

Pernolar- Akslar - Miller

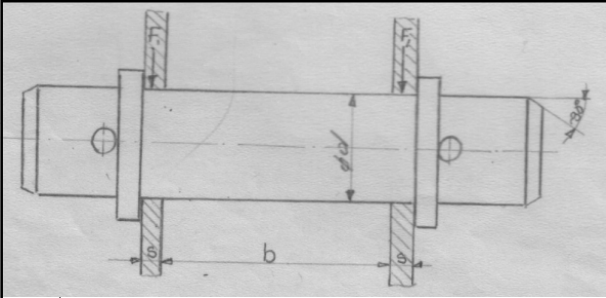
1

PERNOLAR

Mafsallı bağlantılarda, tekerleklerin taşıyıcı gövdeye bağlanmasında kullanılır.

Pernoları akslardan ayıran başlıca özelliği, bağlantılarındaki mesafenin kısa olması nedeniyle eğilme momentlerinin küçük olması, dolayısı ile yüzey basıncının önemli olduğu parçalardır.

2



Yukarıda bir pernonun yerine takılış şekli görülmektedir.

3

Küçük zorlanmalarda malzeme olarak St 42
Büyük zorlanmalarda St 50, St60 ve sementasyon çelikleri kullanılır.

Bağlantı yerlerindeki mukavemet kontrolü;

Yüzey basıncı

$$P = \frac{F_1}{s \cdot d} \leq P_{em}$$

4

Kesme;

$$\tau = \frac{F_1}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{em}$$

Eğilme;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F_1 \left(\frac{s+b}{2} \right)}{W_e} \leq \sigma_{em}$$

5

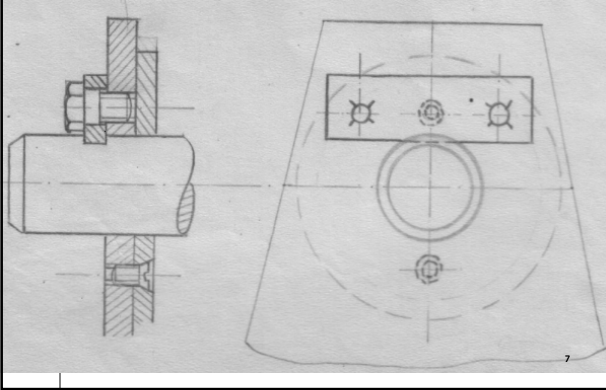
AKSLAR

Tamburlar, tekerlekleri taşıyan, dönmedikleri için döndürme momenti iletmeyen, esas olarak eğilmeye zorlanan elemanlardır.

Aksların takıldıkları yerlerde dönmelerini önlemek için aks tutucuları kullanılır.

6

AKS TUTUCULARI

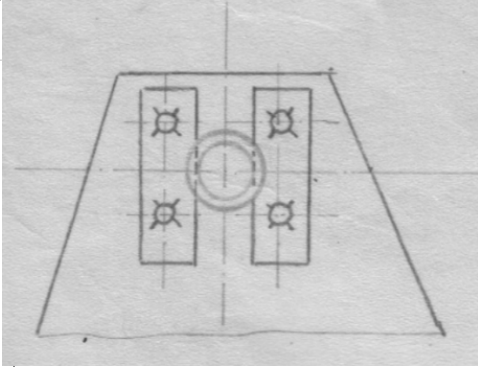


Kilitleme tertibatları her standart aks çapı için standartlaştırılmış olarak hazır bulunur.

Aks tutucularının görevi, pernoyu veya aksı sabitleştirerek dinamik yüklenmesini önlemek ve aşınmasına mani olmaktır.

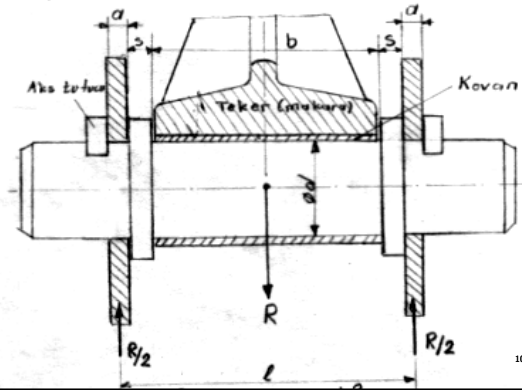
8

Diğer bir aks tutucu çift kilitleme tertibatı olan tutucu aşağıdaki şekilde görülmektedir.

