

Tarla ağızı Kuyusu

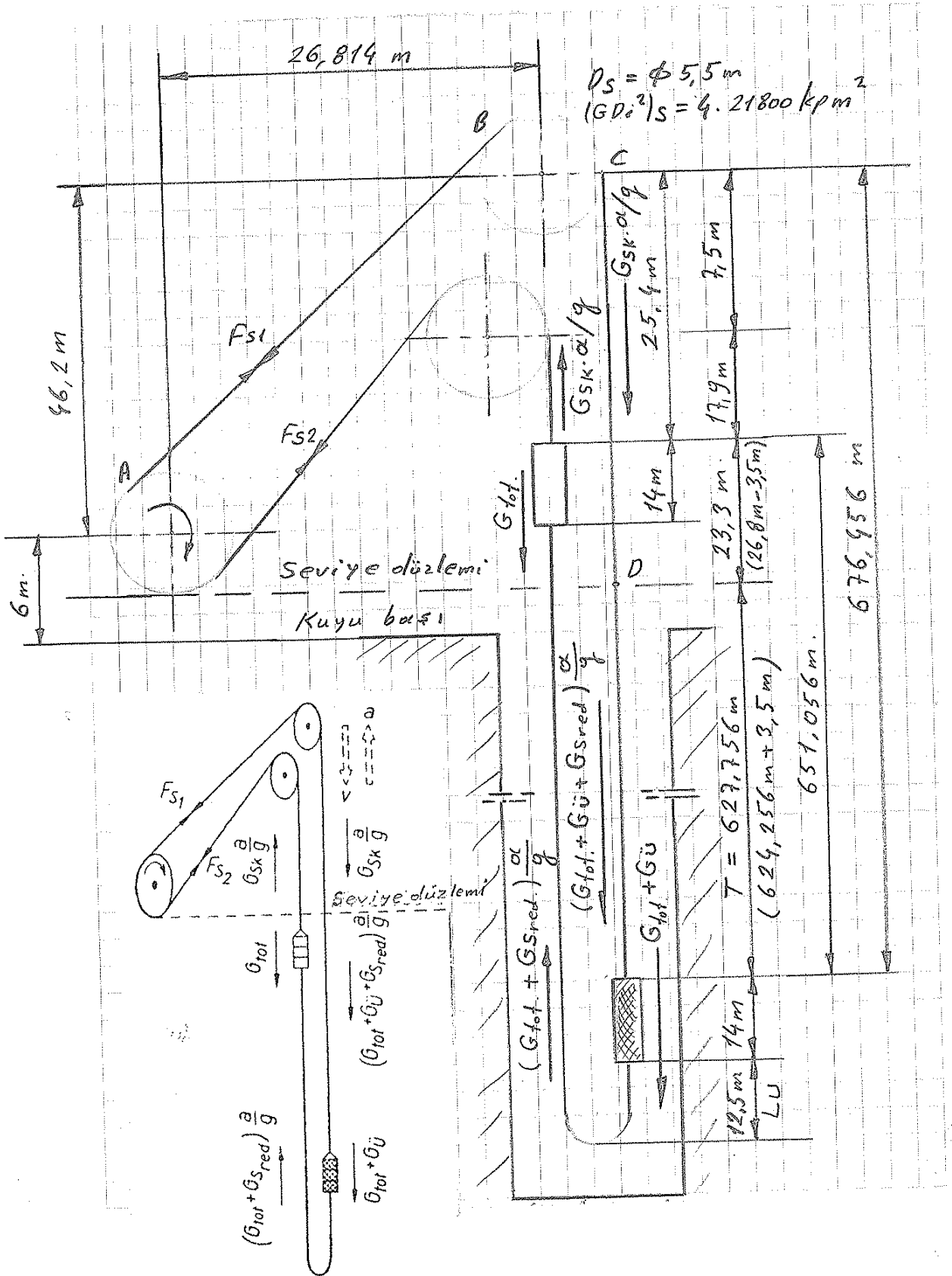
skip - skip

Koepfe Sistemi

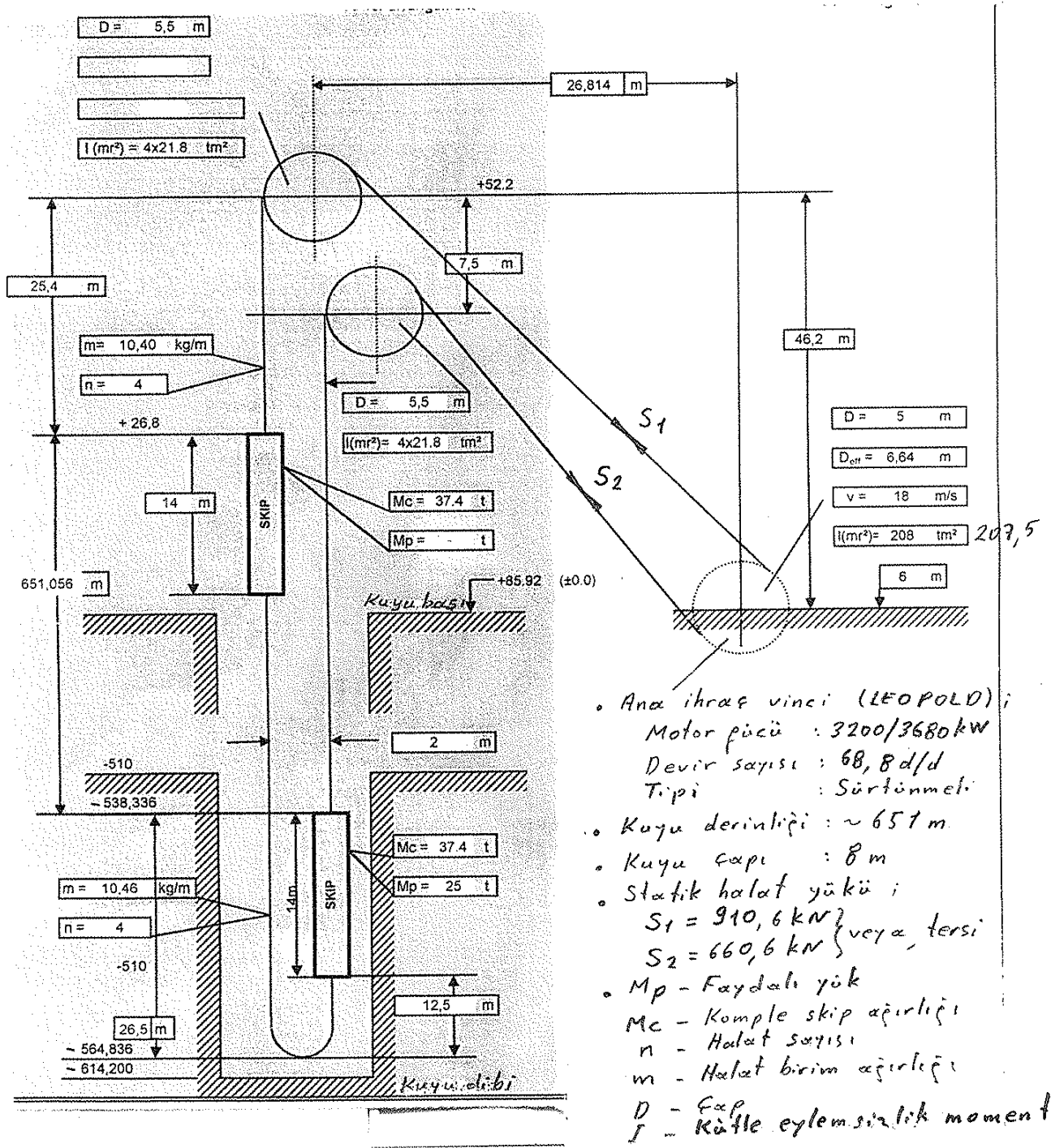
-I-

- ivme hesabı
- Halat seçimi
- Hız - zaman - yol diyagramı
- Döndürme momenti - zaman diyagramı
- Güç - zaman diyagramı
- Çift pabuçlu fren hesabı
- Disk fren hesabı
- Ek bilgiler

