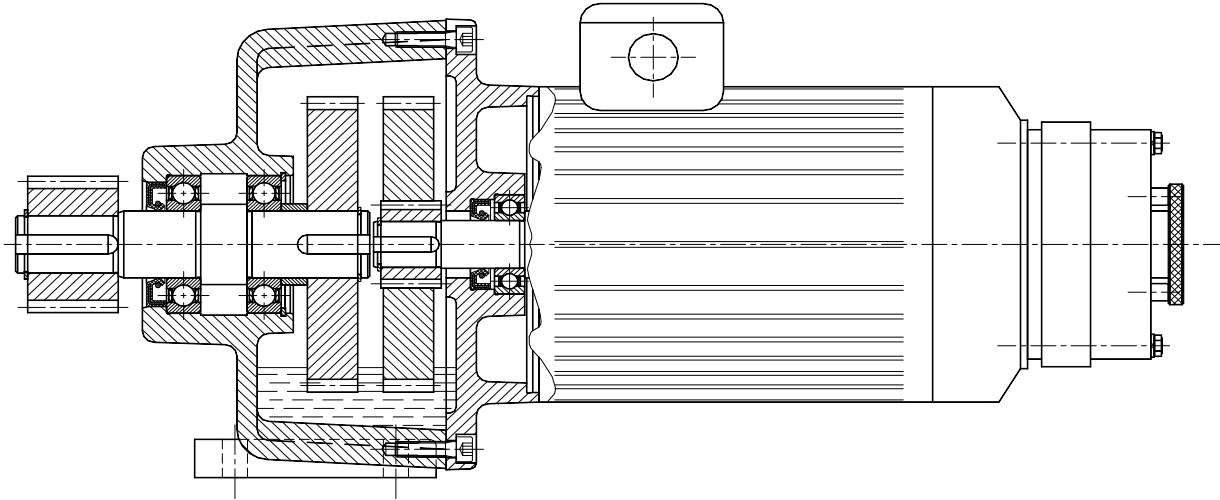
Şekil 178, 0,18 veya 0,25 kW lık kısa devre flanşlı motor

### 2.3 Yürüyüş redüktörleri

Kaldırma redüktörlerindedeki yazdığımız gibi buradada yürüyüş redüktörlerini detaylı anlatmayacağız. Bir kaç konstrüksiyon önerisinde bulunup dişli ve redüktörler için **Dişli Çarklar dosyalarını ve FMEA ile Konstrüksiyon Sistematiği, dosyalarını** detaylı hesaplar için öneririm. Hesaplar ve konstrüksiyon bu dosyalarda önerilen yolla yapılır.

Yürüyüş redüktörü seçimi için şu bilgilerin bilinmesi gereklidir:

- Redüktörün çıkış momenti
- Redüktörün çıkış devir sayısı
- Redüktörün giriş devir sayısı
- Redüktörün çevirim oranı
- Redüktörün toplam randımanı.



Şekil 179, Yürüyüş redüktörü, frenli motor ile

Varyant A: Bandajdan takrikli (Şekil 179) yürüyüş redüktöründe konstrüksiyon daha ekonomik ve seri imalata daha uygun olması için iki kademedeki pinyon ve çarkın diş sayıları ile modül aynı kabul edilir. İkinci kademede pinyon mile çekilmiştir.

Redüktörün tekerlekle beraber çevirim oranı:

$$u_{Re\ Te} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_{Te}}{z_{Pi}} \quad F\ 131$$

Yürüyüş hızı:

$$v_{Yü} = \frac{n_{Mo}}{u_{Re\ Te}} \cdot \pi \cdot d_{Te} \quad F\ 132$$

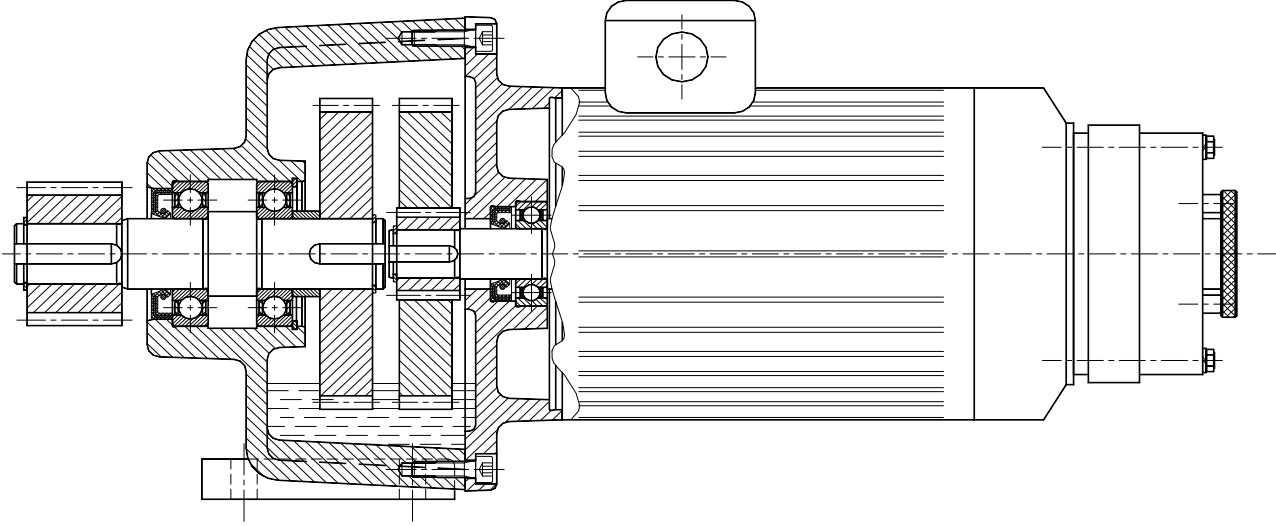
|            |       |  |
|------------|-------|--|
| $z_{1..4}$ | 1     | Redüktördeki diş sayıları                      |
| $z_{Pi}$   | 1     | Redüktörün çıkış milindeki pinyonun diş sayısı |
| $z_{Te}$   | 1     | Tekerlek bandajındaki diş sayısı               |
| $n_{Mo}$   | d/dak | Yürüyüş motorunun devir sayısı                 |
| $d_{Te}$   | m     | Yürüyüş tekerleğinin çapı                      |

### 2.3.1 Yürüyüş redüktörü hesaplama örnekleri

#### 2.3.1.1 Yürüyüş redüktörü seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci

##### 2.3.1.1.1 Varyant A: Köprü yürüyüş redüktörü seçimi

Konstrüksiyon varyantı, Şekil 174, Varyant III. Mekanik birbirine bağlı olmayan dört tekerlekten ikisinin tahriği. Bandajdan tahrikli köprü yürüyüş redüktörü için Şekil 180 ile konstrüksiyonu görülen bandajdan tahrikli frenli ve motorlu redüktörü seçelim.



Şekil 180, Bandajdan tahrikli yürüyüş redüktörü, frenli motorlu

Motor seçiminde motor devir sayısı = redüktörün giriş devir sayısı  $n_{Gi} = 1420 \text{ dak}^{-1}$   
Redüktörün çıkış devir sayısı için önce bandajından tahrikli tekerleğin konstrüksiyon değerlerine bakalım.

Tekerlek çapı (bkz Köprü yürüyüş tekerleği)  $d_{Te} = 400 \text{ mm}$

Tekerlekteki diş sayısı (bkz Köprü yürüyüş tekerleği)  $z_{Te} = 106$

Tekerlekteki diş modülü (bkz Köprü yürüyüş tekerleği)  $m_{Te} = 4 \text{ mm}$

Tekerlek pinyonu diş sayısı  $z_{Pi} = 19$

Tekerlek diş sayısı oranı  $u_{Te} = z_{Te} / z_{Pi} = 5,57894$   $u_{Te} = 5,579$

F 131 ile redüktörün çıkış devir sayısı bulunur:

$$u_{Re} = \frac{n_{Mo} \cdot \pi \cdot d_{Te}}{v_{Yü} \cdot u_{Te}} = \frac{1420 \cdot \pi \cdot 0,4}{25 \cdot 5,579} = 12,794 \quad u_{Re} = 12,794$$

İki kademedeki pinyon ve çarkın diş sayıları ile modülü aynı kabul edersek;

$$u_{Re1} = u_{Re2} = \sqrt{u_{Re}} = \sqrt{12,794} = 3,577 \quad u_{Re1} = u_{Re1} = 3,577$$

Pinyon diş sayısını seçelim  $z_1 = 17$  ve modül  $m = 3 \text{ mm}$  alalım.

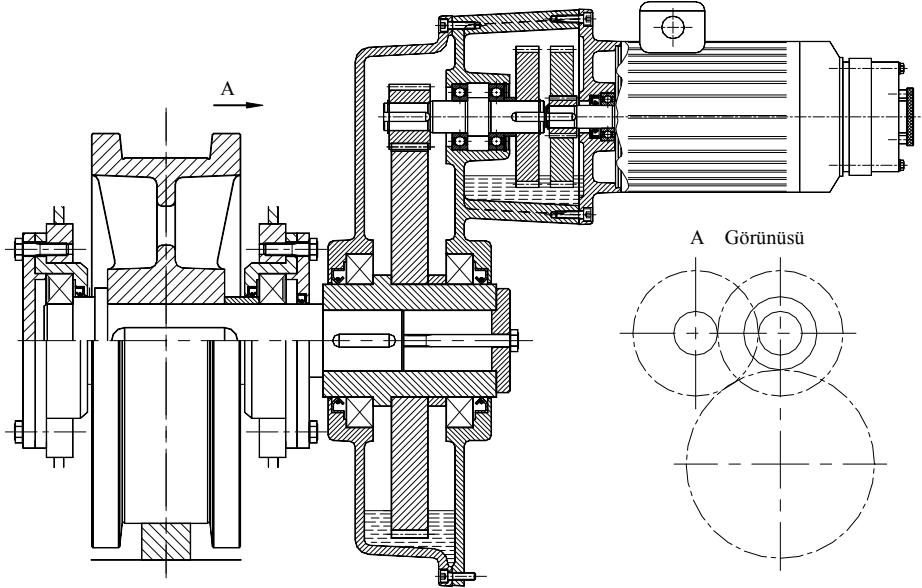
Buradan çarkın diş sayısını buluruz;  $z_1 = z_1 \cdot u_{Re1} = 17 \cdot 3,577 = 60,806$  buradanda

$z_2 = 61$  seçilir. Yürüş hızı kontrolü için  $u_{Re} = 61/17 = 3,588$

$$\text{Kaldırma hızı} \quad v_{Ka} = \frac{n_{Mo} \cdot \pi \cdot d_{Te}}{u_{Re} \cdot u_{Te}} = \frac{1420 \cdot \pi \cdot 0,4}{3,588^2 \cdot 5,579} = 24,842 \quad v_{Kö} \approx 25 \text{ m/dak}$$

### 2.3.1.1.2 Varyant B: Köprü yürüyüş redüktörü seçimi

Göbekten tahrikli köprü yürüyüş redüktörü için Şekil 181 ile konstrüksiyonu görülen frenli, motorlu redüktörü seçelim.



Şekil 181, Göbekten tahrikli yürüyüş redüktörü, frenli motorlu

Dış sayıları, modül ve diğer bütün değerler Varyant A ile aynıdır. Yalnız üçüncü kademe tekerlek bandajından alınıp redüktörün içine konulmuştur. Böylece tahrik tekerleğin göbeğinden yapılır. Resimde görülmiyen konstrüksiyon, torsiyon momentini karşılayan destek konstrüksiyonudur. Bu unutulmamalıdır.

### 2.3.1.1.3 Araba yürüyüş redüktörü seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m"

Konstrüksiyon varyantı Şekil 172, Varyant I. Mekanik birbirine bağlı iki tekerlekten birinin bandajından tahrikli.

Motor seçiminde motor devir sayısı = redüktörün giriş devir sayısı  $n_{Gi} = 1420 \text{ dak}^{-1}$

Redüktörün çıkış devir sayısı için önce bandajdan tahrikli tekerleğin konstrüksiyon değerlerine bakalım.

|  |                           |
|--|---------------------------|
| Tekerlek çapı (bkz Araba yürüyüş tekerleği)                  | $d_{Te} = 250 \text{ mm}$ |
| Tekerlekteki diş sayısı (bkz Araba yürüyüş tekerleği)        | $z_{Te} = 88$             |
| Tekerlekteki diş modülü (bkz Araba yürüyüş tekerleği)        | $m_{Te} = 3 \text{ mm}$   |
| Tekerlek pinyonu diş sayısı                                  | $z_{Pi} = 19$             |
| Tekerlek diş sayısı oranı $u_{Te} = z_{Te} / z_{Pi} = 4,632$ | $u_{Te} = 4,632$          |

F 131 ile redüktörün çıkış devir sayısı bulunur:

$$u_{Re} = \frac{n_{Mo} \cdot \pi \cdot d_{Te}}{v_{Yü} \cdot u_{Te}} = \frac{1420 \cdot \pi \cdot 0,25}{15 \cdot 4,632} = 16,053 \quad u_{Re} = 16,053$$

İki kademede pinyon ve çarkın diş sayıları ile modülü aynı kabul edersek;

$$u_{Re1} = u_{Re2} = \sqrt{u_{Re}} = \sqrt{16,053} = 4,007 \quad u_{Re1} = u_{Re1} = 4,007$$

Pinyon diş sayısını seçelim  $z_1 = 19$  ve modül  $m = 3 \text{ mm}$  alalım.

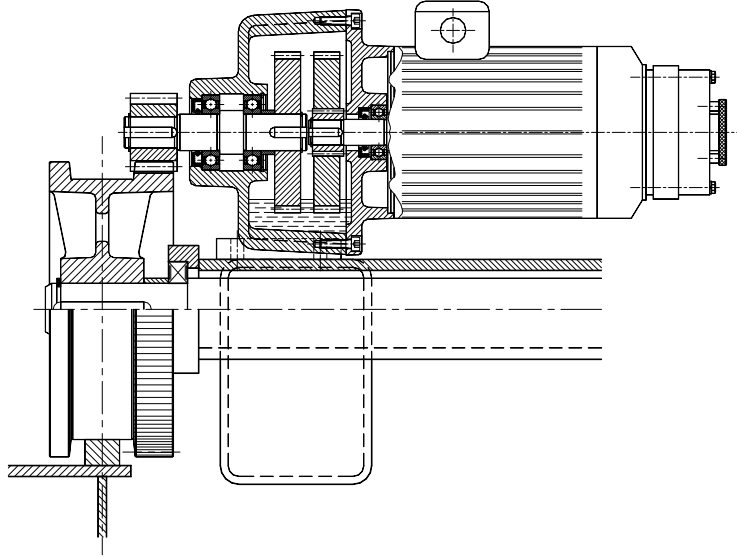
Buradan çarkın diş sayısını buluruz;  $z_2 = z_1 \cdot u_{Re1} = 19 \cdot 4,007 = 76,126$  buradanda

$z_2 = 77$  seçilir. Yürüş hızı kontrolü için  $u_{Re} = 77/19 = 4,053$

Araba hızı

$$v_{Ar} = \frac{n_{Mo} \cdot \pi \cdot d_{Te}}{2 \cdot u_{Re1} \cdot u_{Te}} = \frac{1420 \cdot \pi \cdot 0,25}{4,053^2 \cdot 4,632} = 14,661 \quad v_{Kö} \approx 15 \text{ m/dak}$$

Bandajdan tahrikli araba yürüyüş redüktörü için Şekil 182 ile konstrüksiyonu görülen frenli, motorlu redüktörü seçelim.



Şekil 182, Bandajdan tahrikli yürüyüş redüktörü, frenli motorlu

### 2.3.1.2 Araba yürüyüş redüktörü seçimi, "Örnek 2, 32kN-2/1 Halatlı ceraskal

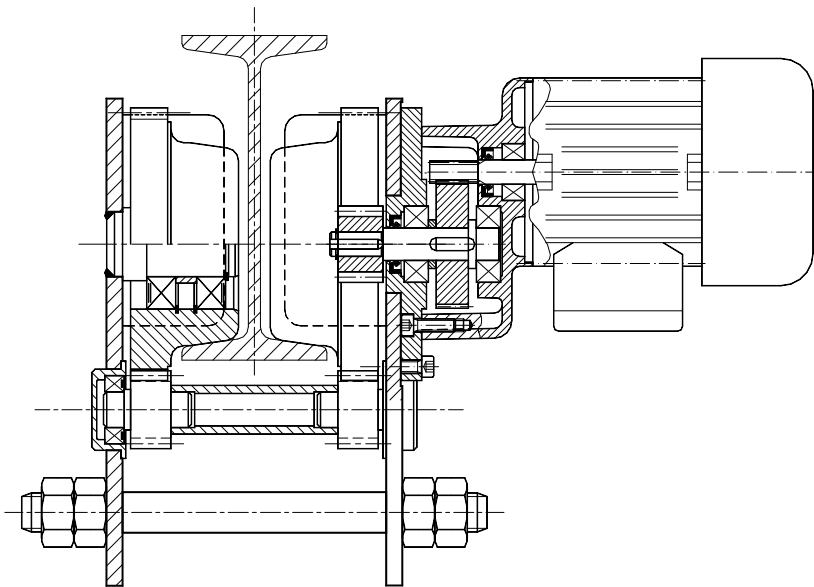
Konstrüksiyon varyantı Şekil 172, Varyant I. Mekanik birbirine bağlı iki tekerlekten birinin bandajından tahrikli.