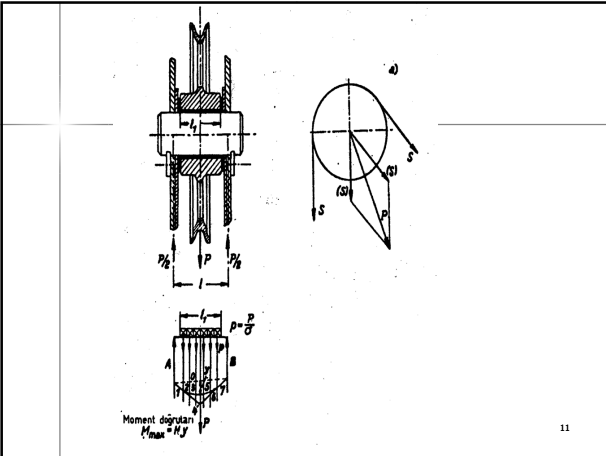


9

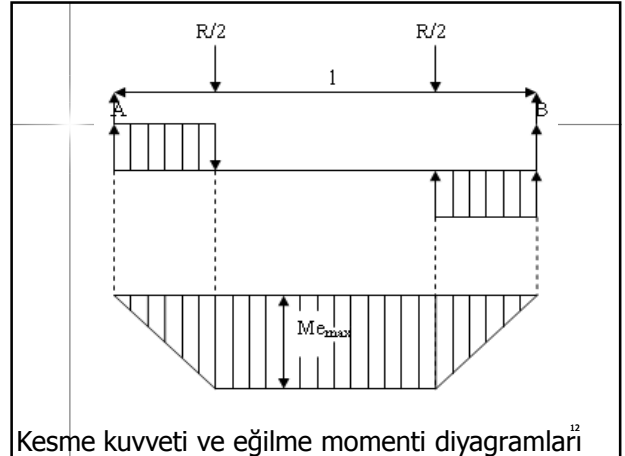
TEKER AKS PERNO HESABI



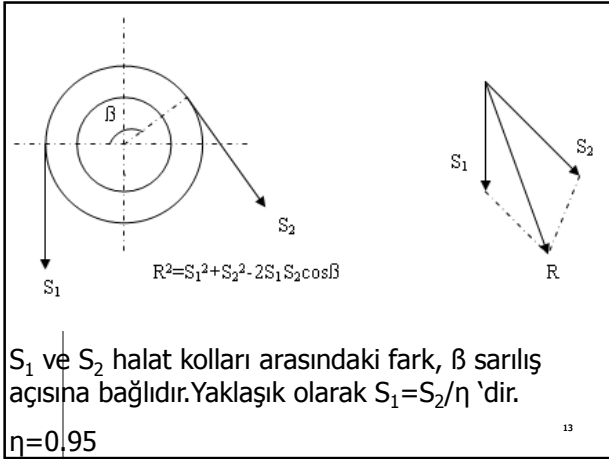
10



11



Kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramları



$$M_{e\max} = \frac{R}{2} \left(\frac{a}{2} + s + \frac{b}{4} \right)$$

$$\sigma_e = \frac{M_{e\max}}{W_e} \leq \sigma_{em}' \text{ ten } d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{e\max}}{\pi \cdot \sigma_{em}}} \text{ aks çapı}$$

$\sigma_{em} = 80 \dots 100$ alabiliriz.

Kovan malzemelerini yüzey basınç kontrolü,

Rq: kızıl döküm, Rq7, Rq8 gibi malzemelerin emniyetle taşıyabileceği yük basıncı değerleri $P_{em} = 8 \dots 10 \text{ N/mm}^2$ alınabilir.

$$P_k = \frac{R}{b \cdot d} \leq P_{em}$$

P_k kova yüzey basıncı büyük olduğunda aks çapı d büyütülür. Bunu sağlamak için b uzunluğu artırıldığında, eğilme momenti de büyüyeceğinden sakıncalıdır.