Tuncer ÖZKAN  
Mak. Y. Müh.



Sekil 1- Yerüstü seviyesinde kurulu, sürtünme tankurlu nakliyat sisteminde (küpçe) yük, aşağı indirilirken yavaşlama (frenleme) hali için oluşan kuvvetler.



- Ana ihraç vinci (LEOPOLD);  
 Motor gücü : 3200/3680 kW  
 Devir sayısı : 68,8 d/d  
 Tipi : Sürtünmeli
- Kuyu derinliği : ~ 651 m
- Kuyu çapı : 8 m
- Statik halat yükü ;  
 $S_1 = 910,6 \text{ kN}$   
 $S_2 = 660,6 \text{ kN}$  } veya, tersi
- $M_p$  - Faydalı yük  
 $M_c$  - Komple skip ağırlığı  
 $n$  - Halat sayısı  
 $m$  - Halat birim ağırlığı  
 $D$  - Çap  
 $I$  - Kütle eylemsizlik momenti

Sürtünme tanburu (KOEPE) nakliyat siste- -2.  
minde halat kaymasına karşı dinamik emniyet:  
Kullanılan semboller ve birimleri (Şekil 1);

$G_{tot}$  [kp] - Kafes, skip veya denge (karşı) ağırlık-  
ları, korum takımı, boş veek arabaları,  
kuyu halatları ve v.s ağırlıklara karşılık  
gelen ölü yük ağırlığı (Her bir nakliyat  
kanadı için)

$G_{ü}$  [kp] - Aşırı yük kuvveti veya en büyük  
fazla ağırlık kuvveti. Halat ağırlık kuvvet-  
leri eşit değilse,  
 $G_{sü} = G_{s1} - G_{s2}$   
 $G_{ü} = G_N + G_{sü}$   
( $G_N$  - Faydalı yük)

$(GD_i^2)_S$  [kp m<sup>2</sup>] - Her bir halat kısmının (Moletin/  
savurma momenti:

$G_{sred.} = \frac{(GD_i^2)_S}{D_S^2}$  [kp] - Her bir moletin halat  
merkezine (ortasına) indirgenmiş ağırlık  
kuvveti:

$D_S$  [m] - Molet çapı

$F_{S1}$  [kp] - Halat kuvveti (Koepe tanburunda  
yükli taraftaki halat kuvveti)

$F_{S2}$  [kp] - Halat kuvveti (Koepe tanburunda  
yüksüz taraftaki halat kuvveti)

$\mu$  - Sürtünme katsayısı (Halat ile Koepe -3- tanburu arasındaki)

$\alpha$  - Sürtünme tanburu halat temas açısı veya kavrama açısı

$G_{sk} [kp]$  - Bir nakliyat kovanında, sürtünme tanburundan fıkip molet üzerinden geçerek sürtünme tanburu seviyesine kadar uzanan halat parçasının ağırlık kuvveti.

Sekil 1 den faydalanarak, yükün indirilmesinde yavaşlama (frenleme) için aşağıdaki denklemleri yazabiliriz.

• Ortaya çıkan gerçek çekme kuvveti  $F_{s1w}$  :

$$F_{s1w} = m \cdot f + m \cdot \alpha$$

$$F_{s1w} = G_{tot} + G_{ü} + (G_{tot} + G_{ü} + G_{sred}) \frac{\alpha}{f} + G_{sk} \frac{\alpha}{f}$$

$$F_{s1w} = \frac{G_{tot} + G_{ü}}{f} (f + \alpha) + \frac{G_{sred} + G_{sk}}{f} \cdot \alpha$$

$$F_{s2} = G_{tot} - (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) \frac{\alpha}{f}$$

• Gerçek kavrama eğrisine karşılık gelen gerçe kuvveti  $F_{uw}$  :

$$F_{uw} = F_{s1w} - F_{s2}$$

$$F_{uw} = \frac{G_{tot} + G_{ü}}{f} (f + \alpha) + \frac{G_{sred} + G_{sk}}{f} \alpha$$

$$- G_{tot} + (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) \frac{\alpha}{f}$$

$$F_{uw} = 2 \frac{G_{tot}}{f} \cdot \alpha + 2 \frac{G_{sred} + G_{sk}}{f} \alpha + G_{\ddot{u}} \cdot \frac{\alpha}{f} + G_{\ddot{u}} \quad - 4 -$$

$$F_{uw} = (2 G_{tot} + 2 G_{sred} + 2 G_{sk} + G_{\ddot{u}}) \frac{\alpha}{f} + G_{\ddot{u}}$$

• Geometrik kavrama eğrisine karşılık selen çerçeve kuvveti  $F_{uf}$ ;

$$F_{uf} = F_{s1} - F_{s2}$$

$$F_{s1} = F_{s2} \cdot e^{\mu \alpha}$$

$$F_{uf} = F_{s2} (e^{\mu \alpha} - 1)$$

$$F_{uf} = \left[ G_{tot} - (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) \frac{\alpha}{f} \right] (e^{\mu \alpha} - 1)$$

• Halat kaymasına karşı dinamik emniyet

katsayısı  $V_{Rdyn}$ ;

$$V_{Rdyn} = \frac{F_{uf}}{F_{uw}} = \frac{\left[ G_{tot} - (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) \frac{\alpha}{f} \right] (e^{\mu \alpha} - 1)}{(2 G_{tot} + 2 G_{sred} + 2 G_{sk} + G_{\ddot{u}}) \frac{\alpha}{f} + G_{\ddot{u}}}$$