Motor seçiminde motor devir sayısı = redüktörün giriş devir sayısı  $n_{Gi} = 1420 \text{ dak}^{-1}$

Redüktörün çıkış devir sayısı için önce bandajdan tahrikli tekerleğin konstrüksiyon değerlerine bakalım.

|                             |                                    |                           |
|-----------------------------|------------------------------------|---------------------------|
| Tekerlek çapı               | bkz paragraf 2.1.7.1.1             | $d_{Te} = 125 \text{ mm}$ |
| Tekerlekteki diş sayısı     | bkz Tablo 38                       | $Z_{Te} = 54$             |
| Tekerlekteki diş modülü     | bkz Tablo 38                       | $m_{Te} = 3 \text{ mm}$   |
| Tekerlek pinyonu diş sayısı |                                    | $Z_{Pi} = 19$             |
| Tekerlek diş sayısı oranı   | $u_{Te} = Z_{Te} / Z_{Pi} = 4,632$ | $u_{Te} = 4,632$          |

F 132 ile redüktörün çıkış devir sayısı bulunur:



Şekil 183, Monoray araba yürüyüş redüktörü, motorlu

### 3 Frenler

Çok yönlü isteklere cevap verebilmek için vinçlerde, daha doğrusu kaldırma ve taşınma araçlarında temel fonksiyonlarına göre üç grup fren geliştirilmiştir.

1. **Tutma ve durdurma frenleri:** Bunlar yükü kaldırıp indirirken istenilen yükseklikte tutmak için kullanılır. Bu fonksiyonu yaparken potansiyel enerjiyi yüklenirler.
2. **Yürüyüş frenleri:** Bunlar yatay hareketleri durdurmak için kullanılır. Bu fonksiyonu yaparken kinetik enerjiyi yüklenirler.
3. **İndirme frenleri:** Bunlar yalnız dikey hareketlerde iniş hızını ayarlamakta kullanılırlar. Bu fonksiyonu yaparken potansiyel enerjiyi yüklenirler.

Fren için gerekli kuvvetler; Ağırlıklarla, Yaylarla, El ve ayak kuvvetiyle veya hidrolik, pnömatik kuvvetlerdir. Frenin fonksiyonunda bu kuvvetler makinanın durdurulmasında etkili olurlar. Makinanın çalışması için bu kuvvetlerin frenin me-kanik parçalarından kaldırılması gerekir. Bu kuvvetlerde el, ayak, yay, manyetik, hidrolik ve pnömatik kuvvetlerle kaldırılır.

Frenlerin çalışma prensibi **kaygan sürtünme** dir. Burada oluşan sürtünme işi tamamına yakın ısıya çevrilir. Konstrüksiyonda dikkat edilecek husus; en küçük fren momentiyle fonksiyonu yapmak için, frenin mümkün olduğu kadar yüksek devirli mile konulmasıdır. Buda motor milidir ve genelde bağlayan kavrama fren kasnağı olarak kullanılır. Fren kasnağı redüktör miline bağlı kavrama parçası olarak alınır. Çünkü; kavrama bağlantısı fonksiyonunu yapamassa, kopar veya kırılırsa, yük garantili frenlenir.

#### 3.1 Fren çeşitleri

Vinçlerde çeşitli fonksiyolu frenler kullanılır, fakat çalışma prensipleri hep aynıdır. Ana fonksiyonları kullanıldıkları yerlerde karşı moment oluşturmaktır. Fren çeşitlerini kullanılma çoğunluğuna göre şu sıraya koyabiliriz.

1. Kasnaklı (*kaldırma tahriğinde*),
2. Diskli (*bütün tahriklerde*),
3. Balatalı (*yürüyüş ve döndürme tahriğinde*),
4. Bantlı,
5. Savurmalı
6. Lamelli, v.s. ....

Bu frenlerin konstrüksiyonu yapılırken ilk önce moment hesapları yapılır.

#### 3.2 Frende moment hesabı

##### 3.2.1 Kaba hesaplama

Fren momenti ve taşıyıcı mili basitçe hesaplanabilir.

$$M_{Fr} \geq M_t \cdot S_{Fr}$$

F 133

|          |    |                                  |
|----------|----|----------------------------------|
| $M_{Fr}$ | Nm | Fren momenti                     |
| $M_t$    | Nm | Fren milindeki hesaplanan moment |
| $S_{Fr}$ | 1  | Fren emniyet katsayısı           |

Konstrüksiyon için hiçbir şart yoksa fren emniyet katsayısı aşağıdaki **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** ile belirlenir.

Tablo 46, Fren emniyet katsayısı " $S_{Fr}$ " (Lit 7)

| Tanımı   | $S_{Fr}$    |
|--|-------------|
| El ile tahrikli kaldırma sistemi freni                       | 1,3 ... 1,5 |
| Motorla tahrikli kaldırma sistemi freni                      | 2 ... 3     |
| Kepçeli, manyetli veya ağır taşıma aparatlı kaldırma sistemi | 3 ... 4     |
| Yürüyüş veya döndürme sistemleri                             | 1,5         |

### 3.2.2 Detaylı hesaplama

Vinçlerdeki frenlerin detaylı hesaplanma yolu DIN 15434 (Stan 18) ile saptanmıştır. Bu hesaplama yolu aşağıda verilmiştir. Aşağıda verilen ve DIN 15434 e göre yapılan hesaplarda emniyet katsayısı kullanılmaz. Hesap sonucu kati büyüklük olarak kabul edilir. Detaylı hesaplamaları sırasıyla yapalım.

### 3.2.3 Kaldırma tahriğinde fren momenti " $M_{Fr}$ "

$$M_{Fr} = M_{Yü} + M_{VI} + M_{VII} \quad F 134$$

|           |    |  |
|-----------|----|--|
| $M_{Yü}$  | Nm | Yükten oluşan statik moment                  |
| $M_{VI}$  | Nm | Düz hareket eden kütlelerin frenleme momenti |
| $M_{VII}$ | Nm | Dönen kütlelerin frenleme momenti            |

#### a) Yükten oluşan statik moment " $M_{Yü}$ "

$$M_{Yü} = \frac{F_{HaTa} \cdot R_{Ta} \cdot \eta_{Top}}{i_{Top}} \quad F 135$$

|              |   |  |
|--------------|---|--|
| $F_{HaTa}$   | N | Tamburdan çıkan halatların toplam kuvveti                |
| $R_{Ta}$     | m | Tambur yarı çapı   |
| $\eta_{Top}$ | 1 | Tamburdan fren miline kadar toplam randıman              |
| $i_{Top}$    | 1 | Tamburdan fren miline kadar çevirim oranı, daima $i < 0$ |

#### b) Düz hareket eden kütlelerin frenleme momenti $M_{VI}$

$$M_{VI} = \frac{F_{HaTa}}{g} \cdot \frac{\Delta v_{Ha}}{t_{Fr}} \cdot \frac{R_{Ta} \cdot \eta_{Top}}{i_{Top}} \quad F 136$$

$$M_{VI} = \frac{F_{HaTa}}{g} \cdot \frac{\Delta n_{Ta}}{t_{Fr}} \cdot \frac{2 \cdot R_{Ta}^2 \cdot \eta_{Top}}{i_{Top}} \quad F 137$$

$$t_{Fr} = \frac{2 \cdot u}{n_{Ta}} \quad F 138$$

|                 |         |  |
|-----------------|---------|--|
| $F_{HaTa}$      | N       | Tamburdan çıkan halatların toplam kuvveti                |
| $g$             | $m/s^2$ | Yer çekimi ivnesi  |
| $\Delta v_{Ha}$ | m/s     | Halatın frenin başlaması ve bitimi arasındaki hız farkı  |
| $\Delta n_{Ta}$ | 1/s     | Tambur ile fren mili devir sayısı farkı                  |
| $t_{Fr}$        | s       | Frenleme zamanı, genelde 5 ile 8 saniye arasında olur.   |
| $R_{Ta}$        | m       | Tambur çapı  |
| $\eta_{Top}$    | 1       | Tamburdan fren miline kadar toplam randıman              |
| $i_{Top}$       | 1       | Tamburdan fren miline kadar çevirim oranı, daima $i < 0$ |
| $u$             | 1/s     | Durmaya kadar devir sayısı. Genelde 5 ile 8 arası        |
| $n_{Ta}$        | 1/s     | Tamburun devir sayısı                                    |

c) Dönen kütlelerin frenleme momenti  $M_{VII}$ 

$$M_{VII} = \Theta_{e\dot{s}} \cdot \beta$$

F 139

## Kütle atalet momenti

$$\Theta_{e\dot{s}} = \sum \left[ \Theta_i \cdot \left( \frac{n_i}{n_{Fr}} \right)^2 \cdot \eta_i \right]$$

F 140

$$\Theta_{e\dot{s}} = \sum \left[ \frac{\Theta_i}{i_i^2} \cdot \eta_i \right]$$

F 141

$$\Theta_{e\dot{s}} = \frac{GD_{e\dot{s}}^2}{4 \cdot g}$$

F 142

$$GD_{e\dot{s}}^2 = \sum \left[ GD_i^2 \cdot \left( \frac{n_i}{n_{Fr}} \right)^2 \cdot \eta_i \right]$$

F 143

## Açısal yavaşlatma ivmesi

$$\beta = \frac{\Delta\omega}{t_{Fr}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Delta n_{Fr}}{t_{Fr}}$$

F 144

|                     |         |  |
|---------------------|---------|--|
| $\Theta_{E\dot{s}}$ | $Ns^2$  | Fren miline indirgenmiş toplam kütle atalet momenti    |
| $\beta$             | $m/s^2$ | Açısal yavaşlatma ivmesi                               |
| $\Theta_i$          | $Ns^2$  | Döner herhangi bir parçanın kütle atalet momenti       |
| $n_i$               | 1/s     | Döner herhangi bir parçanın dönüş devir sayısı         |
| $n_{Fr}$            | 1/ws    | Fren milinin dönüş devir sayısı                        |
| $\eta_i$            | 1       | Döner herhangi bir parçanın randıman kaybı             |
| $GD_i^2$            | Nm      | Döner herhangi bir parçanın savurma momenti            |
| $i_i$               | 1       | Dönüş devir sayılarının oranı                          |
| $\Delta\omega$      | $Ns^2$  | Açsal hız  |
| $\Delta n_{Fr}$     | 1/s     | Fren miliyle dönüş farkı                               |
| $t_{Fr}$            | s       | Frenleme zamanı, genelde 5 ile 8 saniye arasında olur. |

3.2.4 Yürüyüş tahriğinde fren momenti " $M_{Fr}$ "

$$M_{Fr} = M_{VI} + M_{VII} + M_{Rü} - M_{YD}$$

F 145

|           |    |  |
|-----------|----|--|
| $M_{VI}$  | Nm | Düz hareket eden kütlelerin frenleme momenti |
| $M_{VII}$ | Nm | Döner kütlelerin frenleme momenti            |
| $M_{Rü}$  | Nm | Rüzgardan oluşan karşıkoyma momenti          |
| $M_{YD}$  | Nm | Fren miline indirgenmiş yürüyüş direnci      |

**a) Düz hareket eden kütlelerin frenleme momenti " $M_{VI}$ "**

$$M_{VI} = \frac{G_{Top} \cdot \Delta v}{g \cdot t_{Fr}} \cdot \frac{R_{Te} \cdot \eta_{Top}}{i_{Top}} \quad F 146$$

$$t_{Fr} = \frac{\Delta v}{b_{Fr}} \quad F 147$$

**b) Rüzgardan oluşan statik moment " $M_{Rü}$ "**

Kapalı hollerde rüzgar olmadığından  $M_{Rü} = 0$  olur.

$$M_{Rü} = F_{Rü} \cdot \frac{R_{Te} \cdot \eta_{Top}}{i_{Top}} \quad F 148$$

**c) Fren miline indirgenmiş yürüyüş direnci momenti " $M_{YD}$ "**

$$M_{YD} = F_{YDTop} \cdot \frac{R_{Te} \cdot \eta_{Top}}{i_{Top}} \quad F 149$$

|              |         |  |
|--------------|---------|--|
| $G_{Top}$    | N       | Toplam ağırlık kuvveti, yük dahil                      |
| $g$          | $m/s^2$ | Yer çekimi ivmesi                                      |
| $\Delta v$   | $m/s$   | Frenin başlayıp bitişi arası yürüyüş hızı farkı        |
| $t_{Fr}$     | s       | Frenleme zamanı, genelde 5 ile 8 saniye arasında olur. |
| $b_{Fr}$     | $m/s^2$ | Frenleme ivmesi, genelde 0,5 ile 0,9 $m/s^2$ olur.     |
| $R_{Te}$     | m       | Tekerlek yarı çapı                                     |
| $\eta_{Top}$ | 1       | Toplam randıman  |
| $i_{Top}$    | 1       | Fren miline kadar çevirim oranı, daima $i < 0$         |
| $F_{Rü}$     | N       | Toplam rüzgar kuvveti.                                 |
| $R_{Te}$     | m       | Tekerlek yarı çapı                                     |
| $F_{YDTop}$  | N       | Toplam yürüyüş direnci kuvveti                         |

**3.2.5 Döndürme tahriğinde fren momenti " $M_{Fr}$ "**

$$M_{Fr} = M_{VII} + M_{Rü} - M_{DD} \quad F 150$$

|           |    |   |
|-----------|----|---|
| $M_{VII}$ | Nm | Dönen kütlelerin frenleme momenti             |
| $M_{Rü}$  | Nm | Rüzgardan oluşan statik moment                |
| $M_{DD}$  | Nm | Fren miline indirgenmiş dönme direnci momenti |

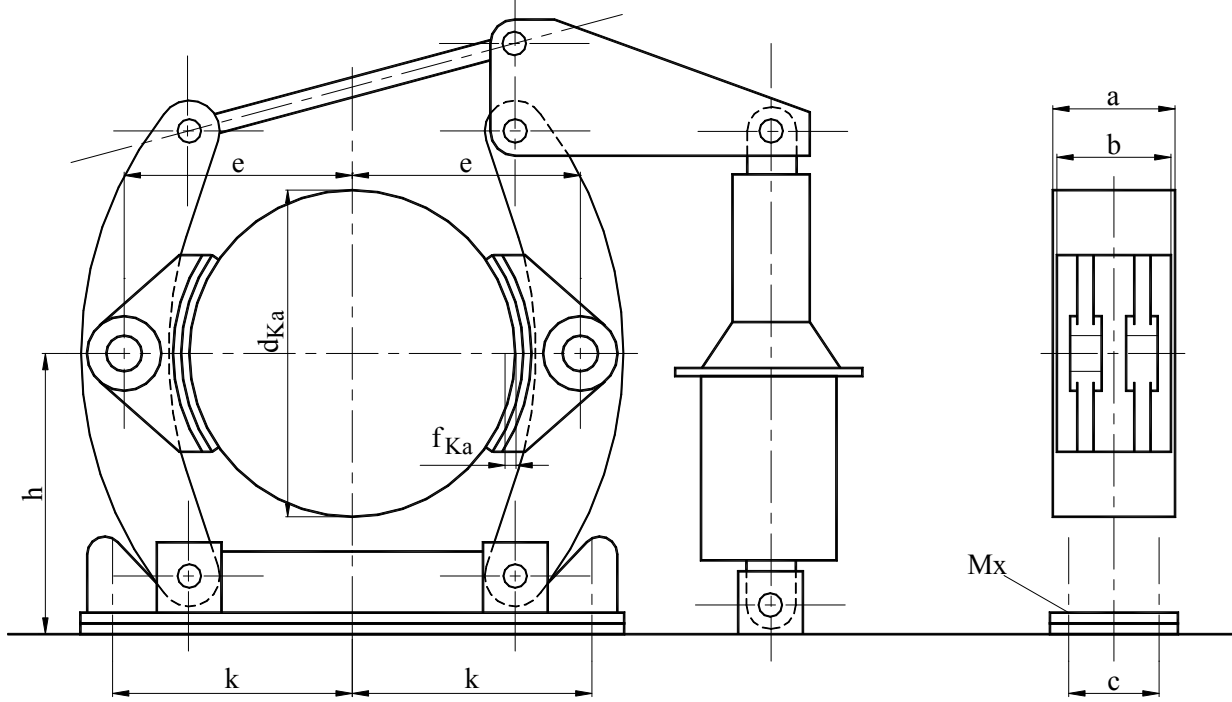
**a) Rüzgardan oluşan statik moment**

$$M_{Rü} = F_{Rü} \cdot R_{FRü} \cdot \eta_{Top} / i_{Top} \quad F 151$$

|           |   |   |
|-----------|---|---|
| $F_{Rü}$  | N | Toplam rüzgar kuvveti                   |
| $R_{FRü}$ | m | Dönme eksenini ile rüzgar etki mesafesi |

### 3.3 Kasnaklı frenler

Kasnaklı frenler tek veya çift pabuçlu olarak ikiye ayrılırlar. Kasnaklı frenler ısıyı çabuk dağıtıp, çabuk soğuma özelliklerinden ötürü vinçlerde çok kullanılırlar. Genelde fren milinde eğilme zorlamasını yok etmek için çift pabuç kasnaklı frenler kullanılır. Tek veya çift pabuçlu frenler hesap ve prensip bakımında aynıdır. Fren momenti kasnağa baskı yapan pabuçlarla oluşturulur. Dikkat edilecek diğer özellik kaldıraç kolunun oynak yatağının kasnak teğetinde olmasıdır. Çift pabuçlu kasnak frenler *Stan 19* ile genel ölçüleri standartlaştırılmıştır.