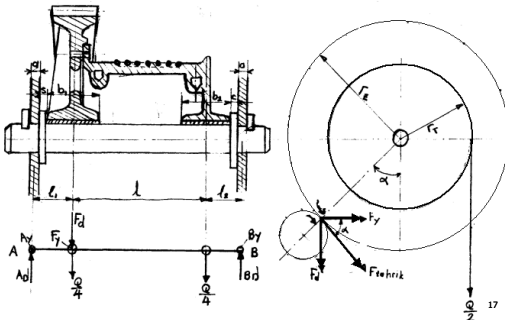
Aks ve sac arasındaki yüzey basıncı kontrolü:

$$P_s = \frac{R/2}{a \cdot d} \leq P_{em}$$

Çelik saclarda $P_{em} = 100 \dots 150 \text{ N/mm}^2$ alınabilir.

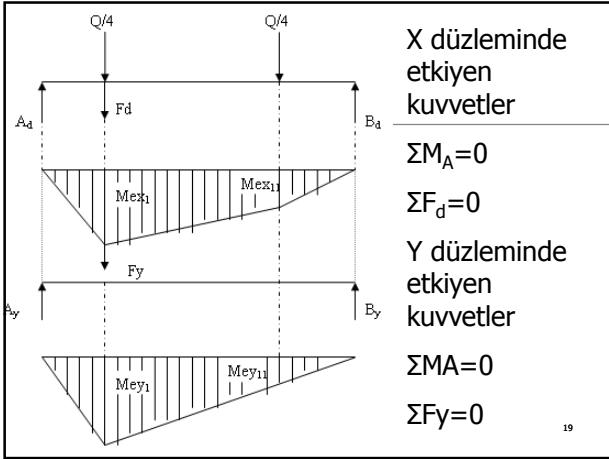
TAMBUR AKSININ HESABI

4 taşıyıcı halatlı ikiz palangalı kaldırma sistemi aşağıda görülmektedir.



Taşıyacak yük Q ise, yükün $Q/2$ 'si dengeleme makarası tarafından taşınacağından, geri kalan $Q/2$ 'si tambur tarafından taşınır.

Yük tambur ayaklarının ortasından etkidiğini kabul edersek (gerçekte yayılı yük şeklindedir) her bir ayakta $Q/4$ etkir.



Her iki düzlemde alt alta gelen en büyük eğilme momentlerinin en büyük bileşkeleri, aksa etkiyen maksimum eğilme momentidir.

$$M_{e \max 1} = \sqrt{M_{ex1}^2 + M_{ey1}^2}$$

$$M_{e \max 2} = \sqrt{M_{ex2}^2 + M_{ey2}^2}$$

20

Aks çapı hesabı;

$$\sigma_e = \frac{M_{e \max}}{W_e} \leq \sigma_{em}, \quad W_e = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{e \max}}{\pi \sigma_{em}}}, \text{ den bulunur.}$$

21

Tambur aksı için ayrıca, tambur ayaklarının oturduğu kovanların yüzey basıncının ve saclardaki yüzey basıncının kontrol edilmesi gerekir.

$$P_{k1} = \sqrt{\frac{(\frac{Q}{4} + F_d)^2 + F_y^2}{\pi b_1}} \leq P_{emk}$$

$$P_{k2} = \frac{\frac{Q}{4}}{b_2 \cdot d} \leq P_{emk}$$

22

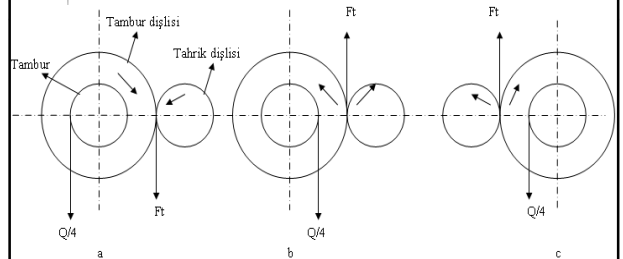
MİL HESAPLARI

Miller akslardan farklı olarak bir de burulmaya zorlanırlar. Eğilmenin burulma yanında ihmal edilmesi halinde mil çapı hesabı:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_b}{\pi \tau_{em}}}, \text{ den bulunabilir.}$$