• Yükün indirilmesinde müsaade edilen yavaşlama  
nın (yavaşlama ivmesi) hesaplanması için  $V_{Rdyn} = 1$   
değeri ile yukarıdaki eşitlik kullanılırsa,

$$\left[ (2 G_{tot} + 2 G_{sred} + 2 G_{sk} + G_{\ddot{u}}) \frac{\alpha}{f} + G_{\ddot{u}} \right] \leq$$

$$\left[ G_{tot} - (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) \frac{\alpha}{f} \right] (e^{\mu \alpha} - 1)$$

$$\frac{\alpha}{f} \left[ 2 G_{tot} + 2 G_{sred} + 2 G_{sk} + G_{\ddot{u}} + (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) (e^{\mu \alpha} - 1) \right]$$

$$\leq G_{tot} (e^{\mu \alpha} - 1) - G_{\ddot{u}}$$

$$\frac{\alpha}{f} \left[ G_{tot} + G_{sred} + G_{sk} + G_{ü} + (G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) e^{\mu \alpha} \right] - 5 -$$

$$\leq G_{tot} (e^{\mu \alpha} - 1) - G_{ü}$$

$$\alpha \leq \frac{G_{tot} (e^{\mu \alpha} - 1) - G_{ü}}{(G_{tot} + G_{sred} + G_{sk}) (e^{\mu \alpha} + 1) + G_{ü}} \cdot f$$

Ana ihrac tesisleri için Alman maden nizamnamesi yük indirilirken müsaade edilen yavaşlamanın hesaplanmasında sürtünme tambur seriyesi üstündeki halat ağırlık kuvvetinin etkisini dikkate almaz. Nizamname kuyunun her iki tarafında da halat ağırlıklarını eşit olması dolayısıyla hesabı basitleştirmiştir. Aksi takdirde, taşıyıcı ve denge halat ağırlıklarından kaynaklanan farklı kuvvetlerin pür önünde tutulması gerekecekti.

• Taşıyıcı halatın (Ana nakliye halatı) hesaplanması ;

Gerekli, metalik halat kesitini bulalım,

Emniyet verilmesi,

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_B}{\nu} = \frac{F}{A_s}$$

F - Halat yükü

$$F = G + G_{zw} + G_n + G_s$$

G - Boş skip ağırlığı

$G = 30600 \text{ kp}$

$G_{ZW}$  - Koşum takımları ağırlığı

$G_{ZW} = G_{ZWT} + G_{ZWD}$

$G_{ZWT}$  - Taşıyıcı halat koşum takımı ağırlığı

$G_{ZWT} = 5000 \text{ kp} \quad (4 \cdot 1250 \text{ kp})$

$G_{ZWD}$  - Denge halat koşum takımı ağırlığı

$G_{ZWD} = 1800 \text{ kp} \quad (4 \cdot 600 \text{ kp})$

$G_{ZW} = 5000 + 1800$

$G_{ZW} = 6800 \text{ kp}$

$G_N$  - Faydalı yük

$G_N = 25000 \text{ kp}$

$G_S$  - T' halat boyunca karşılık gelen halat ağırlık kuvveti

$G_S = 10^3 \cdot T' \cdot A_S \cdot \gamma_S$

$G_S$	$T'$	$A_S$	$\gamma_S$
kp	m	mm <sup>2</sup>	kp/mm <sup>3</sup>

$\sigma_{em} = \frac{G + G_{ZW} + G_N + 10^3 \cdot T' \cdot A_S \cdot \gamma_S}{A_S} = \frac{\sigma_B}{\gamma}$

$\frac{G + G_{ZW} + G_N}{A_S} + 10^3 \cdot T' \cdot \gamma_S = \frac{\sigma_B}{\gamma}$

$A_S = \frac{G + G_{ZW} + G_N}{\frac{\sigma_B}{\gamma} - 10^3 \cdot T' \cdot \gamma_S}$



$\sigma_B$  - Halatın nominal tel mukavemeti -7-

$$\sigma_B = 1960 \text{ N/mm}^2 \approx 199,8 \text{ kP/mm}^2 \text{ (seçildi)}$$

$V$  - Halat emniyet katsayısı (statik emniyet faktörü)

Koepe nakliyat sisteminde :

Malzeme nakli için  $V \geq 7$

İnsan nakli için  $V \geq 9,5$  (Kabül)

alınır (iş güvenliği hakkındaki tüzük)

$$T' = 676,456 \text{ m} + 12,5 \text{ m}$$

$$\| T' = 688,956 \text{ m}$$

(12,5 m uzunluk, skip altı ile denge halatının kıvrım yaptığı seviye arasında kalan mesafedir)

$\gamma_S$  - Halatın özgül ağırlığı (lif için)

lif özlü bütün yuvarlak halatlar için,

$$\gamma_S = 9,5 \cdot 10^{-6} \text{ kP/mm}^3$$

alınabilir.

$$A_S = \frac{(30600 + \frac{7400}{9,5} + 25000) / (4 \text{ halat})}{\frac{199,8}{9,5} - 10^3 \cdot 688,956 \cdot 9,5 \cdot 10^{-6}}$$

$$\| A_S = 1077 \text{ mm}^2$$

Halat kataloglarında baktığımızda, örneğin

6x36 Warrington - Seale halatı için

$\sigma_B = 1960 \text{ N/mm}^2$  tel mukavemetine karşılık selen ve hesaplanan (teorik) halat kopma mukavemeti,

$$\sigma_{B_{\text{halat}}} = \sigma_B \cdot A_s = 1960 \cdot 1087$$

$$\sigma_{B_{\text{halat}}} \approx 2145 \text{ kN}$$

Değerinden daha büyük ve sonuçta yakın olan

$$\sigma_{B_{\text{halat}, 1960}} = 2145 \text{ kN}$$

kopma mukavemetini karşılayabilecek halat çapı

olarak seçilir. Seçilen halatın gösterilişi;

Halat 52 TSEN 12385/6 - LÖFT 1960 S/2

(Çelik halat tel mukavemetini artırabiliyor ancak Koepre halatlarında problem devam ediyor).

veya,

Taşıyıcı halat 6x36-52x1960 S/2 EN 12385/6

Burada,

Kordon veya demet sayısı : 6

Her kordondaki tel sayısı : 36

Nominal halat çapı : 52 mm

Nominal tel mukavemeti : 1960 N/mm<sup>2</sup>

Çapraz sap dolanılı : S/2

Lif özlü : LÖ

Çiptak telli : FT

Halatın metalik kesiti :  $2145 \cdot 10^3 / 1960 = 1094 \text{ mm}^2$

Halatın birim ağırlığı : 10,4 kP/m

Halatın hesaplanmış (teorik) kopma yükü :  $2145 \cdot 10^3 \text{ N}$

Halat birim ağırlığını göz önüne alarak denge halatında (kuyruk veya alt halat) seçebiliriz. (DIN EN 12385/6 veya PFEIFER DRAGO kataloğundan.)  
 Taşıyıcı halatta birim ağırlık 10,4 kP/m, dolayısıyla

Çift dikişli yassı kuyruk halatı,  $6 \times 4 \times 12 - 127 \times 28 \times 140$  DIN EN 12385/6 paltanizli olarak seçilir.