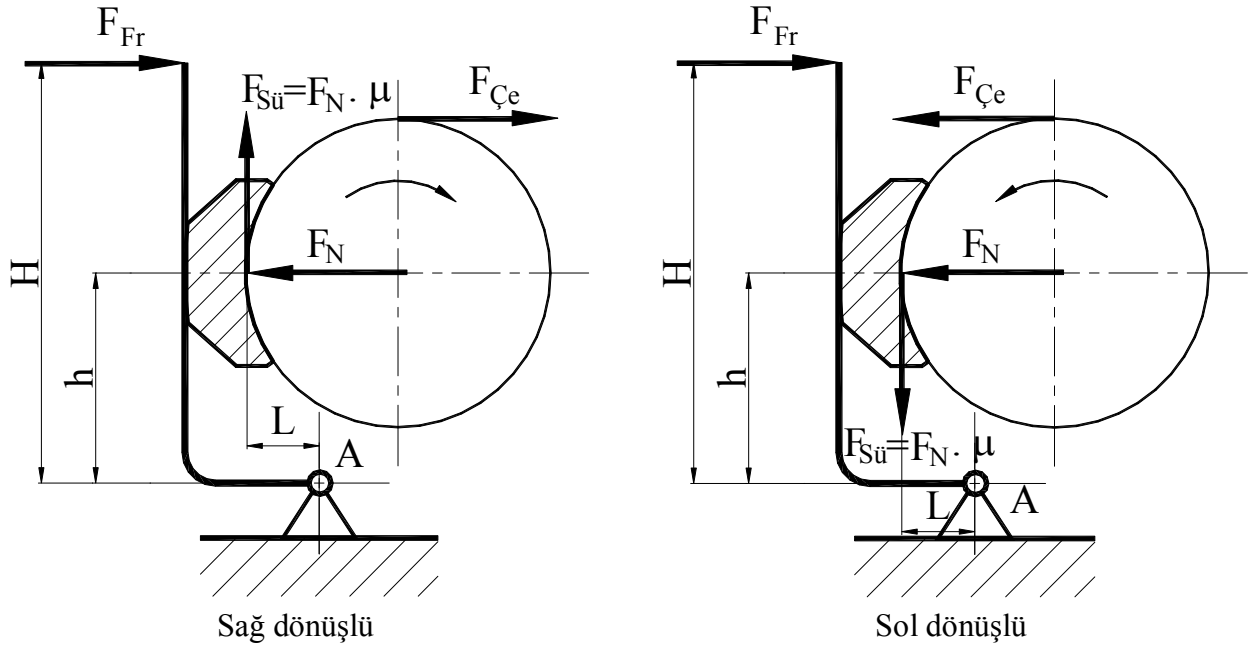
Şekil 184, Çift pabuçlu kasnak fren

Tablo 47, Çift pabuçlu kasnak fren, Şekil 184 (*Stan 19*)

| dFr | a   | b   | Mx  | e   | h   | c   | fKa  |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| 200 | 75  | 70  | M12 | 140 | 160 | 55  | 1    |
| 250 | 95  | 90  | M16 | 170 | 190 | 65  | 1,25 |
| 315 | 118 | 110 | M16 | 212 | 230 | 80  | 1,25 |
| 400 | 150 | 140 | M20 | 260 | 280 | 100 | 1,6  |
| 500 | 190 | 180 | M20 | 320 | 340 | 130 | 1,6  |
| 630 | 236 | 225 | M24 | 390 | 420 | 170 | 2    |
| 710 | 265 | 255 | M24 | 440 | 470 | 190 | 2    |

#### 3.3.1 Tek pabuçlu kasnak frende kuvvet ve moment analizi

Tek pabuçlu kasnak frenler küçük fren momentleri için kullanılır. Fren momenti kaldıraç koluyla fren kasnağına bir pabuçun basmasıyla elde edilir. Hesaplarda yataklardaki sürtünmeden ötürü oluşan kayıplar dikkate alınmaz. Tek pabuçlu kasnak freninde kuvvetler analizini yapacak olursak Şekil 185 ile verilmiş krokileri ele alalım. Tek pabuçlu kasnak frenlerde konstrüksiyona ve dönüş yönüne göre fren momenti değişir.



Şekil 185, Tek pabuçlu kasnak freni

Burada A noktasına göre moment eşitliğini yazarsak:

$$\sum M_A = 0$$

Sağ dönüşte

$$F_{Fr} \cdot H - F_N \cdot h + F_{Sü} \cdot L = 0$$

$$F_{Fr} \cdot H - F_N \cdot h + F_N \cdot \mu \cdot L = 0$$

$$F_{Fr} = \frac{F_{Çe}}{H} \cdot \left( \frac{h}{\mu} - L \right)$$

Sol dönüşte

$$F_{Fr} \cdot H - F_N \cdot h - F_{Sü} \cdot L = 0$$

$$F_{Sü} = F_N \cdot \mu$$

$$F_{Fr} \cdot H - F_N \cdot h - F_N \cdot \mu \cdot L = 0$$

$$F_N = F_{Çe} / \mu$$

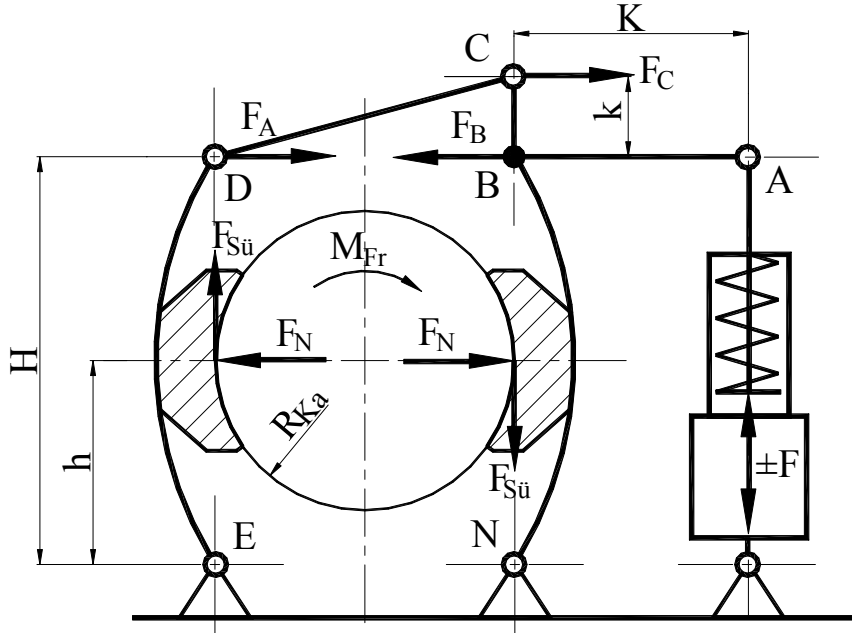
$$F_{Fr} = \frac{F_{Çe}}{H} \cdot \left( \frac{h}{\mu} + L \right)$$

|          |   |  |
|----------|---|--|
| $F_{Fr}$ | N | Fren kuvveti                           |
| H        | m | Fren kuvvetinin kuvvet kolu            |
| $F_N$    | N | Kasnakda pabuca dik kuvvet             |
| h        | m | Dayanak ile pabuca dik kuvvet mesafesi |
| $F_{Sü}$ | N | Sürtünme kuvveti                       |
| L        | m | Dayanak ile sürtünme kuvveti mesafesi  |
| $\mu$    | 1 | Sürtünme katsayısı                     |
| $F_{Çe}$ | N | Çevresel kuvvet                        |

Sağ dönüşlü frende frenleme etkisi daha büyüktür. Her iki yönde de aynı frenleme etkisini sağlamak için fabuç kaldırma kolunun dayanak noktasını kasnağın teğetine koyacak olursak  $L = 0$  olur ve böylece sağ sol dönüşlerde iki pabucunda fren etkisi aynı olur. Fakat pratikte buna pek bakılmaz.

### 3.3.2 Çift pabuçlu kasnak frende kuvvet ve moment analizi

Çift pabuçlu kasnak frende kuvvetler analizini yapacak olursak Şekil 186 deki krokiyi ele alalım. Elektro manyetik açıcı ve basıya çalışan helis yay kuvvetiyle çalışan açma ve kapama aparatıyla  $\pm F$  kuvvetini oluşturalım.



Şekil 186, Frende kuvvet analizi

Açıcı kaldıraç kolunu (ABC) ele alalım. B noktasında  $M_B = F \times K$  momenti oluşur.

Buda  $F_B = F_C = M_B / k$  kadardır. Diğer taraftan  $F_B \approx F_A$  kadardır. Pabuç kaldıraç koluna (DE) göre pabuçta oluşan normal kuvvet  $F_N = F_A \times H / h$  kadardır.

Sürtünme kuvveti balatalar ile kasnak arası sürtünme katsayısı " $\mu$ " ile bulunur.

$$F_{Sü} = F_N \cdot \mu$$

F 152

Fren çift pabuçlu olduğundan kuvvetler simetrik olur. Buradanda fren momenti;

$$M_{Fr} = 2 \cdot F_{Sü} \cdot R_{Ka} = F_{Sü} \cdot d_{Ka}$$

F 153

|          |   |                             |
|----------|---|-----------------------------|
| $F_{Sü}$ | N | Balatadaki sürtünme kuvveti |
| $R_{Ka}$ | m | Kasnak yarı çapı            |
| $d_{Ka}$ | m | Kasnak çapı                 |

F 153 Formülünde değerleri yerleştirirsek fren momenti formülümüz şu şekli alır:

$$M_{Fr} = F \cdot \mu \cdot d_{Ka} \cdot \frac{K}{k} \cdot \frac{H}{h}$$

F 154

|          |   |   |
|----------|---|---|
| F        | N | Açıcının kuvveti                        |
| $\mu$    | 1 | Pabuçla kasnak arası sürtünme katsayısı |
| $d_{Ka}$ | m | Kasnak çapı                             |
| K        | m | Açıcı kaldıraçının uzun kolu            |
| k        | m | Açıcı kaldıraçının kısa kolu            |
| H        | m | Pabuç kaldıraçının uzun kolu            |
| h        | m | Pabuç kaldıraçının kısa kolu            |

Pabuçla kasnak arası sürtünme katsayısı Tablo 48 ile kaba olarak bulunur. Daha detaylı ve sihatli değer için ya literatüre bakınız veya deney yaparak değeri bulunuz.

Tablo 48, Sürtünme katsayısı ve emniyetli yüzey basıncı mukavemet değeri

| Kasnak GG 20/<br>Pabuç | Sürtünme katsayısı |               | p <sub>EM</sub><br>MPa |
|------------------------|--------------------|---------------|------------------------|
|                        | kuru               | hafif yağlı   |                        |
| Kır veya Demir döküm   | 0,15 ... 0,20      | 0,10 ... 0,15 | 1,0                    |
| Ağaç                   | 0,30 ... 0,40      | 0,15 ... 0,25 | 0,2 ... 0,3            |
| Sinter metal           | 0,30 ... 0,40      | 0,15 ... 0,25 | 0,2 ... 0,3            |
| Cu-Alışımı             | 0,07 ... 0,10      | –             | 0,4 ... 0,7            |
| Al-Alışımı             | 0,07 ... 0,10      | 0,05 ... 0,07 | 0,2 ... 0,3            |

### 3.3.3 Kasnaklı frenlerde yüzey basıncı kontrolü

Pabuçtaki balatanın yüzey basıncını kontrol etmek gereklidir. Yüzey basıncı kontrolü şu formülle yapılır; Hesaplanan yüzey basıncı balata malzemesinin emniyetli yüzey basıncı değerinden küçük olmalıdır.

$$p_{he} = \frac{F_N}{L_B \cdot b_B} \leq p_{EM}$$

F 155

|                 |     |   |
|-----------------|-----|---|
| F <sub>N</sub>  | N   | Balataya gelen normal kuvvet                                |
| L <sub>B</sub>  | mm  | Balata boyu. L <sub>B</sub> = 70° ≈ 0,195 · d <sub>Ka</sub> |
| b <sub>B</sub>  | mm  | Balata eni. b <sub>B</sub> ≈ 0,35 · d <sub>Ka</sub>         |
| p <sub>EM</sub> | MPa | Balata malzemesinin emniyetli yüzey basıncı                 |

Balata malzemesinin emniyetli yüzey basıncı değeri Tablo 48 ile bulunur. Balata boyu ve eni önerilen standart değerler alınırsa üretim ve hesaplamalarda bir çok avantaj sağlanır.

### 3.3.4 Kasnaklı frenlerde ısı analizi

Kasnaklı frenlerde fren enerjisi ısıya dönüştüğünden, ısı kontrolünün yapılması gereklidir. Isı kontrolü ya kabaca veya detaylı yapılır. Bu seçim şartnamelere göre konstrüktör tarafından yapılır. Eğer şartname veya şartlar bir FMEA analizi istiyorsa; bu ISO 9000 ve 9001 e dahil olan bir durumdur ve detaylı kontrol şarttır.

#### 3.3.4.1 Frende ısı analizi, kaba

Genelde frende ısı analizi kaba olarak standart ölçülere göre yapılmış tutma ve durdurma frenlerinde yapılır. Frenin "p.v.μ" değeri bulunur ve emniyetli "p.v.μ" değeriyle karşılaştırılır (Tablo 49).

Standart ölçülere göre yapılmış fren şu ölçülere sahip olan frenlerdir:

$$\text{Balata boyu: } L_B = 70^\circ \approx 0,2 \cdot d_{Ka}$$

$$\text{Balata eni: } b_B \approx 0,35 \cdot d_{Ka} \cdot \text{Kasnak eni } 5 \dots 10 \text{ mm daha büyük}$$

Frenin diğer ölçüleri istenildiği gibi seçilir.

Tablo 49, Emniyetli "p.v.μ" ve diğer değerler (Stan 18)

| d <sub>Ka</sub>       | mm                      | 200  | 250  | 315  | 400 | 500 | 630  | 710  |
|-----------------------|-------------------------|------|------|------|-----|-----|------|------|
| (p.v.μ) <sub>EM</sub> | Nm/(mm <sup>2</sup> .s) | 0,75 | 0,80 | 0,90 | 1,0 | 1,1 | 1,25 | 1,35 |
| f <sub>Ka</sub> *)1   | mm                      | 1,0  | 1,25 | 1,25 | 1,6 | 1,6 | 2,0  | 2,0  |

\*)1 Balata kasnak arası mesafesi

### 3.3.4.2 Frende ısı analizi, detaylı

Isı analizi detaylı olarak genelde *Yürüyüş ve İndirme frenlerinde* yapılır. Frenleme sonucu ortaya çıkan ısı emniyetli fren ısısından büyük olmamalıdır.

Konstrüksiyondaki emniyetli fren ısısı  $Q_{EM}$  şu formülle bulunur:

$$Q_{EM} = q_a \cdot A_{So} \cdot \Delta T$$

F 156

|            |                   |                           |
|------------|-------------------|---------------------------|
| $Q_{EM}$   | kJ/h              | Hesaplanan fren ısı       |
| $q_a$      | $\text{kJhK/m}^2$ | Isı verme faktörü         |
| $A_{So}$   | $\text{m}^2$      | Soğutucu yüzey alanı      |
| $\Delta T$ | K                 | Isı farkı "Kelvin" olarak |

Isı verme faktörü " $q_a$ " kasağın çevre hızına bağlı olarak şu formülle hesaplanır.

|            |                               |      |  |
|------------|-------------------------------|------|--|
| Çevre hızı | $v = 0,1 \dots 1 \text{ m/s}$ | için | $q_a \approx 21 \dots 38 \text{ kJhK/m}^2$                 |
| Çevre hızı | $v > 1 \text{ m/s}$           | için | $q_a \approx 38 v^{0,2} \dots 38 v^{0,7} \text{ kJhK/m}^2$ |

Soğutucu yüzey alanı " $A_{So}$ " Fren kasağının yüzey alanıdır.