23

Tambur Dişlisinin Tahrik Şekilleri



24

İşletme anında tambur aksına gelen bileşke kuvvetleri düşünürsek

Şekil a'da $F_{\max} = Q/4 + F_t$

Şekil b' de $F_{\max} = Q/4 - F_t$

Şekil c'de $F_{\max} = Q/4 - F_t$ 'dir.

Sonuçta b ve c şekillerinde tambur aksına etkiyen kuvvetlerin daha az olduğu düşünülürse b ve c daha uygundur.

25

Fakat bu konstrüksiyonlardaki mukavemet hesapları her zaman max kuvvet ve momente göre yapılacağından

a'da işletme halinde max kuvvet $F_{\max} = Q/4 + F_t$

b'de durgun halde max kuvvet $F_{\max} = Q/4$

c'de durgun halde max kuvvet $F_{\max} = Q/4$

26

Tahrik dişlisinin bulunduğu tambur ayağına gelen kuvvetlerin bileşkesi

$$F_b = \sqrt{\left(\frac{Q}{4} + F_d\right)^2 + F_y^2} \text{ 'dir}$$

b ve c şekillerinde tambur aksına etkiyen kuvvetlerin daha az olacağı aşikardır.

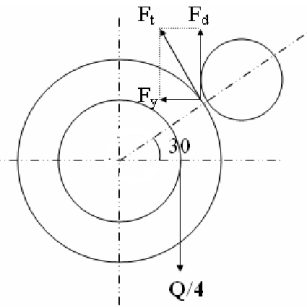
27

PROBLEM

10 tonluk bir kren 16mm çaplı 4 taşıyıcı halatlı bir ikiz palanga sistemi ile çalışıyor. Kaldırma yüksekliği $H=13.5$ 'dir.

Tambur ayakları kovan genişliği 120mm. Sac merkezleri aralığı 1350mm, sac kalınlığı 20mm. Tahrik dişlisi taksimat dairesi çapı $D_0=800$ mm. Verilmeyen diğer büyüklükler kabul edilerek aks çapı ve tambur hesabını yapınız.

(Çözüm için sürtünmeyi ihmal ediniz)



Tambur tahrik şekli

28

ÇÖZÜM

Tambur çapı

$$D_T = c\sqrt{F}$$

$C=2.23$

$$F_H = \frac{Q}{4} = \frac{100000}{4} = 25000N$$

29

$$D_T = 2.23\sqrt{25000} = 352.59mm$$

$$D_T = 400mm \text{ kabul}$$

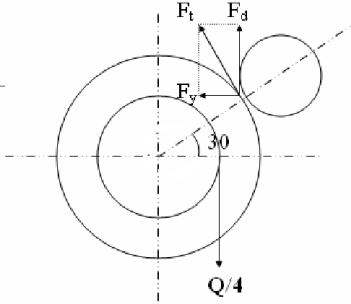
Tambur yiv sayısı

$$z = \frac{2.H}{\pi \cdot D_T} + (1.5 \dots 3) = \frac{2 \cdot 13.5}{0.4 \cdot \pi} + 2.5 = 24$$

30

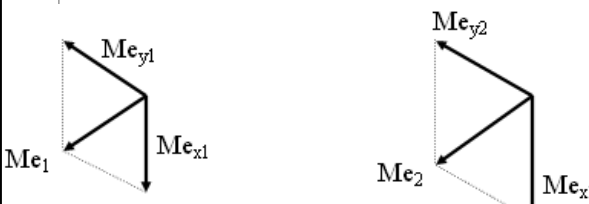
	Yiv merkezleri arası mesafe:
	$s = d + (1...3) = 16 + 2 = 18mm$
	Tamburum bir tarafına açılan boy:
	$l = z.s = 24.18 = 440mm$
	Toplam tambur uzunluğu l=90 mm ile
	$l_T = 440 + 90 + 440 = 970mm$
	31