- Tel sayısı :  $6 \times 4 \times 12 = 288$  Ad.
- (6 Kanat, her kanat için 4 kordon ve her kordonda 3+9 tel)
- Nominal genişlik :  $b = 127$  mm.
- Nominal kalınlık :  $s = 28$  mm
- Nominal tel mukavemeti :  $140$  kP/mm<sup>2</sup> ( $\approx 1370$  N/mm<sup>2</sup>)

Yassı halatın birim ağırlığı :  $10,46$  kP/m (Pfeifer Drago)  
 Minimum toplam kopma mukavemeti :  $1430$  kN  
 (Tel çekme serilmesine karşılık gelen)

Görüldüğü gibi, yassı halatın birim ağırlığı  $10,46$  kP/m olup, taşıyıcı halat ile ( $10,40$  kP/m) arasındaki birim ağırlık farkının çok az olması nedeniyle fazla bir önem taşımaz.

Artık, yükün indirilmesinde müsaade edilen yavaşlama ivmesini hesaplayabiliriz.

$$\alpha \leq \frac{G_{tot} (e^{\mu \alpha} - 1) - G_{\dot{u}}}{(G_{tot} + G_{sred}) (e^{\mu \alpha} + 1) + G_{\dot{u}}} \cdot f$$

GSK - Halat parçası  $L_K (= ABCD)$  nin ağırlığı  
 (Göz önüne alınmaz. Sayfa: 5)

$$G_{tot} = G_K + G_{S1}$$

$G_K$  - Skip'in koşum takımları ile birlikte ağırlığı

$$G_K = G + G_{zwt} + G_{zwd} \quad (S: 6)$$

$$G_K = 30600 + 5000 + \cancel{1800}^{2400}$$

$$\parallel G_K = \underline{37400 \text{ kp}} \quad 38000 \text{ kp}$$

$G_{S1}$  - Hallet ağırlığı  $(T+Lu)$  hallet boyunca karşılık gelen. (Birim ağırlıklar; 10,4 kp/m, 10,46 kp/m dolayısıyla  $G_{S1} \approx G_{S2}$  alınmıştır)

$$G_{S1} = (T+Lu) \cdot 10,4 = 4 \text{ hallet}$$

$$G_{S1} = (627,756 + 12,5) \cdot 10,4 = 4$$

$$\parallel G_{S1} = 26634,65 \text{ kp}$$

$$G_{tot} = \frac{37400}{38000} + 26634,65$$

$$\parallel G_{tot} = \underline{64034,65 \text{ kp}} \quad 64634,65 \text{ kp}$$

$G_{\ddot{u}}$  - Fazla ağırlık

$$G_{\ddot{u}} = G_N + (G_{S1} - G_{S2})$$

$$\parallel G_{\ddot{u}} = G_N = 25000 \text{ kp}$$

$G_{Sred.}$  - Her bir moletin hallet merkezine indirgenmiş ağırlık kuvveti:

$$G_{Sred.} = \frac{(G D_i^2)_S}{D_S^2}$$

$(GD_i^2)_S$  - Her bir moletin savurma momenti. -11-

$D_S$  - Molekül çapı

$$I_{\text{molek}} = 21800 \text{ kpm}^2 \text{ (verilmiştir)}$$

$$\begin{cases} I_{\text{molek}} = \frac{(GD^2)_S}{4} = 21800 \text{ kpm}^2 \\ (GD^2)_S = 4 \cdot 21800 \text{ kpm}^2 \\ (GD^2)_S = 87200 \text{ kpm}^2 \end{cases}$$

Her iki nakliyat tarafında 4 molekül bulunduğundan  
şöyle,

$$G_{\text{sred}} = 4 \cdot \frac{87200}{(5,5 \text{ m})^2}$$

$$\parallel G_{\text{sred}} = \underline{2882,65 \text{ kP}} \quad \underline{11530 \text{ kP}}$$

$$\begin{cases} \alpha = 183,8^\circ \\ \mu = 0,25 \end{cases} \text{ (verilmiştir)}$$

$$e^{\mu \alpha} = e^{0,25 \left( \frac{\pi \cdot 183,8}{180} \right)} = 2,23$$

$$\alpha \leq \frac{64634,65}{64034,65 (2,23 - 1) - 25000} \cdot 9,81$$
$$\frac{64634,65}{64634,65 + \frac{2882,65}{11530} (2,23 + 1) + 25000}$$

$$\alpha \leq \underline{2,187 \text{ m/s}^2} \quad \underline{1,97 \text{ m/s}^2}$$

$$\parallel \underline{\alpha_{\text{yavuzlaşma}} (= 1 \text{ m/s}^2)} < \alpha_{\text{müsaade edilen}} (= \underline{2,187 \text{ m/s}^2})$$

Seçilen yavuzlaşma sayısı uygundur.

Not:  $G_{\text{sk}}$  değeri söz öüne alınırsa,  $\underline{1,97 \text{ m/s}^2}$  den daha büyük bir değer elde edilir.

- Hareket diyagramı,  
(ABB'nin verilerinden faydalanılmıştır. Tablo 1)

Hızlanma ve yavaşlama ivmeleri,

$$\alpha_a = \alpha_v = 1 \text{ m/s}^2$$

Max. çalışma hızı (tam yol),  
 $v_m = 18 \text{ m/s}$

Kalkınma hızı,  
 $v_R = 0,5 \text{ m/s}$

ve

Toplam hareket yolu,  
 $s = 651 \text{ m}$  (Şekil 1)

dir.

Hareket diyagramı ( $v-t$  diyagramı), yedi  
kademeli olarak çizilmiştir:

- Kalkınma hızında ( $0,5 \text{ m/s}$ ) hızlanma süresi ( $t_{a1}$ )  
ve alınan yol ( $s_{a1}$ ),

$$\| \underline{t_{a1}} = 0,5 \text{ s}$$

$$s_{a1} = \frac{1}{2} v_R \cdot t_{a1} = \frac{1}{2} (0,5 \text{ m/s}) \cdot (0,5 \text{ s})$$

$$\| \underline{s_{a1}} \approx 0,1 \text{ m}$$

- Kalkınma hızında ( $0,5 \text{ m/s}$ ) yol alma süresi ( $t_{k1}$ ) ve  
alınan yol ( $s_{k1}$ ),

$$\| \underline{t_{k1}} = 9,6 \text{ s}$$

$$s_{k1} = t_{k1} \cdot v_R = (9,6 \text{ s}) \cdot (0,5 \text{ m/s})$$

$$\| \underline{s_{k1}} = 4,8 \text{ m}$$

— Çalışma hızı  $(18 \text{ m/s})$  hızlanma süresi  $(t_{a2})$  - 13.  
ve alınan yol  $(s_{a2})$ ,

$$\| \underline{t_{a2} = 17,5 \text{ s}}$$

$$s_{a2} = \frac{1}{2} (v_m + v_R) \cdot t_{a2} = \frac{1}{2} (18 \text{ m/s} + 0,5 \text{ m/s}) \cdot 17,5 \text{ s}$$

$$\| \underline{s_{a2} = 161,9 \text{ m}}$$

— Çalışma hızı  $(18 \text{ m/s})$  veya tamamı yol  $(k_{12})$   
süresi  $(t_v)$  ve alınan yol  $(s_v)$ ,

Hızlanma yolu,

$$s_{\text{hızlanma}} = s_{a1} + s_{k1} + s_{a2} = 0,1 + 4,8 + 161,9$$

$$\| \underline{s_{\text{hız.}} = 166,8 \text{ m.}}$$

Yavaşlama yolu,

$$s_{\text{yavaşlama}} = s_{\text{hızlanma}}$$

$$\| \underline{s_{\text{yav.}} = 166,8 \text{ m.}}$$

Sabit hızda  $(v_m)$  alınan yol,

$$s_v = s - (s_{\text{hız.}} + s_{\text{yav.}}) = 651 - 2 \cdot 166,8$$

$$\| \underline{s_v = 317,4 \text{ m.}}$$

Sabit hız süresi,

$$t_v = \frac{s_v}{v_m} = \frac{317,4 \text{ m}}{18 \text{ m/s}}$$

$$\| \underline{t_v = 17,6 \text{ s}}$$

bulunur.