Isı farkı " $\Delta T$ " şu formülle derecesi olarak hesaplanır:

$$\Delta T = T_{EM} - T_{Çe}$$

F 157

|            |                     |               |
|------------|---------------------|---------------|
| $\Delta T$ | $^{\circ} \text{C}$ | Isı farkı     |
| $T_{EM}$   | $^{\circ} \text{C}$ | Emniyetli ısı |
| $T_{Çe}$   | $^{\circ} \text{C}$ | Çevre ısısı   |

Kuru çelik veya döküm kasnaklar için  $T_{EM} \approx 200 \dots 300^{\circ} \text{C}$

Yağlı çelik veya döküm kasnaklar için  $T_{EM} \approx 100^{\circ} \text{C}$

*İndirme frenlerinde* hesaplanan fren ısısı  $Q_{in}$  şu formülle bulunur:

$$Q_{in} = \frac{F_{yük} \cdot H_{inOr} \cdot z_{yük} \cdot \eta_{Top}}{1000} \leq Q_{EM}$$

F 158

|              |                 |  |
|--------------|-----------------|--|
| $Q_{in}$     | kJ/h            | İndirme freni için hesaplanan fren ısı |
| $F_{yük}$    | N               | İndirilen yükün kuvveti                |
| $H_{inOr}$   | m               | Ortalama indirme yüksekliği            |
| $z_{yük}$    | $\text{h}^{-1}$ | Saatte çalışma sayısı                  |
| $\eta_{Top}$ | 1               | Tahriğin toplam randımanı              |

*Yürütme frenlerinde* hesaplanan fren ısısı  $Q_{Yü}$  şu formülle bulunur:

$$Q_{Yü} = \frac{z_{Yü} \cdot \eta_{Top}}{2000} \cdot (G_{Top} \cdot v^2 - F_{wTop} \cdot v \cdot t_{Fr}) \leq Q_{EM}$$

F 159

|              |                 |  |
|--------------|-----------------|--|
| $Q_{Yü}$     | kJ/h            | Yürütme freni için hesaplanan fren ısı |
| $z_{Yü}$     | $\text{h}^{-1}$ | Saatte çalışma sayısı                  |
| $\eta_{Top}$ | 1               | Tahriğin toplam randımanı              |
| $G_{Top}$    | kg              | Yürütülen kısımların toplam ağırlığı   |
| $v$          | m/s             | Yürüyüş hızı                           |
| $F_{wTop}$   | N               | Toplam yürüyüş karşı koyması           |
| $t_{Fr}$     | s               | Frenleme zamanı                        |

Açıcı pabuçları fren kasağından " $f_{Ka}$ " kadar açar. Burada açma işini şu formülle hesaplayabiliriz.

$$W_{A\check{c}} = \frac{2 \cdot F_N \cdot f_{Ka}}{\eta_{Top}}$$

F 160

|                  |    |                         |
|------------------|----|-------------------------|
| $W_{A\check{c}}$ | Nm | Açma işi                |
| $F_N$            | N  | Pabuçta normal kuvvet   |
| $f_{Ka}$         | m  | Pabuç kasnak arası yolu |
| $\eta_{Top}$     | 1  | Toplam randıman         |

Böylece açıcı kuvveti " $F_{A\check{c}}$ " hesaplanır:

$$F_{A\check{c}} = \frac{W_{A\check{c}}}{h_{A\check{c}}} = \frac{W_{A\check{c}}}{2 \cdot f_{Ka} \cdot i_{Top}}$$

F 161

|                  |    |                               |
|------------------|----|-------------------------------|
| $W_{A\check{c}}$ | Nm | Açma işi                      |
| $f_{Ka}$         | m  | Pabuç kasnak arası yolu       |
| $i_{Top}$        | 1  | Frendeki toplam çevirim oranı |

Frendeki toplam çevirim oranı " $i_{Top}$ " Şekil 187 den;

$$i_{Top} = \frac{k}{K} \cdot \frac{h}{H}$$

F 162

|         |   |                                      |
|---------|---|--------------------------------------|
| $k ; K$ | m | Açıcı kaldırıcının kısa ve uzun kolu |
| $h ; H$ | m | Pabuç kaldırıcının kısa ve uzun kolu |

### 3.3.5 Kasnaklı frenlerin konstrüksiyonu

#### 3.3.5.1 Fren şasisi

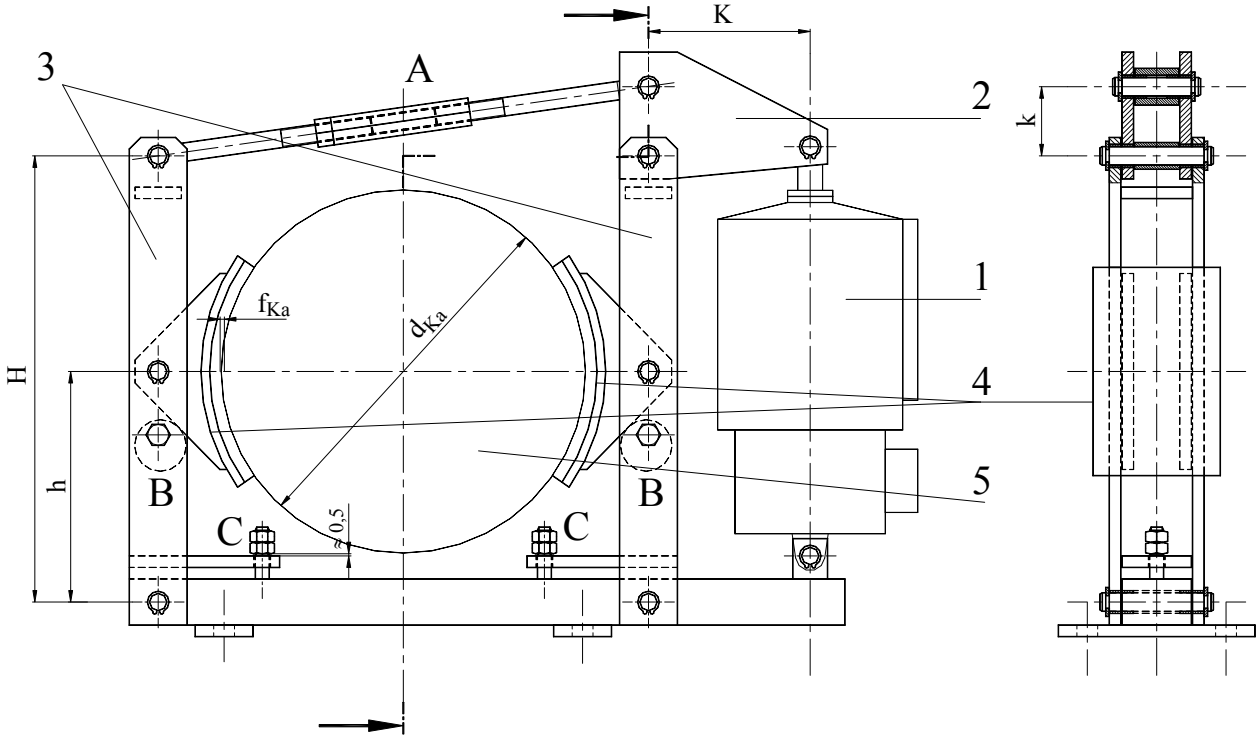
Çift pabuçlu kanaklı frenlerin konstrüksiyonu yaparken özel şartlara göre tek tek değilde, standartlaştırarak konstrüksiyon yapmak daha akıllıdır. Çünkü aynı konstrüksiyon çeşitli işletmelerde rahatlıkla kullanılır.

Pratikte freni daha ekonomik (daha ucuz) üretmek için pabuç kaldırma kolları düz lamadan yapılır. Şekil 187 da konstrüksiyonu görülen çift pabuçlu kasnak frende tanımlamalarımızı yapıp, dikkat edilecek hususları inceleyelim:

1. Frenin konstrüksiyonu komple (açıcı dahil) bir modül olarak kullanılacağı yere monte edilebilecek şekilde yapılmalıdır. Böylece "**Geometrik sıralı imalat**" konstrüksiyonu yapılır.
2. Pabuç kaldırma kolları düz lamadan yapılıncaya, bütün yataklamalar (Pabuş ve lama yatakları) aynı doğru üzerinde olmalıdır
3. Konstrüksiyon ölçüleri mümkün olduğu kadar küçük seçilmelidir.
4. Fren kasnağı ile açıcı arasındaki çevirim oranı, kullanılan saha içinde, çok basit ve çabuk değiştirilebilmelidir.
5. Bakım ve servis için parçalara erişmek çok kolay ve rahat olmalıdır.
6. Fren kasnağı motor – redüktör bağlantısına kavrama görevinde yapacak şekilde konulmalıdır. Kavrama bağlantısının kopması ve benzeri hatalarda yükü daima tutabilmek için fren kasnağı redüktör miline bağlanmalıdır.
7. Açıcı (Poz 1). Genelde yay kuvvetiyle kapalı olduğu zaman fren momenti sağlar. Elektro hidrolik veya manyetik kuvvetle yay kuvveti kaldırılıp kasnakla pabuç arası açılır.
8. Açıcı kaldırma kolu (Poz 2). Konstrüksiyonda "K" ölçüsünün değeri sabit bırakılır ve "k" ölçüsünün değeri değiştirilerek bütün diğer parçalar aynı kalmasına rağmen çeşitli moment varyantları elde edilir.
9. Pabuç kaldırma kolu (Poz 3). Konstrüksiyonda "H" ve "h" ölçüleri sabit bırakılır.
10. Pabuçlar (Poz 4). Aşağıda detaylı anlatılacaktır.
11. Kasnak (Poz 5). Aşağıda detaylı anlatılacaktır.
12. Gerdirmeli kol (A). Açıcı kuvvetini iki pabuç kaldırma koluna eşitce iletir. Sağ ve sol vidalı

gerdirme ile, kaldırma kolları orantılarına göre, pabuçla kasnak arasındaki açıklık " $f_{Ka}$ " ayarlanır. Kontur somun kendiliğinden çözülmeye karşı sabitleştirilir.

13. Eksentrik disk (B). Bununla pabucun açıldığında kendi ağırlığı etkisiyle döngü kasnağa değmesi önlenir.
14. Pabuçların her ikisinde açılmasını sağlayan tırnaklar (C). Bir pabuç muayyen bir açıklığa kadar açılır. Tırnak daha fazla açılmasını önler ve diğer pabuç açılmaya başlar.
15. Kaldırma motoru genelde 6-kutuplu  $n_{Mo} < 1000$  d/dak seçilir. Motor 4-kutupluda seçilse konstrüksiyon çoğu zaman statik salgı alınmasıyla yapılır. Buda kavrama ve fren kasnağının her yüzünün işlenmesiyle sağlanır.



Şekil 187, Çift pabuçlu kasnak fren (Von Roll AG, Bern, İsviçre)

### 3.3.5.2 Fren pabuçları

Fren pabuçları (Stan 20) DIN 15435 B2 ile standartlaştırılmıştır. Fren pabucu üç pozisyondan oluşur (Şekil 188).

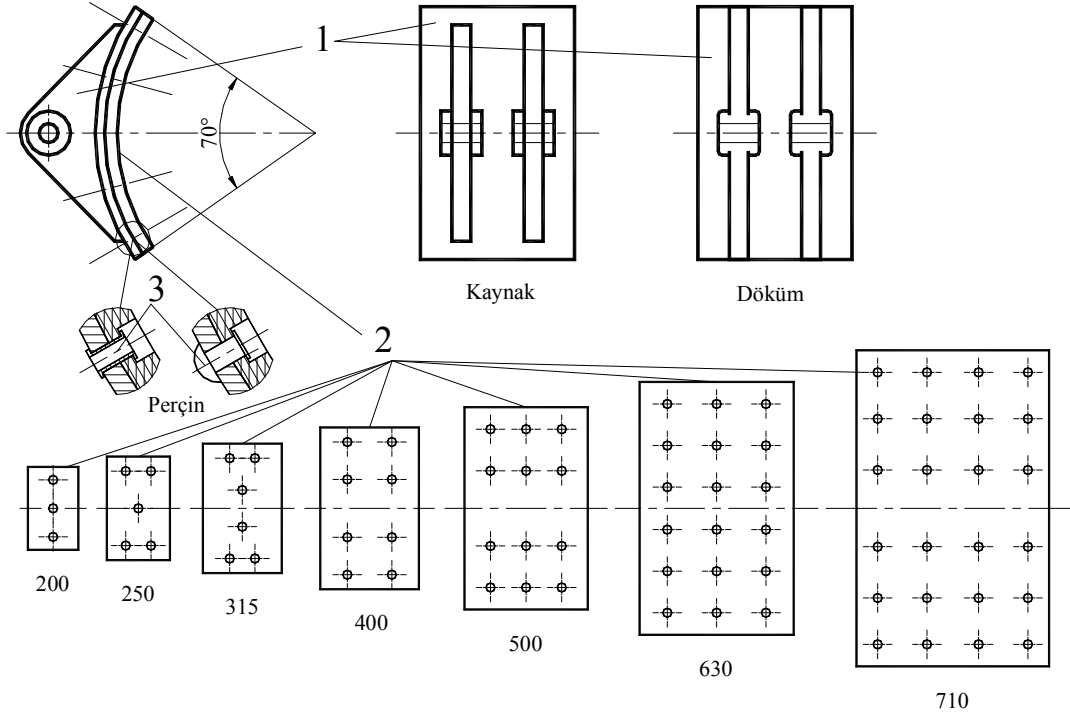
Poz 1. Pabuç şasisi. Bu ya kaynak veya döküm konstrüksiyon olur. Geometrik ölçüleri standartlaştırılmıştır. Fakat konstrüktör tarafından duruma göre değişiklikler yapılabilir

Poz 2. Fren kasnağına baskı yapacak olan balata. Balata şasiye ya perçinle veya yapıştırıcı ile bağlanır. Şekil 188 de üst sırada yapıştırılmış balata, alt sırada ise perçinle birleştirilmiş balata ve perçinlerin kasnak çapına göre konumu gösterilmiştir. Balatalar çeşitli malzemeden yapılır.

a) Bitkisel karışımlı doku. Ağırlıklı olarak pamuklu malzemeden yapılmıştır. Sürtünme katsayısı  $\mu = 0,45 \dots 0,55$  ve emniyetli yüzey basınç değeri  $p_{EM} = 0,05 \dots 0,3$  N/mm<sup>2</sup> arasındadır. Yüksek sürtünme katsayısı değerinden ötürü çabuk tutan ve durduran eleman olduğundan "tutma ve durdurma frenleri" nde kullanılır.

b) Asbestli doku. Son senelerde asbest tozu sağlığa zararlı olduğundan kullanılmaları ISO ya göre yasaklanmıştır. Bilgi için değerlerine bakacak olursak; Sürtünme katsayısı  $\mu = 0,3 \dots 0,4$  ve emniyetli yüzey basınç değeri  $p_{EM} = 0,05 \dots 0,6$  N/mm<sup>2</sup> arasındadır. Kaygan fren özelliği olduğundan yürüyüş freni olarak kullanılır.

c) Suni malzeme dokulu. Formuna göre preslenmiş şekilde üretilirler. Sürtünme katsayısı  $\mu = 0,30 \dots 0,45$  ve emniyetli yüzey basınç değeri  $p_{EM} = 0,05 \dots 1,5 \text{ N/mm}^2$  arasındadır. Bu balatalar bütün frenler için rahatlıkla kullanılır.

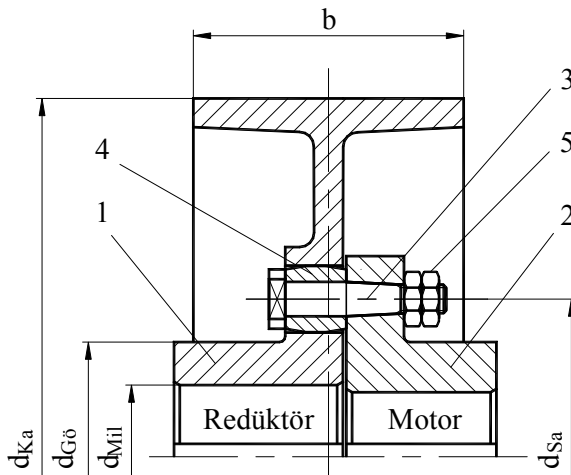


Şekil 188, Pabuçlar

Poz 3. Perçin veya yapıştırıcı. Konstrüksiyon ve piyasa şartlarına göre balata şasiye ya yapıştırılır veya bazen kaval bazende dolu perçinle perçinlenir. Yapıştırıcılar max 300° C ye kadar fonksiyonlarını yaparlar. Daha büyük ısıda yapıştırıcı özelliklerini kaybedeceklerini unutmamak gerekir.

### 3.3.5.3 Fren kasnağı

Komple fren kasnağı (Şekil 189) aynı anda kavrama olarakta kullanılır.



- P1 Fren kasnağı, redüktör bağlantısı
- P2 Kavrama flanş, motor bağlantısı
- P3 Bağlantı saplaması
- P4 Bağlantı lastiği
- P5 Somunlar

Şekil 189, Kavramalı fren kasnağı

Lastik tamponlu kavrama bağlantı saplaması konik olarak kavrama kasnağına bağlanır. Böylelikle tam sıkı geçme elde edilir ve saplamanın delik içinde oynaması engellenir. Statik salgı için fren kasnağı ve kavrama flanş mil delikleri ve kavrama koniği ile kasnak lastik deliği H7 (N6), diğer yüzeyler  $\approx$  N8 işlenir. Diğer değer ve ölçüler Tablo 50 ile görülmektedir.

### 3.3.5.4 Çift pabuçlu kasnak frenlerin standart değerleri

Çift pabuçlu kasnak frenleri seçmek için standart serisini yaptığımızı kabul edip konstrüksiyon için gereken değerlerini tablo halinde verelim.