	Tambura verilmesi gereken döndürme momenti (Yük momenti);
	$M_{Td} = 2 \times 25000 \times \frac{D_T}{2} = 2 \times 25000 \times 0,2$
	$= 10000 Nmm$
	Bu döndürme momentini sağlayan dişli momenti;
	$F_{tahrik} = \frac{M_{Td}}{D_0/2} = \frac{10000}{0.8/2} = 25000 N$
	32

	Tahrik kuvvetlerinin bileşenleri:
	Tahrik şekli;
	
	$F_y = F_t \cdot \cos 60 = 25000 \cdot 0,5 = 12500 N$
	$F_d = F_t \cdot \sin 60 = 25000 \cdot 0,866 = 21656,6 N$
	33

	Eğilme momentinin hesabı:
	X düzleminde:
	$A_d = \frac{50000 \times 0,66}{1,35} = 24444,4 N$
	$B_d = \frac{50000 \times 0,69}{1,35} = 25555,5 N$
	34

	Bu düzlemdeki F_d dişli kuvveti tambur döndüğünde yukarı doğru etkiyeceğinden kuvvetleri azaltıcı yönde etki eder.
	Y düzleminde F_t kuvvetinin tümü Y düzleminde etkidiğini kabul edelim
	$A_y = \frac{25000 \times 1,25}{1,35} = 23148,14 N$
	$B_y = \frac{25000 \times 0,1}{1,35} = 1851,85 N$
	35

	$M_{ex1} = A_d \times 0,75 = 24444,4 \times 0,75 = 18333,3 Nmm$
	$M_{ex2} = B_d \times 0,75 = 25555,5 \times 0,75 = 19166,6 Nmm$
	$M_{ey1} = A_y \cdot 0,75 = 23148,14 \cdot 0,75 = 17361,1 Nmm$
	$M_{ey2} = B_y \cdot 0,75 = 1851,85 \cdot 0,75 = 1388,88 Nmm$
	
	36

$$M_{e1} = 18415.3 Nmm$$

$$M_{e2} = 19216.84 Nmm$$

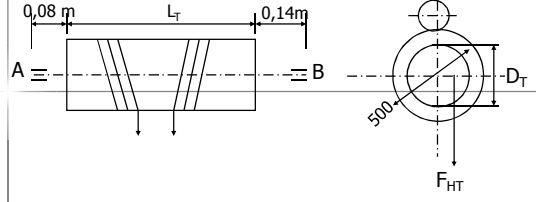
Aks çapı;

$$d = \sqrt{\frac{32 \times M_{e2}}{\pi \times \sigma_{em}}} = \sqrt{\frac{32 \times 19216.84}{\pi \times 90 N/mm^2}} = 46,63$$

$$d = 50mm$$

37

PROBLEM



6 ton yük kaldıran bir tambur mekanizmasının aksı hesaplanacaktır. Şekildeki sistem ikiz makaralı bir kaldırma düzeneğidir.

38

$$\sigma_{em} = 220 N/mm^2$$

$$\eta = 0,9$$

Kaldırma yüksekliği=10 m

$V_k=0,85$ m/s

- Halat, makara, tambur çapı
- Tamburun boyutları (yiv sayısı, tambur uzunluğu)
- Tambur devir sayısı
- Tamburun hangi güçle tahrik edilmesi gerektiğini
- Tambur aks çapını hesaplayınız.