2009-03-09		3AST 001439 D027		GM	A TR 020
<b>Hema Turkey Shaft 1 Skip Hoist</b>					
<b>Ground mounted double skip hoist 25 ton</b>					
<b>Calculation of hoisting cycle and hoisting capacity</b>					
				<b>Time t</b>	<b>Distance s</b>
				sec	m
Hoisting distance	H	m			651,0
Acceleration	a	m/s <sup>2</sup>	1,00		Minimum
Retardation	r	m/s <sup>2</sup>	1,00		12,8 m/s
Full speed	v	m/s	18,00		Maximum
Reduced speed	v <sub>R</sub>	m/s	0,00		15,3 m/s
Speed at creeping	v <sub>K</sub>	m/s	0,50		Sum s
Acceleration to creep speed	t <sub>a1</sub> · s <sub>a1</sub>	sec · m		0,5	0,1
Creeping at start	t <sub>k1</sub> · s <sub>k1</sub>	sec · m		9,6	4,8
Acceleration to full speed	t <sub>a2</sub> · s <sub>a2</sub>	sec · m		17,5	161,9
Full speed	t <sub>v</sub> · s <sub>v</sub>	sec · m		17,6	317,5
Retardation 1 to creep speed	t <sub>r1</sub> · s <sub>r1</sub>	sec · m		17,5	161,9
Reduced speed	t <sub>r</sub> · s <sub>r</sub>	sec · m		0,0	0,0
Retardation 2 to creep speed	t <sub>r2</sub> · s <sub>r2</sub>	sec · m		0,0	0,0
Creeping at stop	t <sub>k2</sub> · s <sub>k2</sub>	sec · m		9,5	4,8
Retardation 3 to stand-still	t <sub>r3</sub> · s <sub>r3</sub>	sec · m		0,5	0,1
Loading / unloading	t <sub>p</sub>	sec		30,0	0,0
<b>Total</b>	t	sec		<b>102,7</b>	
	H	m			<b>651,0</b>
Number of conveyances	n		2		<b>651,0</b>
Payload	N <sub>L</sub>	kg	25 000		
Number of trips per hour	Z		35,0		
<b>Instantaneous capacity</b>	G <sub>M</sub>	t/h	875		
Availability hoist	k <sub>1</sub>	%	98		1) If skip hoisting
Availability shaft, ore bins and conveyors etc.	k <sub>2</sub>	%	90		
<b>Actual capacity</b>	G	t/h			

Number of motors	n <sub>M</sub>	2
Applicable Mine Safety Regulations (x)		
Swedish	SE	
Polish	PL	
German	DE	
Chinese / Coal mines	CN	
Canadian / Ontario	ON	
Others	O	x
Calculation program	Cycle-de-02.xls	
Ground mounted double friction hoist		
Directly connected motors		

Type of hoisting (x)	
Ore / Materials	x
Men	
Men and material in same shaft	
Yes, same hoist	
Yes, but sep hoists	x
No	

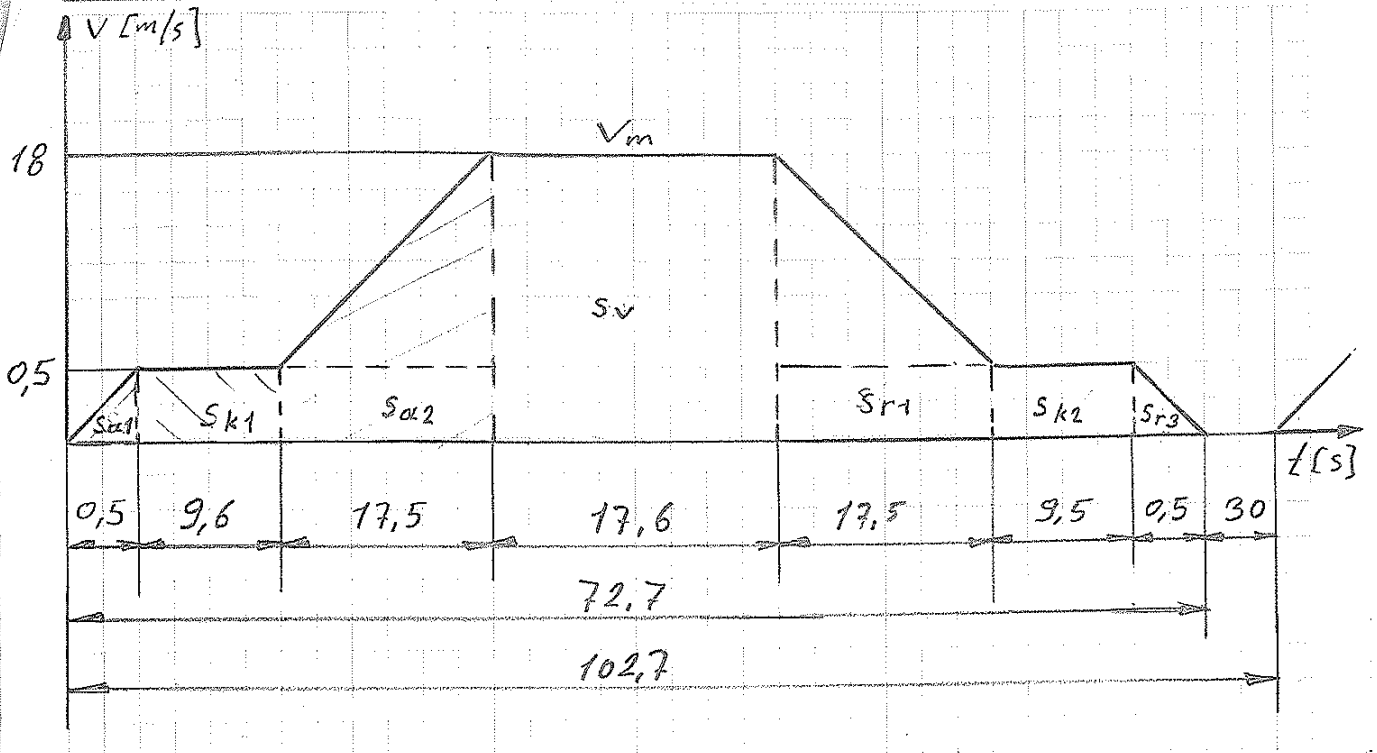
Type of brake caliprts (x)	
BSFG 408-A	x
BSFG 816-A	
BSFG 816-X	
Other as per sheet 16	

New data to be entered into yellow cells on sheets 1, 2, 3, 4 and 5	Do not change any value in other cells!
Values in green cells may be changed as required	

Tablo 1 - 1 No'lu kuyu vincine (skip/skip) ait, kapasite hesaplaması esas veriler.