Kabuller: Balata: Suni malzeme dokulu,  
Sürtünme katsayısı:  $\mu = 0,35$   
Emniyetli yüzey basınç değeri:  $p_{EM} = 0,4 \text{ N/mm}^2$

Tablo 50, Çift pabuçlu kasnak frenlerde değerler ve ölçüler, Şekil 189

| $d_{Ka} (h11)$   | mm                                | 200   | 250   | 315   | 400   | 500    | 630    | 710    |
|------------------|-----------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| $M_{tmax}$       | Nm                                | 214   | 429   | 833   | 1709  | 3433   | 6813   | 9806   |
| b                | mm                                | 75    | 95    | 118   | 150   | 190    | 236    | 265    |
| $b_{Ba}$         | mm                                | 70    | 90    | 110   | 140   | 180    | 225    | 255    |
| h                | mm                                | 115   | 143   | 181   | 229   | 287    | 361    | 407    |
| $A_{Ba}$         | $\text{mm}^2$                     | 7629  | 12260 | 18881 | 30514 | 49041  | 77239  | 98654  |
| $A_{Soğ}$        | $\text{m}^2$                      | 0.107 | 0.165 | 0.253 | 0.402 | 0.628  | 0.974  | 1.227  |
| $F_{Nmax}$       | N                                 | 3051  | 4904  | 7552  | 12206 | 19616  | 30896  | 39461  |
| $F_{Sürmax}$     | N                                 | 1068  | 1716  | 2643  | 4272  | 6866   | 10813  | 13812  |
| $(p.v.\mu)_{EM}$ | $\text{Nm}/(\text{mm}^2\text{s})$ | 1.41  | 1.76  | 2.22  | 2.81  | 3.52   | 4.43   | 5.00   |
| $d_{Gö}$         | mm                                | 80    | 100   | 130   | 150   | 160    | 180    | 200    |
| $d_{Mil} (H7)$   | mm                                | 25-50 | 30-60 | 40-80 | 55-90 | 70-100 | 70-110 | 90-120 |
| $d_{Sa}$         | mm                                | 125   | 160   | 200   | 250   | 315    | 400    | 450    |
| P3               | adedi                             | 4     | 6     | 6     | 6     | 6      | 8      | 8      |

Bazı ölçüler *Stan 17* den alınmış ve değerler şu formüllerle hesaplanmıştır:

$$h = \sin 35^\circ \cdot d_{Ka}$$

$$F_{Nmax} = b \cdot h \cdot p_{EM} \cdot k_{Per} \quad k_{Per} = 0,95 \text{ perçin deliği düzeltmesi.}$$

$$M_{tmax} = F_{Sür} \cdot d_{Ka}$$

$$F_{Sür} = F_N \cdot \mu$$

$$A_{Soğ} \approx 2 \cdot \pi \cdot d_{Ka} \cdot (b_{Ka} + 10\text{mm})$$

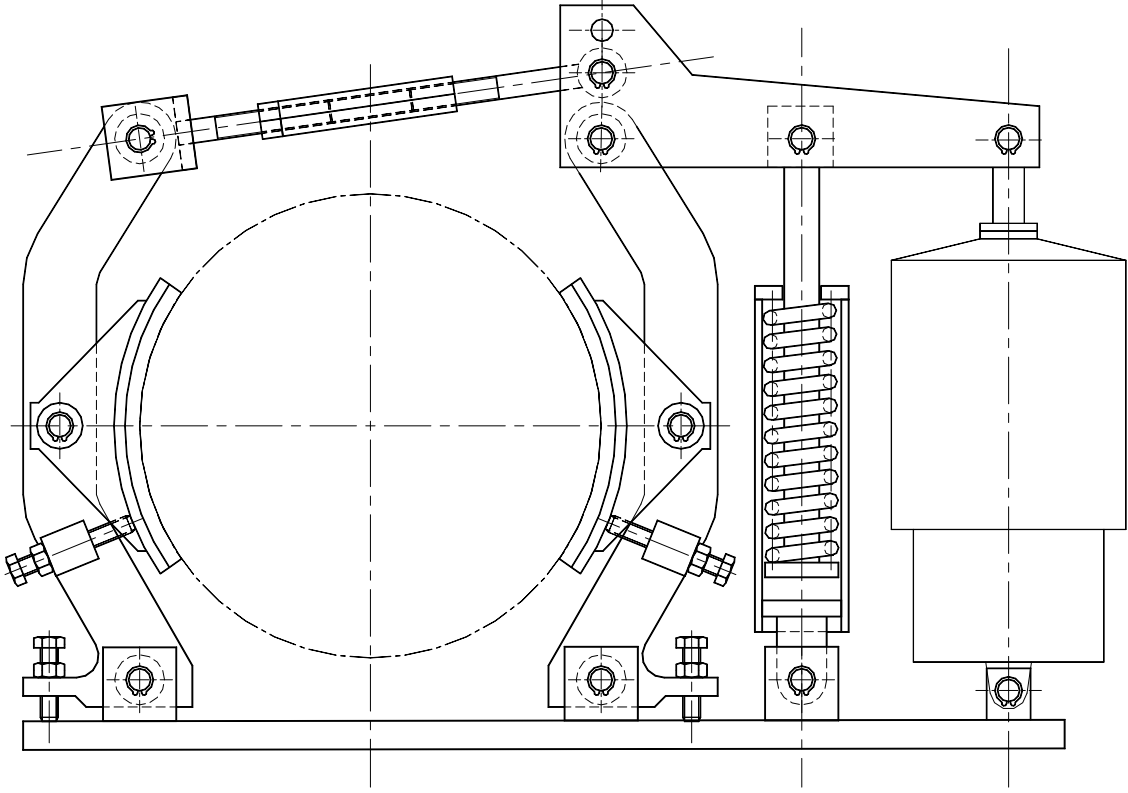
$(p.v.\mu)_{EM}$  değeri 6 kutuplu motor  $n_{Mo} = 16 \text{ d/s}$  içindir.

$(p.v.\mu)_{he} = p \cdot v \cdot \mu$  "p" değeri  $\text{N/mm}^2$  olarak.

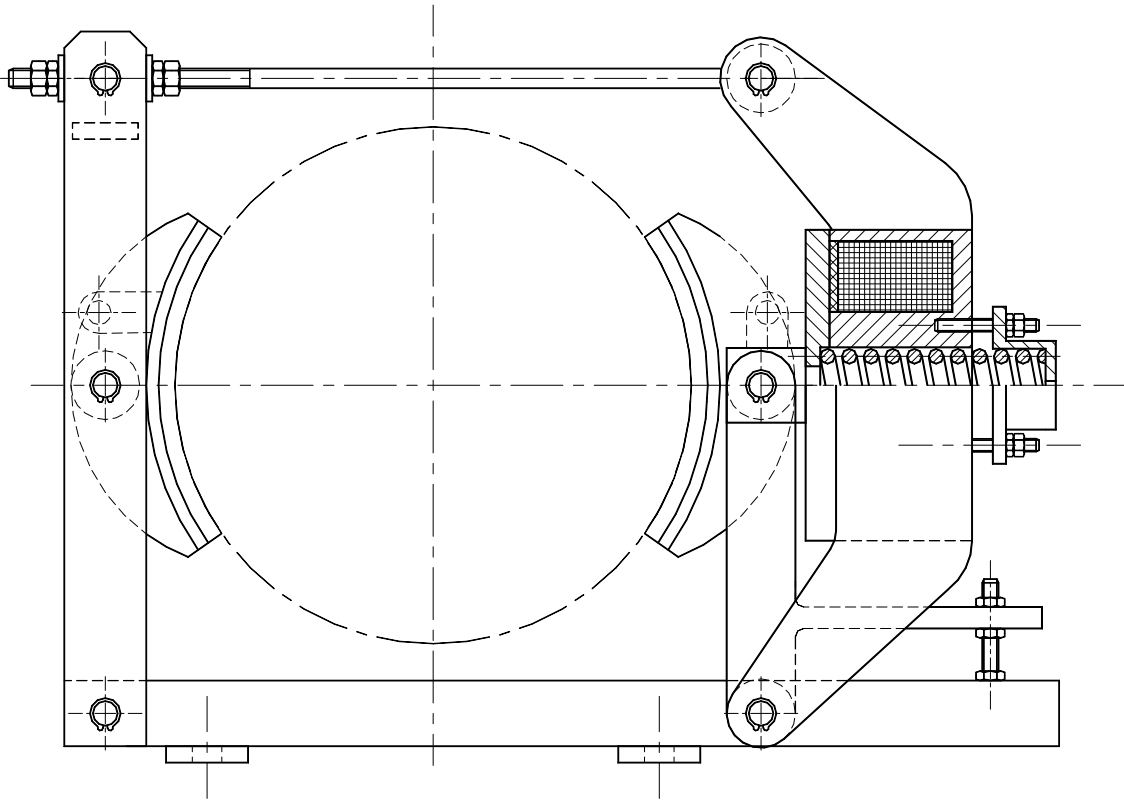
"v" değeri  $\text{m/s}$  olarak.

Hesaplamalarda ısı kaba olarak dikkate alınmıştır. Fren seçiminden sonra şartlara göre ısı kontrolü yapılması emniyet açısından önerilir.

### 3.3.5.5 Çeşitli kasnak fren konstrüksiyonları



Şekil 190, Çift pabuçlu kasnak fren (*MAN, Nürnberg, Almanya*)



Şekil 191, Çift pabuçlu kasnak fren (*Cutler-Hammer, Milwaukee, USA*)

Şekil 190 ve Şekil 191 konstrüksiyonlar *Lit 2* den prensip olarak alınmıştır.

### 3.3.5.6 Kasnak fren seçimi, "Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci"

Vinçte bilinenler:

|                             |   |
|-----------------------------|---|
| Kaldırma hızı               | $v_{Ka} = 10/2 \text{ m/dak} = 0,167 \text{ m/s}$                 |
| Yük                         | $Q = 100 \text{ kN}$  |
| Tahriğin çalışması          | %20 ED, 4 tona kadar $z_{Yük} = 10 \text{ h}^{-1}$                |
| Redüktör çıkış mili momenti | $M_t \approx 9'740 \text{ Nm}$                                    |
| Redüktör randımanı          | $\eta_{Red} = 0,93$ ; $\eta_{Top} = 0,92$                         |
| Redüktör çevirim oranı      | $i_{Red} = 47$  |
| Fren milinde moment         | $M_{Fr} = M_t/i_{Red}/\eta_{Red} = 9740/47/0,93 = 223 \text{ Nm}$ |

Tablo 46 ile fren emniyet katsayısı 2 ve seçim için fren momenti bulunur.

$M_{FrSeç} = 446 \text{ Nm}$  . Tablo 50 ile frenimizin kasnak çapını fren momentine göre seçelim;

$$d_{Ka} = 250 \text{ mm} \quad M_{FrSeç} = 446 \text{ Nm} \approx M_{250} = 429 \text{ Nm}$$

Burada balata yüzey basıncını kontrol etmemize hiç gerek yoktur. Çünkü max moment balata yüzey basıncına göre hesaplanmıştır. Fren emniyet katsayısını 2 aldığımızdan  $M_{250} = 429 \text{ Nm}$  seçip kontrollerimizi yapalım.

Kabaca ısı kontrolünü yapalım. Fren kasnağında çevresel hız

$$v = n_{Fr} \cdot \pi \cdot d_{Ka} = 16 \cdot \pi \cdot 0,25 = 12,57 \text{ m/s}$$

$$(p.v.\mu)_{he} = 0,2 \cdot 12,57 \cdot 0,35 = 0,88 \text{ Nm}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s})$$

Tablo 50 ile  $d_{Ka} = 250 \text{ mm}$  için  $(p.v.\mu)_{EM} = 1,76 \text{ Nm}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s})$  değeri alınır.

$(p.v.\mu)_{he} = 0,88 \text{ Nm}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s}) < (p.v.\mu)_{EM} = 1,76 \text{ Nm}/(\text{mm}^2 \cdot \text{s})$  dir ve fren yeterlidir.

Burada örnek olduğundan detaylı hesaplamayıda yapalım.

250 mm çapındaki kasnak frenimizin emniyetli ısı değeri F 156 ile hesaplanır.

$$Q_{EM} = q_a \cdot A_{So} \cdot \Delta T = 118 \cdot 0,165 \cdot 230 = 4478,1 \quad Q_{EM} = 4478 \text{ kJ/h}$$

$$\text{Isı verme faktörü} \quad q_a = 38 \cdot v^{0,45} = 38 \cdot 12,57^{0,45} = 118 \text{ kJhK/m}^2$$

$$\text{Soğutucu yüzey alanı} \quad A_{So} \approx 0,165 \text{ m}^2$$

$$\text{Isı farkı} \quad \Delta T \approx T_{EM} - T_{Çe} = 250 - 20 = 230 \text{ K}$$

İşletmede frende oluşan ısı F 158 ile hesaplanır:

$$Q_{In} = F_{yük} \cdot H_{InOr} \cdot z_{yük} \cdot \eta_{Top} / 1000 = 19620 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 0,92 / 1000 = 305,81 \text{ kJ/h}$$

$$\text{Ortama yük} \quad F_{yük} = 2 \text{ ton} = 19620 \text{ N}$$

$$\text{Ortalama indirme yüksekliği} \quad H_{InOr} = 2 \text{ m}$$

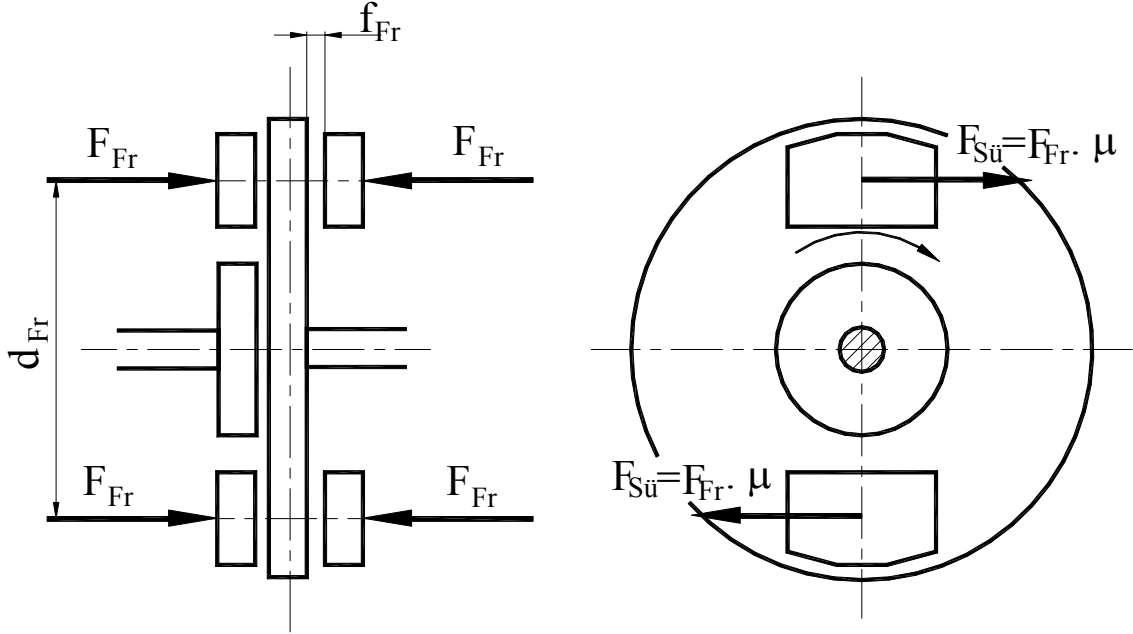
Burada  $Q_{EM} = 4478 \text{ kJ/h} > Q_{In} = 306 \text{ kJ/h}$  freni problemsiz kullanırız.

### 3.4 Diskli frenler

Diskli frenleri düz diskli ve konik diskli frenler olarak iki gruba ayırabiliriz.

#### 3.4.1 Düz diskli frenler

Düz diskli frenlerde pabuçlar diske yandan karşılıklı basarlar. Pabuçlar doğrudan açıcıya bağlandıklarından konstrüksiyonda çok az parça bulunur. Pabuçlu kasnak frenlere göre daha ekonomiktirler. Bu frenler büyük frenleme işinde rahatlıkla kullanılırlar. Son zamanlarda çift pabuçlu kasnak frenlerin yerini almaktadırlar. Frenin diski ince olduğu için savurma momenti ( $GD^2$ ) küçüktür. Yan yüzeyler büyük olduğundan soğuma çabuktur. Isı verme ve soğumaları çok kolaydır.



Şekil 192, Düz diskli frende kuvvet analizi

Bu frende (Şekil 192) fren momentini " $M_{Fr}$ " şu şekilde hesaplanır:

$$M_{Fr} = 4 \cdot F_{Sü} \cdot R_{Fr} = 2 \cdot F_{Fr} \cdot \mu \cdot d_{Fr} \quad F 163$$

Buradan fren kuvveti " $F_{Fr}$ " şu şekilde hesaplanır:

$$F_{Fr} = \frac{M_{Fr}}{2 \cdot \mu \cdot d_{Fr}} \quad F 164$$

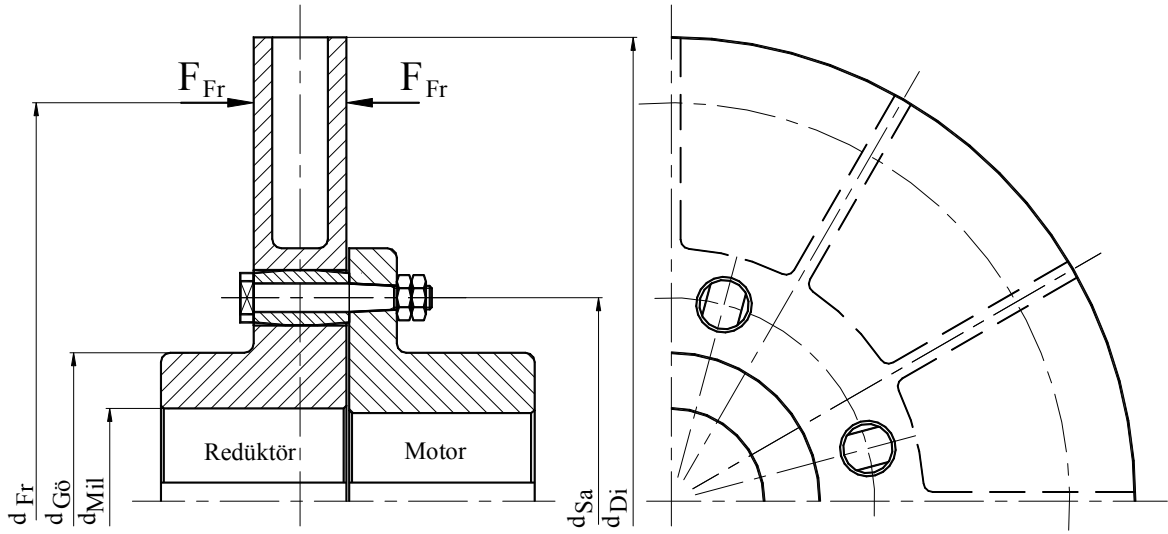
Balata açma işi " $W_{Aç}$ " şu şekilde hesaplanır:

$$W_{Aç} = 4 \cdot F_{Fr} \cdot f_{Ba} \quad F 165$$

|          |   |   |
|----------|---|---|
| $\mu$    | 1 | Balatayla disk arası sürtünme katsayısı |
| $d_{Fr}$ | m | Frenleme çapı                           |
| $f_{Ba}$ | m | Balata disk arası mesafesi              |

Fren diskinin konstrüksiyonu önemlidir. Bu dolu disk olarak değil, içi boş disk olarak yapılmalıdır. Kaba ve basit bir örnek Şekil 193 da görülmektedir.