39

ÇÖZÜM

$$F_H = \frac{Q}{2} \times \frac{1-\eta}{1-\eta^2} = \frac{60000}{2} \times \frac{1-0,9}{1-0,9^2} = 15789,4 N$$

$$F_{HT} = 31578,9 N$$

$$d_H = 0,102 \sqrt{15789,4} = 12,71 \approx 13mm$$

$$D_m = 2,55 \times \sqrt{15789,4} = 317,88mm \approx 320mm$$

$$D_T = 2,2 \sqrt{15789,4} \approx 280 mm$$

40

$$Z = \frac{2 \times H}{\pi \times D_T} + 1,5 = \frac{2 \times 10}{\pi \times 0,28} + 1,5 = 24,23 \approx 25 \text{ yiv}$$

Yiv merkezleri arasındaki mesafe

$$S = 1,15 \times 25 = 28,75mm$$

Tamburun bir tarafına yiv açılan boy

$$l_y = Z \times S = 25 \times 28,75 = 718,15mm$$

41

Toplam tambur uzunluğu

$$l_T = 2 \times l_y + 6 \times d_H + 0,5 \times D_T$$

$$l_T = 2 \times 718,75 + 6 \times 13 + 0,5 \times 280$$

$$l_T = 1655,5mm$$

42

Tambura verilmesi gereken döndürme momenti

$$M_T = 2 \times F_H \times \frac{D_T}{2} = 2 \times 15789,4 \times \frac{0,28}{2} = 4421,032 Nm$$

Bu momenti sağlayan dişli kuvveti

$$F_T = \frac{M_T}{D_{z/2}} = \frac{4421,032}{\frac{0,5}{2}} = 17684,12 N$$

43

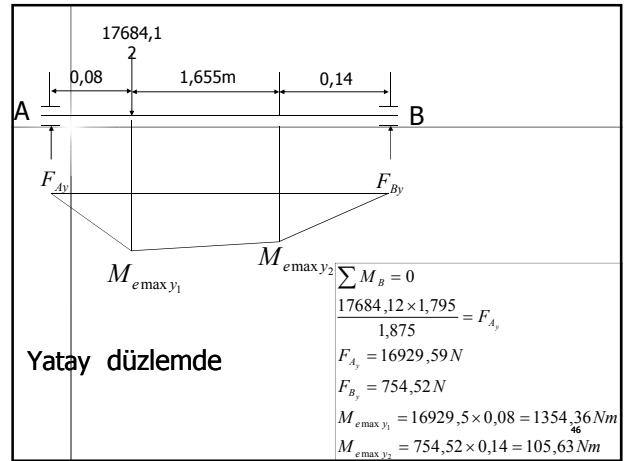
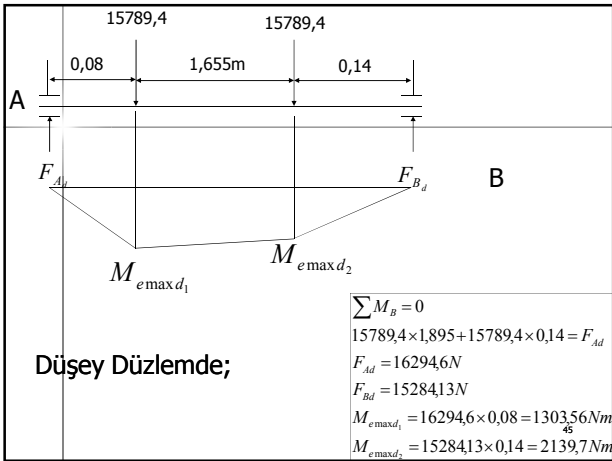
$$V_T = 2 \times V_k = 2 \times 0,85 = 1,7 m/s$$

$$V_T = \frac{\pi \times D_T \times \eta_T}{60} \Rightarrow \eta_T = \frac{60 \times 1,7}{\pi \times 0,28} = 116 dev/dak$$

$$P = M_T \times W = 4421,032 \times \frac{\pi \times 116}{30}$$

$$P = 53704,44 Watt$$

44



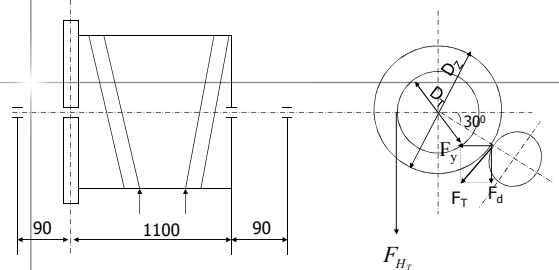
$$M_{emax_1} = \sqrt{(130356)^2 + (135436)^2} = 1879,776 Nm$$

$$M_{emax_2} = \sqrt{(21397)^2 + (105,63)^2} = 21423 Nm$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 2142305}{\pi \times 220}} = 46,28 \approx 50 mm$$

47

PROBLEM



Şekildeki 4 taşıyıcı halatlı ikiz makaralı bir kaldırma düzeneği ile Q=10 ton'luk bir yük kaldırılacaktır.