Şekil 2- Yedi kademeli (hız-zaman) Diyagramı

— skip'in bir seferindeki net hareket süresi,

$$t = 0,5 + 9,6 + 17,5 + 17,6 + 17,5 + 9,5 + 0,5$$

$$\| t = 72,7 \text{ s}$$

Bir skip'in doldurma süresi (aynı anda boşaltma),

$$\| t_p = 30 \text{ s}$$

alınırsa,

Toplam süre,

$$t_{top.} = 72,7 + 30$$

$$\| t_{top.} = 102,7 \text{ s}$$

bulunur.

- 16 -

• Saattaki skip sefer sayısı  $Z$ ,

$$Z = \frac{3600 s}{102,7 s}$$

$$\| Z = 35 \text{ sefer/saat}$$

• Vincin kapasitesi  $G_M$ ,

Faydalı yük,  $G_N = 25000 \text{ kp}$  dolayısıyla,

$$G_M = Z \cdot G_N = 35 \cdot 25000$$

$$\| G_M = 875 \cdot 10^3 \text{ kp/h}$$

olarak elde edilir.

Not Skip- skip vincine ait (veya bize öyle verilen) İngilizce bilgi notlarında:

• Kalkınma hızı / süresi :  $0,5 \text{ m/s} / 10 \text{ s}$

• Skip nakliyat süresi / sefer :  $87,7 \text{ s}$

değerleri verilmiştir. Bu değerlerle,

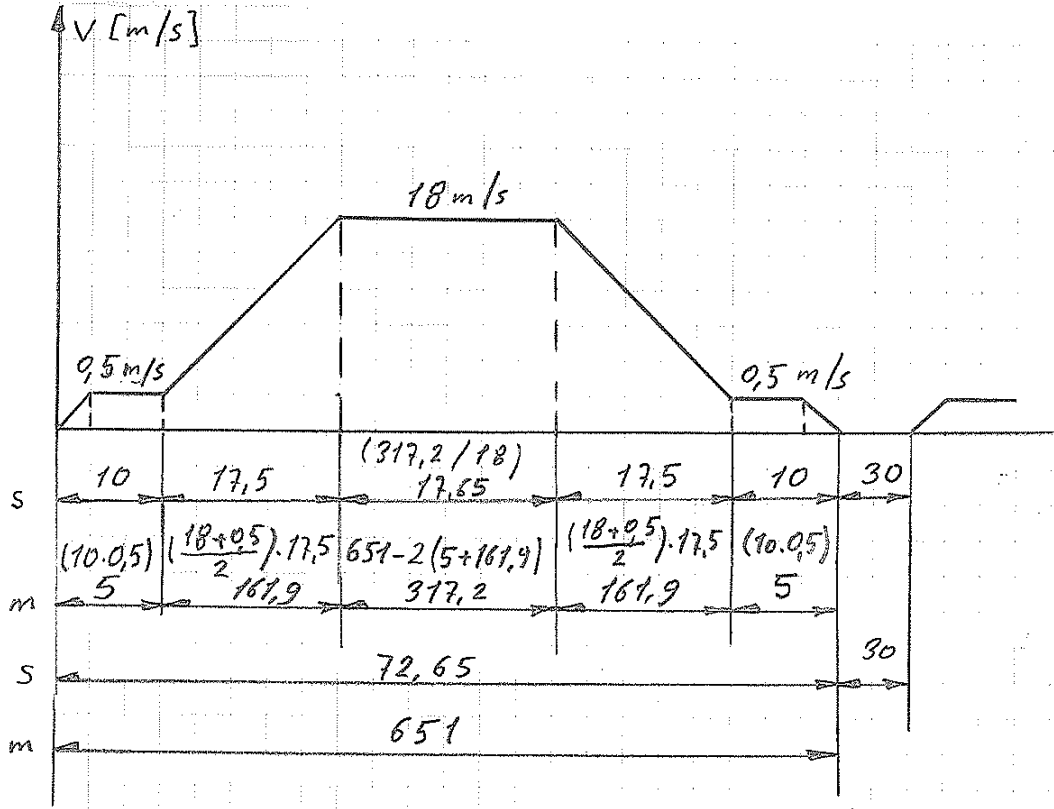
$$Z = \frac{3600}{87,7} = 41 \text{ sefer/h}$$

$$G_M = 41 \cdot 25000$$

$$\| G_M \approx 1000 \cdot 10^3 \text{ kp/h}$$

bulunur. (Verilen, bu bilgiler mi yoksa ABB bilgileri mi doğru?)

Şekil 2'deki diyagramı Şekil 3'teki gibi de düşünebiliriz.



Şekil 3 - Hız - zaman - yol (v-t-s) diyagramı

• Tahrik motor için hesaplanması,

Olusan statik kuvvetleri Tablo 2 de gösterelim.  
Bu tabloda,

Dengelememiş halat ağırlığı,

$$G_{sü} = G_{s1} - G_{s2} = (28140,5696 + 523) - (744,64 + 27763,183)$$

$$G_{sü} = 28663,5696 - 28507,823$$

$$\parallel G_{sü} \approx 156 \text{ kP}$$

olarak bulunur.

ayarlaması işlemi hesaplanırken (sayfa: 10)

Max. fazla ağırlık,

$$G_{ü} = G_N + G_{sü}$$

denkleminde  $G_{sü}$ ,  $G_N$  yanında ihmal edilmişti (25000kP ağırlığın yanında 156 kP ağırlık göz ardı edilebilir)

Kuvvetler	Dolu Skip tarafı $F_{S1}$	Boş Skip tarafı $F_{S2}$
Taşıyıcı halat ağırlığı	$(4 \text{ halat}) \cdot (676,456 \text{ m}) \cdot (10,4 \text{ kp/m})$ 28140,5696 kp	$(4 \text{ halat}) \cdot (17,9 \text{ m}) \cdot (10,4 \text{ kp/m})$ 744,64 kp
Denge halatı ağırlığı	$(4 \text{ halat}) \cdot (12,5 \text{ m}) \cdot (10,46 \text{ kp/m})$ 523 kp	$(4 \text{ halat}) \cdot (65,056 + 12,5) \cdot (10,46)$ 27763,183 kp
Skip (Boş)	30600 kp	30600 kp
Koşum takımı (Taşıyıcı halat)	$4 \cdot 1250 = 5000 \text{ kp}$	$4 \cdot 1250 = 5000 \text{ kp}$
Koşum takımı (Denge halatı)	$4 \cdot 600 = 2400 \text{ kp}$	$4 \cdot 600 = 2400 \text{ kp}$
Faydalı yük	25000 kp	—
Nakliyat Halatlarının toplam statik yükü	$\sim 91660 \text{ kp}$	$\sim 66508 \text{ kp}$