Diskli frenlerde kasnak frenler gibi disk çaplarına göre standartlaştırılırlar. Geometrik bir sıra ile disk çapına göre standartlaştırılmış disk frenlerde frenleme çapıda standartlaştırılmış olur. Balata malzemesi aynıdır ve emniyetli yüzey basıncına ve istenilen max fren momentine göre balata basma yüzeyi seçilir.



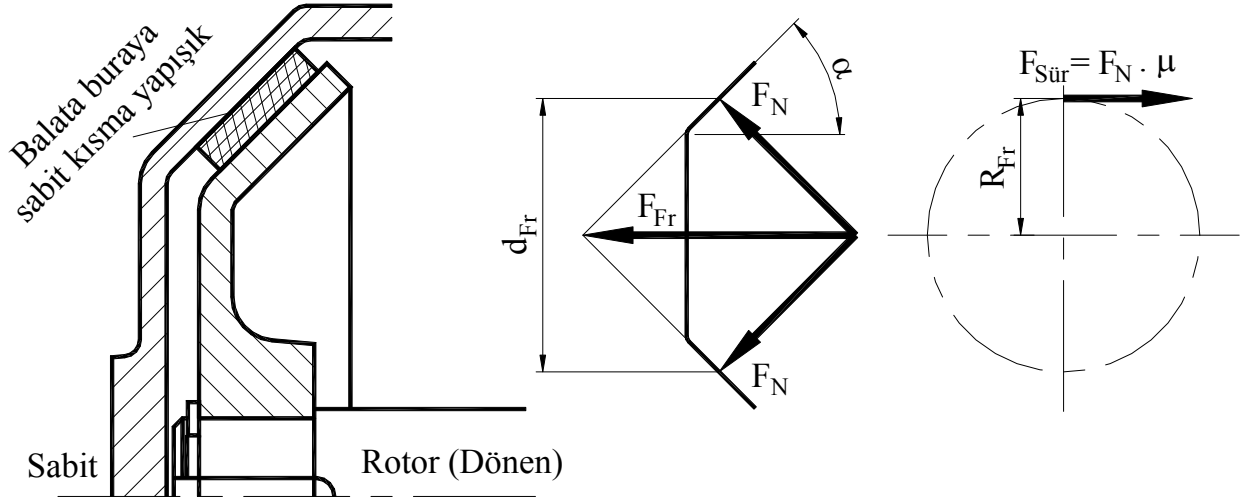
Şekil 193, Diskli frenin konstrüksiyonu

Tablo 51, Diskli frenin değerleri ve ölçüleri için öneriler, Şekil 193

|                |                 |       |       |       |        |        |        |
|----------------|-----------------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| $d_{Di}$       | mm              | 250   | 315   | 400   | 500    | 630    | 710    |
| $d_{Fr}$       | mm              | 200   | 250   | 315   | 400    | 500    | 560    |
| $M_{tmax}$     | Nm              | 128   | 302   | 707   | 1293   | 2873   | 4379   |
| $b_{Ba}$       | mm              | 60    | 82.5  | 112.5 | 135    | 180    | 210    |
| $h_{Ba}$       | mm              | 40    | 55    | 75    | 90     | 120    | 140    |
| $A_{Ba}$       | mm <sup>2</sup> | 2400  | 4535  | 8435  | 12150  | 21600  | 29400  |
| $F_{Nmax}$     | N               | 910   | 1725  | 3205  | 4615   | 8210   | 11170  |
| $F_{Sürmax}$   | N               | 320   | 604   | 1120  | 1615   | 2870   | 3910   |
| $d_{Gö}$       | mm              | 100   | 130   | 150   | 160    | 180    | 200    |
| $d_{Mil}$ (H7) | mm              | 30-60 | 40-80 | 55-90 | 70-100 | 70-110 | 90-120 |
| $d_{Sa}$       | mm              | 160   | 200   | 250   | 315    | 400    | 450    |
| P3             | adedi           | 6     | 6     | 6     | 6      | 8      | 8      |

### 3.4.2 Konik diskli frenler

Konik diskli frenler daha çok konik rotorlu motorla çalışan ceraskalarda kullanılır. Konik diskli frenin krokisi Şekil 194 de gösterilmiştir. Konikdiskli frenler çok küçük boyutlarla yapılabilirler ve bundan ötürü ucuza çıkarlar.



Şekil 194, Konik diskli frenin krokisi

Motorun konikliği çalışma esnasında rotor milinin sağa doğru çekilmesini sağlar ve fren açılır. Motor durunca yay kuvveti ile rotor (konik disk) balataya doğru fren kuvvetiyle basar. Burada dikkat edilecek özellik koniklik açısı " $\alpha$ "nın sürtünme açısı " $\rho$ "dan büyük olmasıdır. Eğer  $\alpha < \rho$  olursa sistemde kilitleme olur. Sürtünme açısı ve sürtünme katsayısının tanjant değeridir.  $\mu = \tan \rho$  ve  $\mu_{\max} \approx 0,45$ , buradan  $\rho \approx 25^\circ$  çıkar. Yani  $\alpha \geq 25^\circ$  olmalıdır.

Konik diskli frenlerde fren kuvveti şu formülle hesaplanır.

$$F_{Fr} = 2 \cdot F_N \cdot \sin \alpha$$

F 166

|          |   |                |
|----------|---|----------------|
| $\alpha$ | ° | Koniklik açısı |
| $F_N$    | N | Normal kuvvet  |

Fren kuvveti  $F_{Fr}$  yaydan oluşan ve konstrüktörün bildiği kuvvettir. Buradan normal kuvvet ve fren momenti hesaplanır.

$$F_N = F_{Yay} / (2 \cdot \sin \alpha) = F_{Fr} / (2 \cdot \sin \alpha)$$

F 167

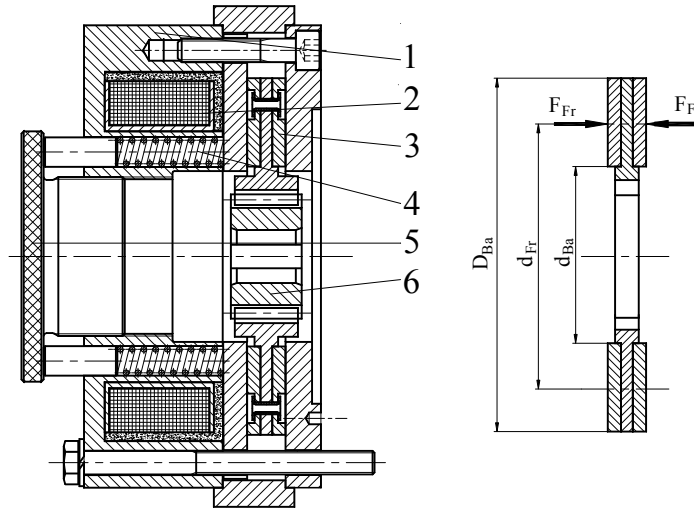
$$M_{Fr} = F_{Sür} \cdot R_{Fr} = F_N \cdot \mu \cdot R_{Fr}$$

F 168

|           |   |   |
|-----------|---|---|
| $F_{Sür}$ | N | Frenleme yarı çapında sürtünme kuvveti  |
| $\mu$     | 1 | Balatayla disk arası sürtünme katsayısı |
| $R_{Fr}$  | m | Frenleme yarı çapı                      |

### 3.5 Balatalı frenlerler

Balatalı frenler daha çok yürüyüş tahriklerinde veya ceraskallarda kullanılır.



Şekil 195, Balatalı fren komple

- |   |                      |   |                               |
|---|----------------------|---|-------------------------------|
| 1 | Gövde                | 4 | Yay (Frenleme kuvveti)        |
| 2 | Bobin (açıcı kuvvet) | 5 | Tapa (Frenleme kuvveti ayarı) |
| 3 | Balata               | 6 | Adaptör                       |

Fren kuvveti etki çapı, frenleme çapı " $d_{Fr}$ ":

$$d_{Fr} = \frac{D_{Ba} + d_{Ba}}{2}$$

F 169

|          |    |                 |
|----------|----|-----------------|
| $D_{Ba}$ | mm | Balata dış çapı |
| $d_{Ba}$ | mm | Balata iç çapı  |

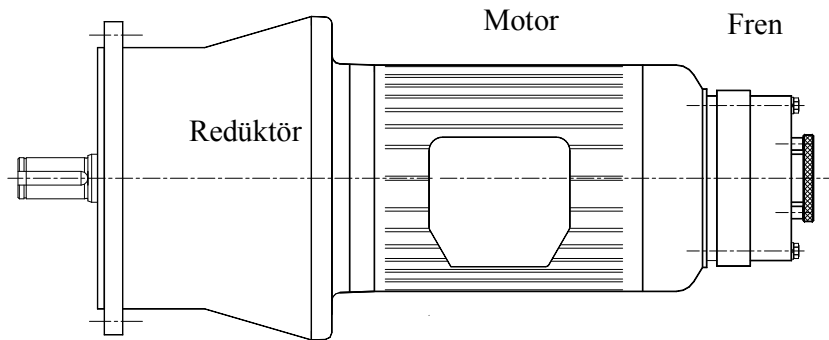
Fren momenti " $M_{Fr}$ ":

$$M_{Fr} = F_{Fr} \cdot d_{Fr}$$

F 170

|          |    |               |
|----------|----|---------------|
| $d_{Fr}$ | mm | Frenleme çapı |
| $F_{Fr}$ | N  | Fren kuvveti  |

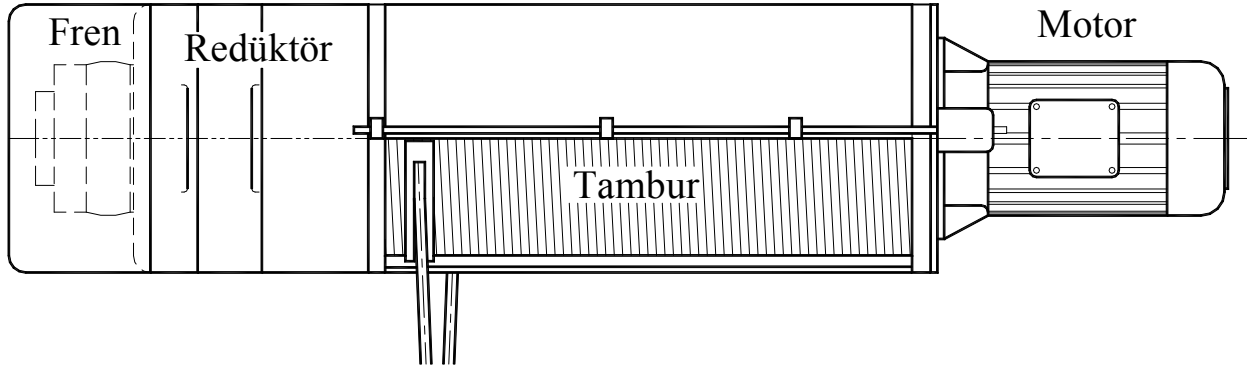
#### 3.5.1 Yürüyüş sisteminde balatalı fren



Şekil 196, Yürüyüş sisteminde balatalı fren

Yürüyüş sisteminde fazla emniyete gerek olmadığından ekonomik konstrüksiyon yapmak için balatalı fren redüktöre değilde motorun arkasına bağlanır.

### 3.5.2 Ceraskalda balatalı fren



Şekil 197, Ceraskalda balatalı fren

Ceraskalda balatalı fren yükü emniyetle ve en küçük momentle tutabilmek için redüktör birinci miline bağlanır.

### 3.6 Bantlı frenler

Bantlı frenler genelde yalnız kaldırma araçlarında kullanılırlardı. Fakat milleri etkileyen büyük eğilme momentinden ötürü yerlerini çift pabuçlu kasnak frenlere bırakmışlardır. Artık vinçlerde pek kullanılmamaktadırlar. Eğer bantlı frenler hakkında daha geniş bilgi edinmek isterseniz literatüre bakınız.

Özel konstrüksiyon olarak kasnak iki taraflı yataklanıp mildeki eğilme zorlaması ortadan kaldırılırsa enteresan konstrüksiyon alternatifi ortaya çıkabilir. Bunun için kabaca bantlı frenlere bakabiliriz.

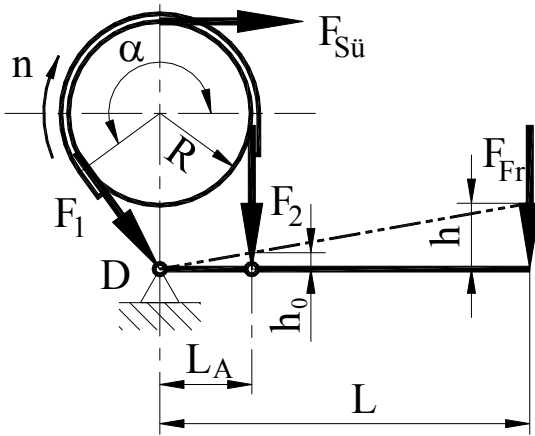
Bir banta bağlanmış fren balatasının kasnağa bastırılmasıyla balatalı fren fonksiyonu elde edilir. Balatanın kasnağa bastırılması asılan ağırlık, yay veya el (ayak) kuvvetiyle oluşturulur.

Bantlı frenler genelde üç grupta toplanır.

1. Basit frenler,
2. Çıkarmalı frenler,
3. Toplamalı frenler.

#### 3.6.1 Bantlı basit frenler

Basit frenlerde fren kolunun bir ucuna bant bağlanıp sabit bir yere (D noktasına) yataklanır ve bantın diğer ucu fren koluna istenilen kaldıraç oranında bağlanır (Şekil 198).



Şekil 198, Basit fren

Bant kuvveti  $F_1$  "D" noktasındaki yatak tarafından karşılanır. Bant kuvveti  $F_2$  fren kuvvetini etkileyen kuvvettir.

Bant kuvvetleri  $F_1$  ve  $F_2$  arasındaki bağıntı *Eytelwein* formülünde görülür.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha}$$

F 171

|          |     |                                |
|----------|-----|--------------------------------|
| $F_1$    | N   | Birinci bant kuvveti           |
| $F_2$    | N   | İkinci bant kuvveti            |
| $e$      | 1   | Euler sayısı $e \approx 2,718$ |
| $\alpha$ | Rad | Bantın değme açısı             |

Diğer taraftan  $F_1 - F_2 = F_{Sü}$  ve Eytelwein formülüne göre  $F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha}$  dır.  
Değerleri yerleştirirsek:

$$F_{Sü} = F_1 - F_2 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} - F_2$$

$$F_{Sü} = F_2 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1) \quad \text{F 172}$$

$$F_2 = \frac{F_{Sü}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad \text{F 173}$$

$$F_1 = \frac{F_{Sü} \cdot e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad \text{F 174}$$

Kasnağın dönüş yönü değiştiğinde kuvvetlerin indeksi değişir.

|          |     |   |
|----------|-----|---|
| $F_{Sü}$ | N   | Sürtünme kuvveti                          |
| $F_1$    | N   | Bant kuvveti                              |
| $F_2$    | N   | Bant kuvveti                              |
| $e$      | 1   | Euler sayısı $e \approx 2,718$            |
| $\mu$    | 1   | Sürtünme katsayısı (fren balatası/kasnak) |
| $\alpha$ | Rad | Bantın değme açısı                        |

D noktasına göre sistemin moment denklemini kurarsak:

$$\sum M_{Fr}^{(D)} = 0 \Rightarrow F_2 \cdot L_A - F_{Fr} \cdot L \text{ bu bağıntıdan fren kuvveti hesaplanır.}$$

$$F_{Fr} = F_2 \cdot \frac{L_A}{L} \quad \text{F 173 formülünden } F_2 \text{ yi yerleştirirsek;}$$

$$F_{Fr} = \frac{F_{Sü}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \cdot \frac{L_A}{L} \quad \text{F 175}$$

|          |     |   |
|----------|-----|---|
| $F_{Fr}$ | N   | Fren kuvveti  |
| $F_{Sü}$ | N   | Sürtünme kuvveti  |
| $e$      | 1   | Euler sayısı $e \approx 2,718$                          |
| $\mu$    | 1   | Sürtünme katsayısı (fren balatası/kasnak)               |
| $\alpha$ | Rad | Bantın değme açısı ( $250^\circ$ ile $270^\circ$ arası) |
| $L_A$    | mm  | D noktası ile $F_2$ kuvveti mesafesi                    |
| $L$      | mm  | D noktası ile fren kuvveti mesafesi                     |
| $L_A/L$  | 1   | 0,15 ile 0,25 arası seçilir                             |

Tablo 52 Sürtünme katsayısı  $\mu$  (kasnak çelik veya pik);

| Fren bantı                | Sürtünme katsayısı $\mu$ |              |
|---------------------------|--------------------------|--------------|
|                           | kuru                     | hafif yağlı  |
| Balatasız (çelik)         | 0,15 ... 0,2             | 0,1 ... 0,15 |
| Tahta, deri, suni malzeme | 0,3 ... 0,5              | 0,2 ... 0,3  |

Tablo 53, Bantlı frenler için geometrik ölçü önerileri

| Fren kasnağı çapı |                  | 250 | 300 | 400 |     |     |     |
|-------------------|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| El ile işletme    | Kasnak genişliği | 80  | 100 | 125 |     |     |     |
|                   | Balata genişliği | 70  | 80  | 100 |     |     |     |
|                   | Bant genişliği   | 80  | 90  | 110 |     |     |     |
|                   | Bant kalınlığı   | 4   | 4   | 5   |     |     |     |
| Makinayla işletme | Kasnak genişliği | 90  | 120 | 160 | 220 | 220 | 260 |
|                   | Balata genişliği | 80  | 100 | 150 | 200 | 200 | 250 |
|                   | Bant genişliği   | 90  | 110 | 160 | 210 | 210 | 260 |
|                   | Bant kalınlığı   | 5   | 5   | 5   | 4   | 4   | 4   |

Bütün ölçüler mm olarak alınacaktır.