48

Tambur aks çapını hesaplayınız

$$D_T = 400 \text{ mm}$$

$$D_Z = 580 \text{ mm}$$

$$\eta = 0,96$$

$$\sigma_{Ak} = 300 \text{ N / mm}^2$$

$$S = 5$$

Aks malzemesi St 42

49

ÇÖZÜM

$$F_H = \frac{Q}{2} \times \frac{1-\eta}{1-\eta^2} = \frac{10000(1-0,96)}{2 \times (1-0,96^2)} \cong 25500 \text{ N}$$

$$F_{H_T} = 2 \times 25500 = 51000 \text{ N}$$

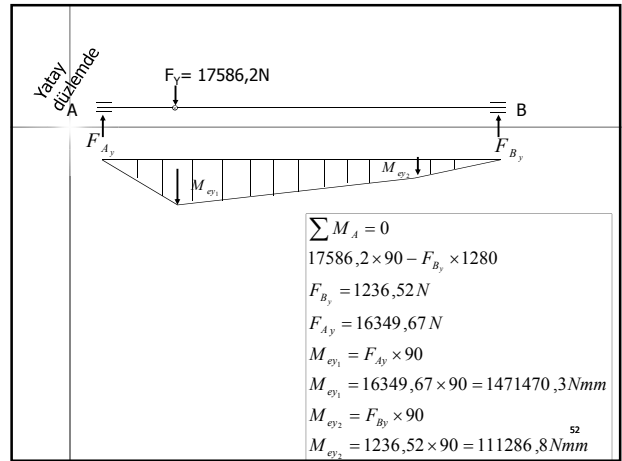
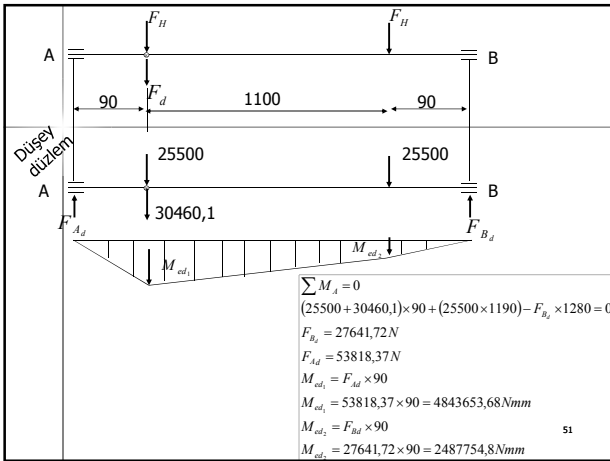
$$M_T = F_{H_T} \times \frac{D_T}{2} = 51000 \times \frac{400}{2} = 10200000 \text{ Nmm}$$

$$M_T = F_T \times \frac{D_Z}{2} \Rightarrow F_T = \frac{2 \times M_T}{D_Z} = \frac{2 \times 10200000}{580} = 35172,4 \text{ N}$$

$$F_d = F_T \times \cos 30 = 35172,4 \times \cos 30 = 30460,1 \text{ N}$$

$$F_y = F_T \times \sin 30 = 35172,4 \times \sin 30 = 17586,2 \text{ N}$$

50



$$M_{\text{emax}_1} = \sqrt{(4843653,68)^2 + (1471470,3)^2} = 5062233,283 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{emax}_2} = \sqrt{(2487754,8)^2 + (111286,8)^2} = 2490242,698 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 5062233,283}{\pi \times \frac{300}{5}}} = 95 \text{ mm}$$

53