Tablo 2 - Taşıyıcı halat statik kuvvetleri (Şekil 1'e göre)

Motor devir sayısı,

$$n_M = 68,8 \text{ d/d}$$

Sürtünme tamburu (Küpe tamburu) devir sayısı,

$$n_T = 68,8 \text{ d/d}$$

Sürtünme tambur çapı,

$$D_T = \phi 5000 \text{ mm.}$$

Halat hızı,

$$V_m = 18 \text{ m/s}$$

$$(V_m = \frac{\pi \cdot D_T \cdot n_T}{60} = \frac{\pi \cdot 5 \text{ m} \cdot (68,8 \text{ d/d})}{60} \approx 18 \text{ m/s})$$

Mekanizmanın verim oranı,

$$i = \frac{n_M}{n_T} = \frac{68,8}{68,8}$$

$$i = 1$$

Kuyu verimi,

Kuyu halindeki sürtünme kuvveti  $F_R$  olmak üzere, kuyu verimi  $\eta_s$ ; sürtünmesiz halat gücünün sürtülmeli halat gücüne oranıdır.

$$\eta_s = \frac{Gü \cdot V_m}{(Gü + F_R) \cdot V_m}$$

$$F_R = \frac{Gü}{\eta_s} - Gü$$

$\eta_s$  :

- Çok iyi bakımlı ve makaralar kayıtlı (kilavuzlu) kuyularda % 94,
- Bakımsız kuyular için de % 85 alınabilir.

$\eta_s = \% 94$  kabulü ile  $F_R$  sürtünme kuvveti

$$F_R = \frac{(25000 + 156) \text{ kP}}{0,94} - (25000 + 156) \text{ kP}$$

$$\parallel F_R \approx 1606 \text{ kP}$$

Savurma momenti ve halat ortasına indirgenmiş ağırlık kuvvetleri :

$$I_{rotor} = 92250 \text{ kp m}^2 \text{ (Verilmi\u015f)}$$

Rotorun halat ortasınaz (vincin) indirgenmi\u015f k\u00fctlesi (veya a\u011f\u0131rlık kuvveti),

$$m_{red.rotor} = \frac{I_{rotor}}{r_T^2}$$

$$m_{red.rotor} = \frac{92250 \text{ kp m}^2}{\left(\frac{5}{2} \text{ m}\right)^2}$$

$$m_{red.rotor} = 14760 \text{ kp} \text{ veya}$$

$$\parallel \underline{G_{red.rotor}} = 14760 \text{ kp}$$

Aynı \u015fekilde,

$$I_{tambur} = 207500 \text{ kp m}^2 \text{ (Verilmi\u015f)}$$

$$m_{red.tambur} = \frac{207500 \text{ kp m}^2}{\left(5/2 \text{ m}\right)^2}$$

$$m_{red.tambur} = 33200 \text{ kp} \text{ veya}$$

$$\parallel \underline{G_{red.tambur}} = 33200 \text{ kp}$$

$$m_{\u015fersekrotor} = 35000 \text{ kp} \text{ (Verilmi\u015f)}$$

$$m_{red.rotor} = 14760 \text{ kp}$$

$$\frac{14760}{35000} = \%42$$

indirgenmi\u015f rotor k\u00fctlesi, \u015fersek rotor k\u00fctlesine

\u015f\u00f6re %42 k\u00fc\u015fik.

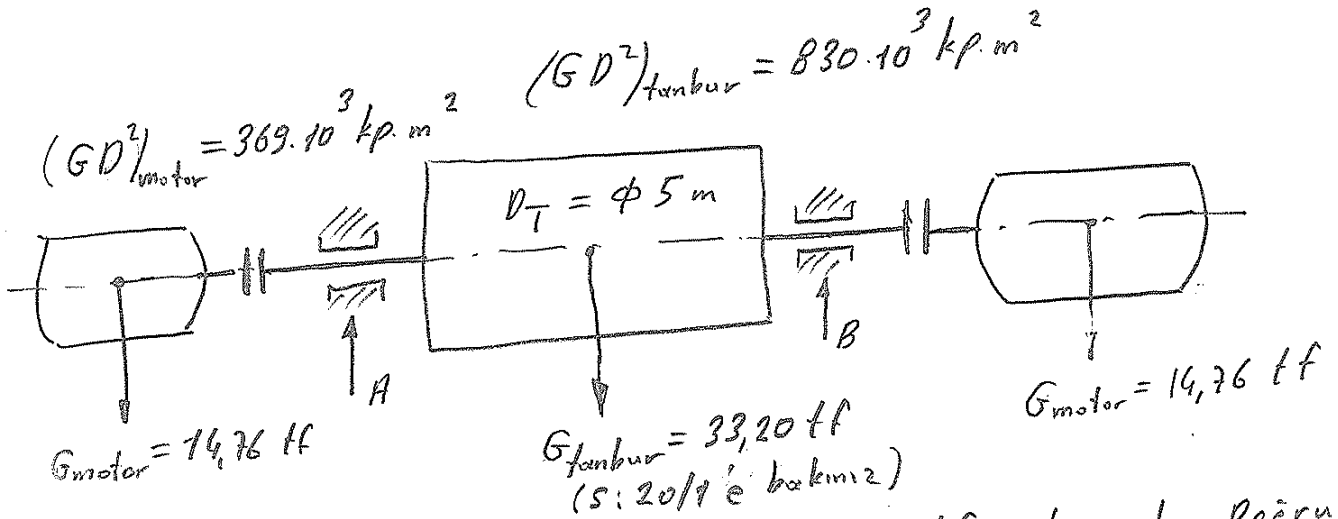
$$m_{\u015fersektambur} = 54000 \text{ kp} \text{ (Tartıldı)}$$

$$m_{red.tambur} = 33200 \text{ ''}$$

$$\frac{33200}{54000} = \%61,5 \text{ (} m_{red.tam.} - m_{\u015fersek.tam.} \text{ or \u015f\u00f6re \%61,5 k\u00fc\u015fik)}$$

Vinç için  $GD^2$  (Sürtünme tambur miline bağlı olarak);

-20-



(Yatak hesaplarında  $G_{tambur} = 54 \text{ tf}$  alınmıştır. Doğru olan değere göre hesaplar gözden geçirilebilir.)

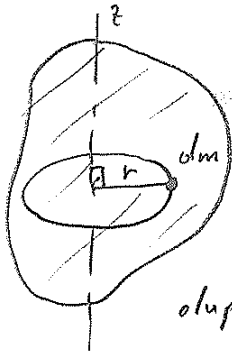
Bilgi notu:

Kütle eylemsizlik momenti  $I$ ,

$$I = \int_m r^2 \cdot dm$$

$$I = m r^2 = m \frac{D^2}{4}$$

$I$	$m$	$D$
$\text{kp.m}^2$	$\text{kp}$	$\text{m}$



olup, cismin herhangi bir eksenine göre "ikinci momentinin" integrali şeklinde tanımlanır.

Ağırlık terimi çoğu kez, hatalı olarak, kütleyi ifade etmek için kullanılır. Kütlelerin tersine ağırlık  $G$ , bir kuvvet olup, bir cisme etkileyen yerçekimi kuvvetini belirtir.

$$G = m \cdot f$$

Kuvvet birimi: Newton,

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kp.m/s}^2$$

dir.