Bantı kasnakta "Δd" kadar kaldırmak için gereken  $h_0$  büyüklüğü (Şekil 198), Kasnak bant arası  $\Delta d = 1 \dots 3$  mm olmalıdır.

$$h_0 = \Delta d \cdot \alpha$$

Yüzde on (1,1) emniyet payıyla kaldırma kolunun kaldırma yüksekliği (Şekil 198)

şu şekilde hesaplanır:  $h = 1,1 \cdot h_0 \cdot L_A / L$  burada  $h_0$  değerini de yerleştirelim.

$$h = 1,1 \cdot \Delta d \cdot \alpha \cdot \frac{L_A}{L}$$

F 176

|       |     |                                      |
|-------|-----|--------------------------------------|
| h     | mm  | Kaldırma yüksekliği                  |
| Δd    | mm  | Bant-Kasnak arası boşluk             |
| α     | Rad | Bantın değme açısı                   |
| $L_A$ | mm  | D noktası ile $F_2$ kuvveti mesafesi |
| L     | mm  | D noktası ile fren kuvveti mesafesi  |

Fren kolunu kaldırma işi " $W_{FrKa}$ ":

$$W_{FrKa} = F_{Fr} \cdot h$$

F 177

|          |    |                     |
|----------|----|---------------------|
| $F_{Fr}$ | N  | Fren kuvveti        |
| h        | mm | Kaldırma yüksekliği |

Basit frende moment " $M_{Fr}$ ":

$$M_{Fr} = F_{Sü} \cdot R = F_{Fr} \cdot R \cdot \frac{L}{L_A} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)$$

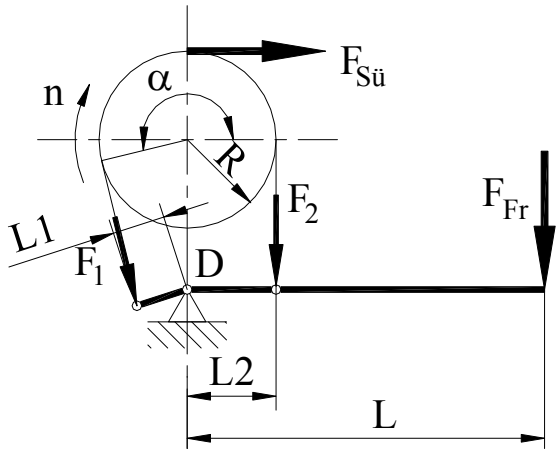
F 178

|          |     |   |
|----------|-----|---|
| $F_{Sü}$ | N   | Sürtünme kuvveti                          |
| $F_{Fr}$ | N   | Fren kuvveti                              |
| R        | mm  | Kasnak yarı çapı                          |
| L        | mm  | D noktası ile fren kuvveti mesafesi       |
| $L_A$    | mm  | D noktası ile $F_2$ kuvveti mesafesi      |
| e        | 1   | Euler sayısı $e \approx 2,718$            |
| μ        | 1   | Sürtünme katsayısı (fren balatası/kasnak) |
| α        | Rad | Bantın değme açısı (250° ile 270° arası)  |

### 3.6.2 Çıkarmalı frenler

Basit frenle çıkarmalı fren arasındaki ayırım kasnağın dönüş yönünün değişmesiyle fren momentinin farklı olmasıdır.  $F_1$  ve  $F_2$  kuvvetlerinden oluşan değerler birbirlerinden çıkartıldıkları için  $F_1$  ve  $F_2$  kuvvetlerinden oluşan değerler birbirlerinden çıkartıldıkları için "Çıkarmalı" frenler diye adlandırılırlar. Çıkarmalı frenlerde bantın ilk ucu ( $F_1$  kuvveti ucu) basit frenlerde olduğu gibi sabit yatağa değilde sabit yataktan uzanmış kaldıraç kolunun ucuna bağlanır (Şekil 198). Böylece  $F_1$  kuvvetide frenlemede yardımcı olur ve aynı geometrik ölçülerde olan basit frenden daha büyük fren momenti elde edilir.

Genelde bu frenler dönüş yönü değişmeyen işletmelerde kullanılırlar. Dönüş yönü değişen, yani bazen sağa ve bazen sola dönen frenleme durumunda toplamalı frenler kullanılır ve buda kuvvet kollarının,  $L_1$  ve  $L_2$  nin, mafsal noktası "D" de fren kuvveti kolunun diğer tarafına eşit büyüklükte alınmasıyla sağlanır.



Buradada D noktasına göre sistemin moment denklemini kurarsak:

$$\sum M_{Fr}^{(D)} = 0$$

$$F_{Fr} \cdot L - F_1 \cdot L_1 + F_2 \cdot L_2$$

$$F_{Fr} = \frac{F_2 \cdot L_2 - F_1 \cdot L_1}{L}$$

$$F_{Fr} = \frac{1}{L} \cdot \left( \frac{F_{Sü} \cdot L_2}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} - \frac{F_{Sü} \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \cdot L_1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right)$$

Şekil 199, Çıkarmalı fren

Çıkarmalı frende fren kuvveti " $F_{Fr}$ ":

$$F_{Fr} = \frac{F_{Sü}}{L} \cdot \frac{L_2 - L_1 \cdot e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad F 179$$

Çıkarmalı frende moment " $M_F$ ":

$$M_F = F_{Sü} \cdot R = F_{Fr} \cdot R \cdot L \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}{L_2 - L_1 \cdot e^{\mu \cdot \alpha}} \quad F 180$$

|          |     |   |
|----------|-----|---|
| $F_{Sü}$ | N   | Sürtünme kuvveti  |
| $F_{Fr}$ | N   | Fren kuvveti  |
| R        | mm  | Fren kasnağının yarı çapı                               |
| L        | mm  | D noktası ile fren kuvveti mesafesi                     |
| $L_1$    | mm  | D noktası ile $F_1$ kuvveti mesafesi                    |
| $L_2$    | mm  | D noktası ile $F_2$ kuvveti mesafesi                    |
| e        | 1   | Euler sayısı $e \approx 2,718$                          |
| $\mu$    | 1   | Sürtünme katsayısı (fren balatası/kasnak)               |
| $\alpha$ | Rad | Bantın değme açısı ( $250^\circ$ ile $270^\circ$ arası) |

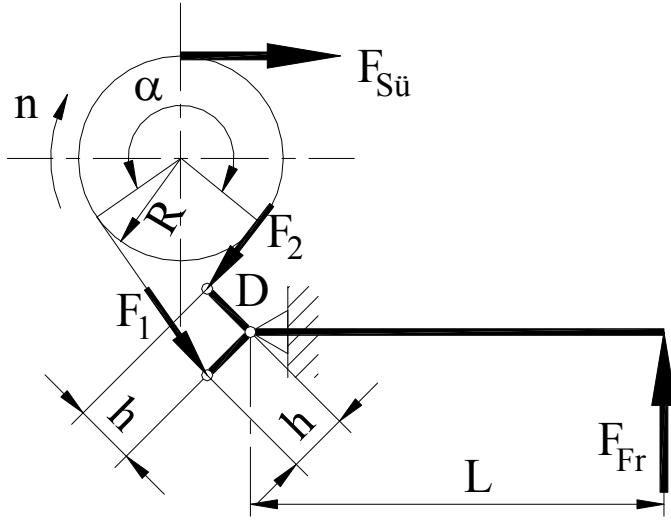
### 3.6.3 Toplamalı frenler

Toplamalı frenlerdeki " toplamalı " deyimini kasnağın dönüş yönünün değişmesiyle fren momentinin aynı kalması ve  $F_1$  ve  $F_2$  kuvvetlerinden oluşan değerler birbirileri ile toplandıkları için kullanılır. Dönüş yönlerinde elde edilen frenleme eşit büyüklüktedir. Bu eşitlik kuvvet kollarının ( $L_1$  ,  $L_2$ ), mafsal noktası "D" de fren kuvveti kolunun diğer tarafına eşit büyüklükte alınmasıyla sağlanır (Şekil 200).

Buradada D noktasına göre sistemin moment denklemini kurarsak:

$$\sum M_{Fr}^{(D)} = 0$$

$$F_{Fr} \cdot L - F_1 \cdot h - F_2 \cdot h$$



$$F_{Fr} = \frac{h}{L} \cdot (F_1 + F_2)$$

$$F_{Fr} = \frac{h}{L} \cdot \left( \frac{F_{Sü}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} - \frac{F_{Sü} \cdot e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right)$$

Şekil 200, Toplamalı fren

Toplamalı frende fren kuvveti " $F_{Fr}$ ":

$$F_{Fr} = F_{Sü} \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha} + 1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

F 181

Toplamalı frende moment " $M_F$ ":

$$M_F = F_{Sü} \cdot R = F_{Fr} \cdot R \cdot \frac{L}{h} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha} + 1}$$

F 182

|          |     |  |
|----------|-----|--|
| $F_{Sü}$ | N   | Sürtünme kuvveti                                 |
| $h$      | mm  | D noktası ile $F_1$ ve $F_2$ kuvvetleri mesafesi |
| $L$      | mm  | D noktası ile fren kuvveti mesafesi              |
| $e$      | 1   | Euler sayısı $e \approx 2,718$                   |
| $\mu$    | 1   | Sürtünme katsayısı (fren balatası/kasnak)        |
| $\alpha$ | Rad | Bantın değme açısı                               |
| $R$      | mm  | Kasnak yarı çapı                                 |
| $F_{Fr}$ | N   | Fren kuvveti                                     |

### 3.6.4 Bantlı frenlerde hesaplamalar

Frenleme bantı bantı zorlayan çekme kuvveti ile ölçülendirilir. Genelde bant malzemesi olarak St 37 ile St 60 arasındaki malzelerden biri kullanılır. Malzemenin emniyetli mukavemet değeri ya satın alınan yerden veya literatürden alınır. Kullanılan yere ve şartlara göre değer bulunur. Bant kasnak üzerine sarılmasında, bantın esnek malzemeden olması eğilme zorlamasına karşı avantaj olacağından gerektiği incelikte alınmalıdır. Değme yüzeyini balata yüzeyi kadar kabul edebilmek içinde balata genişliği pek büyük olmamalıdır. Gerektiğinde bir kasnak üzerine çift bant kullanılır.

Bant kuvveti şu formülle bulunur:

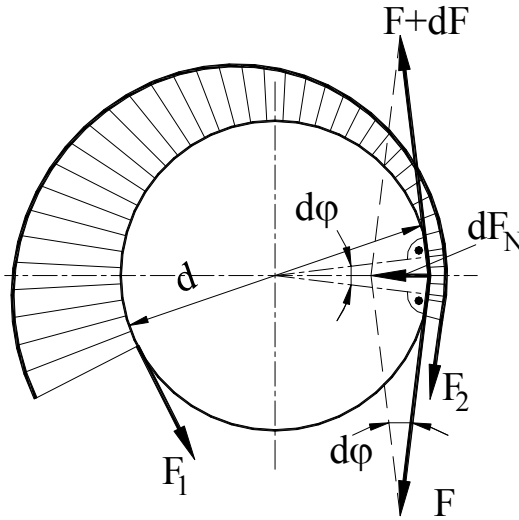
$$F_{Ba} \leq A_{Ba} \cdot \sigma_{Em} = b_{Ba} \cdot t_{Ba} \cdot \sigma_{Em}$$

F 183

|               |                 |  |
|---------------|-----------------|--|
| $F_{Ba}$      | N               | Bant kuvveti                                 |
| $A_{Ba}$      | mm <sup>2</sup> | Bant kesit alanı                             |
| $\sigma_{Em}$ | MPa             | Bant malzemesinin emniyetli çekme mukavemeti |
| $b_{Ba}$      | mm              | Bant genişliği                               |
| $t_{Ba}$      | mm              | Bant kalınlığı                               |

Formül F 183 ile hesaplanan bant kuvveti  $F_{Ba}$  maksimum çekme kuvveti olarak kabul edilir ve daha küçük zorlama kuvveti ile çalışılması önerilir.

Balata yüzey basıncının analizi şu şekilde yapılır (Şekil 201):



$$p_{Ba} = \frac{dF_N}{dA}$$

$$p_{Ba} = \frac{F \cdot d\phi}{0,5 \cdot d_{Ka} \cdot d\phi \cdot b_{Ba}}$$

$$p_{Ba} = \frac{2 \cdot F}{d_{Ka} \cdot b_{Ba}}$$

$F = F_1$  maksimum kuvvet

Şekil 201, Bant kuvvetleri

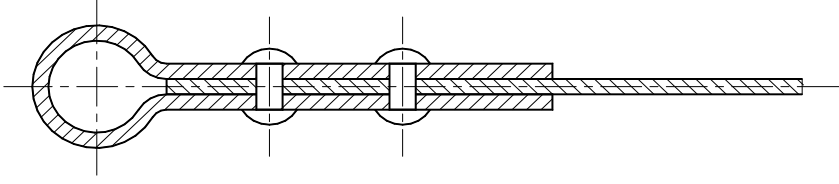
Balata yüzey basıncı " $p_{Ba}$ "

$$p_{Ba} = \frac{2 \cdot F_1}{d_{Ka} \cdot b_{Ba}} \leq p_{BaEm}$$

F 184

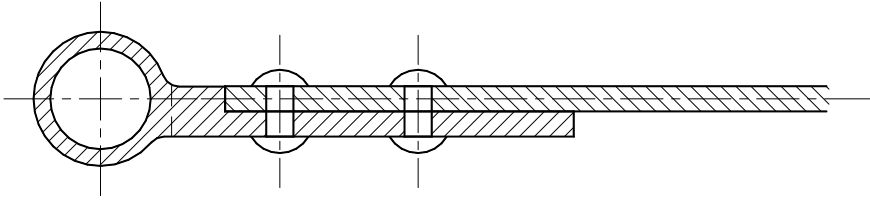
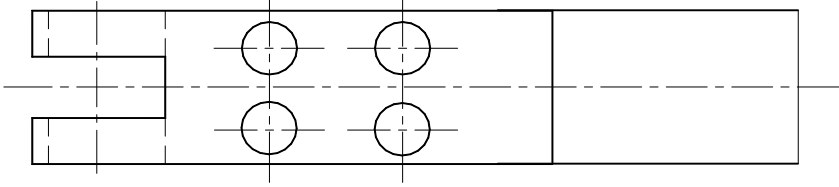
|            |     |   |
|------------|-----|---|
| $F_1$      | mm  | maksimum bant kuvveti                       |
| $d_{Ka}$   | mm  | Kasnak çapı                                 |
| $b_{Ba}$   | mm  | Balata genişliği                            |
| $p_{BaEm}$ | MPa | Balata malzemesinin emniyetli yüzey basıncı |

Isı kontrolü pabuçlu kasnak frenlerde olduğu gibi yapılır. Balatalar banta perçin konstrüksiyonu ile bağlanırlar. Elektrikli, hidrolik veya pnömatik bant açıcıları kullanıldığında bant konumu ayarlanabilir şekilde yapılmalıdır.



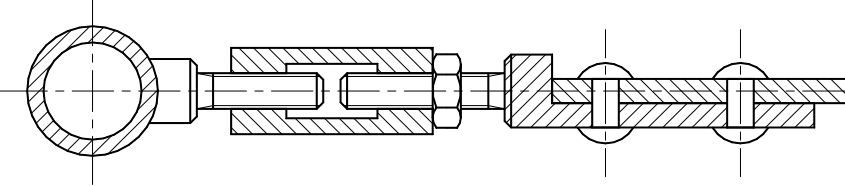
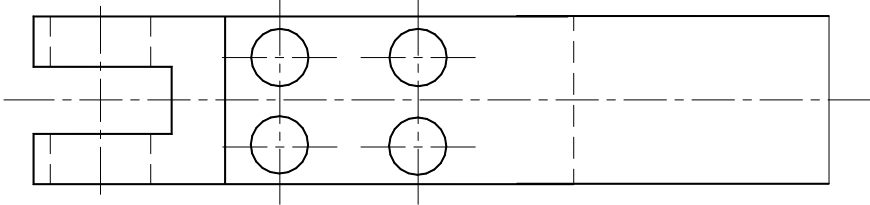
Şekil 202, Bant bağlantısı

Varyant I : Çift taraflı,  
merkezlemeli sabit  
bağlantı.



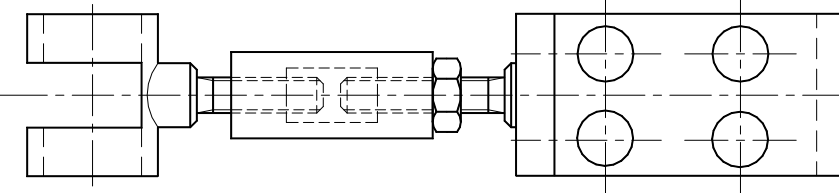
Şekil 203, Bant bağlantısı

Varyant II : Tek taraflı  
sabit bağlantı.



Şekil 204, Bant bağlantısı

Varyant III :  
Ayarlanabilir bağlantı.



## 4 Kaynaklar

### 4.1 Literatür

| No.   | Yazar                                | Tanımı  |
|-------|--------------------------------------|---|
| Lit 1 | DUBBEL                               | Taschenbuch für den Maschinenbau<br>Bemessungsgrundlagen, B, Antriebe<br>17. Auflage 1990, Springer. Verlag                   |
| Lit 2 | ERNST, H.                            | Die Hebezeuge<br>Bemessungsgrundlagen, B, Antriebe<br>8. Auflage 1973, Friedr. Vieweg+Sohn, Braunschweig                      |
| Lit 3 | FEM                                  | Federation Europeenne de la Manutention<br>Sektion I, Krane und schwere Hebezeuge<br>3. Ausgabe Heft 1 bis Heft 8, 1987.10.01 |
| Lit 4 | HÜTTE                                | Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften<br>29. Auflage 1991, Springer. Verlag  |
| Lit 5 | KURT, S.<br>KUTAY, M.G.<br>ASLAN, R. | Krenlerde Çelik Konstrüksiyonlar<br>Cilt I, Cilt II<br>TMMOB, Makina Mühendisleri Odası, 2008                                 |
| Lit 6 | KUTAY, M.G.                          | Mukavemet Değerleri,<br>Makina Mühendisleri Odası<br>MMO/2004/353, Ankara   |
| Lit 7 | ZEBISCH, H-J.                        | Fördertechnik 1, Hebezeuge<br>Krane: Bauteile und Anlagen<br>4. Auflage 1984, Vogel-Buchverlag                                |

## 4.2 Standartlar

| No.            | DIN No.                      | Tanımı   |
|----------------|------------------------------|--|
| <i>Stan 1</i>  | DIN 3051 B 1<br>März 1972    | Drahtseile aus Stahldrähten<br>Grundlagen Übersicht  |
| <i>Stan 2</i>  | DIN 3051 B 2<br>April 1972   | Drahtseile aus Stahldrähten<br>Grundlagen Seilarten Begriffe   |
| <i>Stan 3</i>  | DIN 3051 B 3<br>März 1972    | Drahtseile aus Stahldrähten<br>Grundlagen Berechnung Faktoren  |
| <i>Stan 4</i>  | DIN 3051 B 4<br>März 1972    | Drahtseile aus Stahldrähten<br>Grundlagen Technische Lieferbedingungen                                       |
| <i>Stan 5</i>  | DIN 15020 B1<br>Februar 1974 | Hebezeuge<br>Grundsätze für Seiltriebe, Berechnung und Ausführung  |
| <i>Stan 6</i>  | DIN 15061 T1<br>August 1977  | Hebezeuge<br>Rillenprofil für Seilrollen   |
| <i>Stan 7</i>  | DIN 15061 T2<br>August 1977  | Hebezeuge<br>Rillenprofil für Seiltrommeln   |
| <i>Stan 8</i>  | DIN 15400<br>November 1978   | Lasthaken für Hebezeuge, Mechanische Eigenschaften,<br>Tragfähigkeiten, vorhandene Spannungen und Werkstoffe |
| <i>Stan 9</i>  | DIN 15401 B1<br>Juli 1970    | Lasthaken für Hebezeuge<br>Einfachhaken, Rohlinge  |
| <i>Stan 10</i> | DIN 15401 B2<br>Juli 1970    | Lasthaken für Hebezeuge<br>Einfachhaken, Fertigteile mit zylindrischem Schaft und Gewindeschaft              |
| <i>Stan 11</i> | DIN 15402 B1<br>Juli 1970    | Lasthaken für Hebezeuge<br>Doppelhaken, Rohlinge   |
| <i>Stan 12</i> | DIN 15402 B2<br>Juli 1970    | Lasthaken für Hebezeuge<br>Doppelhaken, Fertigteile mit zylindrischem Schaft und Gewindeschaft               |
| <i>Stan 13</i> | DIN 15403<br>Dezember 1969   | Lasthaken für Hebezeuge<br>Rundgewinde   |
| <i>Stan 14</i> | DIN 15405 T1<br>März 1979    | Lasthaken für Hebezeuge<br>Überwachung im Gebrauch von geschmiedeten Lasthaken                               |
| <i>Stan 15</i> | DIN 15412<br>September 1970  | Unterflaschen<br>Traversen für Krane   |
| <i>Stan 16</i> | DIN 15413<br>September 1970  | Unterflaschen<br>Lasthakenmuttern für Krane  |
| <i>Stan 17</i> | DIN 15431<br>Juni 1967       | Krane<br>Bremsscheiben für Doppelbakkenbremsen<br>Hauptmasse   |

| No.            | DIN No.                   | Tanımı  |
|----------------|---------------------------|---|
| <i>Stan 18</i> | DIN 15434<br>März 1963    | Krane; Berechnung von Doppelbackenbremsen; Zuordnung der Bremsenzu üblichen Drehstrom-Asynchronmotoren mit Schleifringläufer für Aussetzbetrieb |
| <i>Stan 19</i> | DIN 15435 B1<br>März 1961 | Krane<br>Doppelbackenbremsen<br>Anschlussmasse  |
| <i>Stan 20</i> | DIN 15435 B2<br>März 1961 | Krane<br>Doppelbackenbremsen<br>Bremsbacken   |

## 5 Tabloların dökümü

|  |     |
|--|-----|
| Tablo 1, Halat faktörü " $c_{Ha}$ " (bkz Stan 5).....                                | 17  |
| Tablo 2, Tahrik grubu seçim tablosu (bkz Stan 5).....                                | 18  |
| Tablo 3, İşletme sınıfı seçimi (Stan 5).....   | 19  |
| Tablo 4, Kendir özlü standart çelik halat tablosu (DIN 3060 dan).....                | 20  |
| Tablo 5, Genel randıman değerleri.....   | 21  |
| Tablo 6, $h_1$ faktörü değerleri (bkz Stan 5).....                                   | 30  |
| Tablo 7, Makara düzenine göre halat akış faktörü $h_2$ (bkz Stan 5).....             | 31  |
| Tablo 8, Halat makaralarının yiv profil ölçüleri (bkz Stan 16).....                  | 33  |
| Tablo 9, Kancanın tahrik grubu ve yük ağırlığına göre seçimi (Stan 9).....           | 43  |
| Tablo 10, Kalıpta dövme tekli kancalar, ham "RSN" (Stan 9).....                      | 52  |
| Tablo 11, Serbest dövme tekli kancalar, ham "RFN" (Stan 9).....                      | 53  |
| Tablo 12, Kalıpta dövme tekli kancaların şaft işleme (Stan 10).....                  | 54  |
| Tablo 13, Serbest dövme tekli kancaların şaft işleme (Stan 10).....                  | 55  |
| Tablo 14, Kalıpta ve Serbest dövme çiftli kancalar, ham "RF ve RS" (Stan 11).....    | 56  |
| Tablo 15, Kalıpta dövme çiftli kancaların ölçü toleransları, (Stan 11).....          | 57  |
| Tablo 16, Serbest dövme çiftli kancaların ölçü toleransları, (Stan 11).....          | 57  |
| Tablo 17, Çiftli kaca, Şekil 69, Detay B (Stan 12).....                              | 58  |
| Tablo 18, Vidalı bağlantı için kanca bloğu traversi (Stan 15).....                   | 59  |
| Tablo 19, Vidasız bağlantı için kanca bloğu traversi.....                            | 60  |
| Tablo 20, Kanca somunları (Stan 16).....   | 61  |
| Tablo 21, Tambur için önerilen ölçüler (Stan 6).....                                 | 66  |
| Tablo 22, Tambur cidar kalınlığı "h" için önerilen ölçüler (Lit 2).....              | 70  |
| Tablo 23, Tambur için önerilen ölçüler.....  | 71  |
| Tablo 24, Tambur boyuna göre donam ve kaldırma yükseklikleri.....                    | 85  |
| Tablo 25, Mastara uygun zincirlerin geometrik ölçüleri, DIN 5684 (Şekil 102).....    | 89  |
| Tablo 26, Mastara uygun zincirlerin mekanik değerleri, DIN 5684 (Şekil 102).....     | 89  |
| Tablo 27, Mastara uygun kısa baklalı (DIN 766) zincirler (Şekil 103).....            | 90  |
| Tablo 28, Göbekten yataklı tekerlekler için önerilen ölçüler.....                    | 120 |
| Tablo 29, Tek ve çift kirişli köprülü vinçlerde başlık tekerlek açıklığı.....        | 122 |
| Tablo 30, Önerilen tekerlek çaplarımız ve malzemelerimiz.....                        | 126 |
| Tablo 31, Önerilen lama ray genişliği ve malzemesi.....                              | 126 |
| Tablo 32, Emniyetli yüzey basıncı değeri $p_{EM}$ ve faktör $c_1$ DIN 15070 den..... | 127 |
| Tablo 33, Malzeme fakörü " $c_1$ " kıyaslama ile bulunması.....                      | 128 |
| Tablo 34, Devir sayısı faktörü $c_2$ DIN 15070 den.....                              | 128 |
| Tablo 35, Devir sayısı faktörü $c_2$ DIN 15070 den.....                              | 128 |
| Tablo 36, Çalışma oranı faktörü $c_3$ DIN 15070 den.....                             | 129 |
| Tablo 37, Tekerleğimizin taşıyabileceği en büyük dik kuvvet " $F_{TD\max}$ ".....    | 129 |
| Tablo 38, Tek bandajlı, bandajı dişli tekerlek ölçüleri.....                         | 135 |
| Tablo 39, Tek bandajlı dişsiz tekerlek ölçüleri.....                                 | 135 |
| Tablo 40, Monoray araba emniyet plakaları.....                                       | 137 |
| Tablo 41, Monoray araba yan plakaları.....   | 138 |
| Tablo 42, Pratikte kabaca kabul edilen değerler.....                                 | 147 |
| Tablo 43, Rüzgar basıncı $R_{Ba} = 1,6 \cdot q$ .....                                | 147 |
| Tablo 44, Birim yürüyüş direnci " $w_{bir}$ ".....                                   | 149 |
| Tablo 45, Sürtünme faktörü " $\mu$ ".....  | 149 |
| Tablo 46, Fren emniyet katsayısı " $S_{Fr}$ " (Lit 7).....                           | 161 |
| Tablo 47, Çift pabuçlu kasnak fren, Şekil 184 (Stan 19).....                         | 164 |
| Tablo 48, Sürtünme katsayısı ve emniyetli yüzey basıncı mukavemet değeri.....        | 167 |
| Tablo 49, Emniyetli " $p.v.\mu$ " ve diğer değerler (Stan 18).....                   | 167 |
| Tablo 50, Çift pabuçlu kasnak frenlerde değerler ve ölçüler, Şekil 189.....          | 172 |
| Tablo 51, Diskli frenin değerleri ve ölçüleri için öneriler, Şekil 193.....          | 176 |
| Tablo 52 Sürtünme katsayısı $\mu$ (kasnak çelik veya pik);.....                      | 180 |
| Tablo 53, Bantlı frenler için geometrik ölçü önerileri.....                          | 181 |

## 6 Konu indeksi

### B

|                                    |          |
|------------------------------------|----------|
| Balatalı frenler .....             | 178      |
| Bantlı frenler .....               | 179, 184 |
| Bilezikli elektrik motorları ..... | 111      |
| Birim yürüyüş direnci .....        | 149      |

### Ç

|                                      |     |
|--------------------------------------|-----|
| Çalışma Oranı $\text{ÇO}$ .....      | 111 |
| Çalışma oranı faktörü $c_3$ .....    | 129 |
| Çelik halat .....                    | 12  |
| Çelik halatın tanımı .....           | 12  |
| Çelik halatlı kaldırma sistemi ..... | 12  |
| Çıkarmalı frenler .....              | 182 |
| Çok operasyonlu halatlar .....       | 13  |

### D3

|   |     |
|---|-----|
| Damarda ve halatta çapraz yönleri ..... | 14  |
| Devir sayısı faktörü $c_2$ .....        | 128 |
| Diskli frenler .....                    | 175 |

### E

|                                      |     |
|--------------------------------------|-----|
| Elektrik motoru tahrikli araba ..... | 133 |
| Emniyetli yüzey basıncı .....        | 127 |

### F

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| Filler damarlı halatlar ..... | 13  |
| Fren kasağı .....             | 171 |
| Fren pabuçları .....          | 170 |
| Fren şasisi .....             | 169 |
| Frenler .....                 | 160 |

### G

|   |   |
|---|---|
| Gezer köprü vinci .....                         | 8 |
| Gezer köprü vinci sistem şeması .....           | 8 |
| Gezer köprü vincine istenilen ana ölçüler ..... | 9 |

### H

|  |    |
|--|----|
| $h_1$ faktörü değerleri .....                | 30 |
| Halat faktörü " $c_{Ha}$ " .....             | 17 |
| Halat makaraları .....                       | 28 |
| Halat makarası .....                         | 29 |
| Halat makarasının çapı .....                 | 30 |
| Halata gelen hesapsal yük " $F_{Ha}$ " ..... | 17 |
| Halatlı ceraskal .....                       | 8  |

### I

|                      |    |
|----------------------|----|
| İkiz tambur .....    | 75 |
| İşletme sınıfı ..... | 19 |

### K

|                             |     |
|-----------------------------|-----|
| Kaçıklık açısı .....        | 29  |
| Kaçıklık mesafesi .....     | 29  |
| Kademeli buçurgat .....     | 37  |
| Kaldırma motoru .....       | 111 |
| Kaldırma redüktörleri ..... | 102 |
| Kaldırma sistemi .....      | 12  |
| Kaldırma tahriği .....      | 112 |
| Kanca .....                 | 43  |

|   |     |
|---|-----|
| Kanca bloğu .....                       | 28  |
| Kanca bloğu traversi .....              | 59  |
| Kanca somunları .....                   | 61  |
| Kasnaklı frenler .....                  | 164 |
| Kasnaklı frenlerin konstrüksiyonu ..... | 169 |
| Kavaleta .....                          | 93  |
| Kavaletanın konstrüksiyonu .....        | 96  |
| Kendir özlü standart çelik halat .....  | 20  |
| Konik diskli frenler .....              | 177 |

### O

|  |    |
|--|----|
| Örnek 1 .....  | 8  |
| Örnek 1, 100kNx20m Gezer köprü vinci .....                               | 8  |
| Örnek 2 8, 38, 42, 63, 83, 84, 85, 86, 87, 103, 116, 143, 154, 159 ..... |    |
| Örnek 2, Halatlı ceraskal .....  | 10 |
| Örnek 3 .....  | 8  |
| Örnek 3, Zincirli ceraskal .....   | 11 |

### P

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| Paralel çaprazlı halatlar ..... | 15 |
|---------------------------------|----|

### R

|                          |    |
|--------------------------|----|
| Randıman değerleri ..... | 21 |
| Rötscher katsayısı ..... | 50 |

### S

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| Sağ çapraz (z) halat .....       | 14 |
| Seale damarlı halatlar .....     | 14 |
| Sol çapraz (s) halat .....       | 14 |
| Sonsuz halatlı buçurgat .....    | 38 |
| Standart çaprazlı halatlar ..... | 15 |

### T

|                                    |          |
|------------------------------------|----------|
| Tahrirsiz araba .....              | 133      |
| Tambur .....                       | 64       |
| Tambur konstrüksiyonu .....        | 71       |
| Tamburda mukavemet hesapları ..... | 67       |
| Tek bandajlı tekerlekler .....     | 133, 134 |
| Tek operasyonlu halatlar .....     | 13       |
| Tekerlekler .....                  | 118      |
| Toplamalı frenler .....            | 183      |

### V

|                      |     |
|----------------------|-----|
| Vinç motorları ..... | 108 |
|----------------------|-----|

### W

|   |    |
|---|----|
| Warrington damarlı halatlar .....       | 14 |
| Warrington-Seale damarlı halatlar ..... | 14 |

### Y

|                                      |     |
|--------------------------------------|-----|
| Yük kolektif faktörü .....           | 18  |
| Yürütme Sistemi .....                | 118 |
| Yürüyüş direnci .....                | 149 |
| Yürüyüş motorları .....              | 146 |
| Yürüyüş motorunun hesaplaması .....  | 151 |
| Yürüyüş redüktörleri .....           | 156 |
| Yürüyüş tahriği konstrüksiyonu ..... | 148 |
| Yuvarlak çelik zincirler .....       | 88  |

---

|                       |    |                                |     |
|-----------------------|----|--------------------------------|-----|
| <b>Z</b>              |    | Zincir seçimi.....             | 91  |
| Zincir çarkları ..... | 95 | Zincir tahrikli araba.....     | 133 |
| Zincir kasnağı .....  | 93 | Zincirli ceraskal .....        | 8   |
| Zincir mekaniği.....  | 92 | Zincirli kaldırma sistemi..... | 88  |