Tarlaağızı Kuyusu

Skip - Skip

Koepə Sistemi

-II-

*Kurban Aliyev*

- İvme hesabı
- Halat seçimi
- Hız - zaman - yol diyagramı
- Döndürmə momenti - zaman diyagramı
- Güç - zaman diyagramı
- Fırt pəbəslə fren hesabı
- Disk fren hesabı
- Ek bilgiler



$k_f$  kuvvet ( $k_f f$ ) kuvvet birimi;  $k_f$  kütle birimi olarak kullanılması büyük karışıklığa yol açmaktadır. Bu nedenle bazı birim sistemlerinde  $k_f$  kuvvet ( $k_f f$ ), kilopound ( $kP$ ) olarak tanımlanmıştır. -21-

$$1 k_f f = 1 kP = 1 k_f \cdot f \text{ m/s}^2$$

$$1 k_f f = 1 kP \approx 10 k_f \text{ m/s}^2 \approx 10 N$$

eşitlikleri yazılabilir.

$$I = m \cdot r^2 = m \frac{D^2}{4}$$

eşitliğinde,

$$I = \frac{G}{f} \cdot \frac{D^2}{4}$$

$I$	$G$	$f$	$D$
$k_f \cdot m^2$	$N$	$10 \text{ m/s}^2$	$m$

$$G \cdot D^2 = 4 \cdot f \cdot I$$

$[G D^2]$  nin birimi  $[N \cdot m^2]$  dir.

Hesaplarımızı  $N \cdot m^2$  birimine göre yapabiliriz. Sonuçta önceki halat ortasına indirgenmiş ağırlık kuvveti;

$$G_{redH} = \frac{(G D^2)_H}{D_T^2}$$

$G_{redH}$	$(G D^2)_H$	$D_T$
$N$	$N \cdot m^2$	$m$

$N$  olarak bulunur.  $kP$  birimine çevirmek için tekrar

$f$  yer eklemi iyesine bölmemiz gerekir. özetle;

$G_{redH}$  birimi  $[N]$  ise  $G$  nin birimi  $[N]$

$G_{redH}$  birimi  $[kP]$  ise  $G$  nin birimi  $[kP]$

Konumuzda dönelim ve  $(G D^2)$  savurma momentlerini  $[kP \cdot m^2]$  biriminde hesaplayalım.

$$I_{tanbur} = \frac{(G D^2)_{tanbur}}{4} = \frac{(33200 kP) (5 m)^2}{4}$$

$$\| \underline{I_{\text{tanbur}}} = 207500 \text{ kp.m}^2 \text{ (verilen değer ile aynı.)} \quad -22-$$

$$\| (GD^2)_{\text{tanbur}} = 4 \cdot 207500 \text{ kp.m}^2 = 830000 \text{ kp.m}^2$$

$$I_{\text{rotor}} = \frac{(GD^2)_{\text{rotor}}}{4} = \frac{14760 \text{ kp. (5 m)}^2}{4}$$

$$\| \underline{I_{\text{rotor}}} = 92250 \text{ kp.m}^2 \text{ (verilen değer ile aynı)}$$

( $D_{\text{rotor}} = \phi 5 \text{ m}$  GHH-BA17.13572 nolu resimden ölçüldü)

$$\| (GD^2)_{\text{rotor}} = 4 \cdot 92250 \text{ kp.m}^2 = 369000 \text{ kp.m}^2$$

Su halde, tanbur miline indirgenmiş savurma momentleri;

$$(GD^2)_H = 2 \cdot (GD^2)_{\text{rotor}} + (GD^2)_{\text{tanbur}}$$

$$(GD^2)_H = 2 \cdot 369 \cdot 10^3 + 830 \cdot 10^3$$

$$\| \underline{(GD^2)_H} = 1568 \cdot 10^3 \text{ kp.m}^2$$

~~Mil ihmal edilmiştir.~~  
 $I_{\text{top.mil}} = 1869 \text{ kp.m}^2$  (s: 71)  
 veya,  
 $(GD^2)_{\text{mil}} = 7476 \text{ kp.m}^2$  (s: 73)  
 değerleri ihmal edilebilir  
 büyüklükteydi.

(Sürtünme tanbur milindeki 2 Ad. kavramanın  $GD^2$  değerleri göz ardı edilmiştir. Öğrenildi: Kavramalar YOK)

Vincin hareket ortasına indirgenmiş ağırlık kuvveti;

$$G_{\text{redH}} = \frac{(GD^2)_H}{D_T^2} = \frac{1568 \cdot 10^3 \text{ kp.m}^2}{(5 \text{ m})^2}$$

$$\| \underline{G_{\text{redH}}} = 62720 \text{ kp}$$

bulunur.

Moletlerin  $(GD^2)_s$  sarmurme momentleri;

-29-

$$G_{molet} = 2880 \text{ kp}$$

$$D_{molet} = \phi 5,5 \text{ m}$$

$$I_{molet} = \frac{(GD^2)_s}{4} = \frac{2880 \text{ kp} \cdot (5,5 \text{ m})^2}{4}$$

$$\| I_{molet} \approx 21800 \text{ kp} \cdot \text{m}^2 \text{ (Verilen dejer ile aynı)}$$

$$(GD^2)_s = 4 \cdot 21800 \text{ kp} \cdot \text{m}^2$$

$$\| (GD^2)_s = 87200 \text{ kp} \cdot \text{m}^2$$

Moletlerin (8 Ad.) halat ortasına indirgenmiş ağırlık kuvveti;

$$G_{red.s} = 8 \cdot \frac{(GD^2)_s}{D_M^2} = 8 \cdot \frac{87200 \text{ kp} \cdot \text{m}^2}{(5,5 \text{ m})^2}$$

$$\| G_{red.s} = 23069 \text{ kp}$$

Bilgi notu :

Mining Mechanical Engineering [L-2] çelik döküm çember (korsnak), çelik kollar öretiler çelik konstrüksiyon moletler 4, 5 ve 6 m çaplarında imal edilir. Bu moletlerin sarmurme momentleri;

$$\phi 4 \text{ m} \rightarrow GD^2 = 3,45 \cdot 10^5 \text{ Nm}^2$$

$$\phi 5 \text{ m} \rightarrow GD^2 = 7,15 \cdot 10^5 \text{ Nm}^2$$

$$\phi 6 \text{ m} \rightarrow GD^2 = 13,9 \cdot 10^5 \text{ Nm}^2$$

olarak verilmiştir.

Harekete geçme veya kalkış, ivmesindeki, -24-  
hareketsiz (ölü) yükler, faydalı yük de dahil olmak  
zamanındaki gibi bir şekilde gösterilebilir;

$$\text{Nakliyat vinci } G_{red.H} = \dots \dots \dots 62720 \text{ kP}$$

$$\text{B Ad. molet } G_{red.S} = \dots \dots \dots 23061 \text{ kP}$$

$$\text{Nakliyat hatlarının toplam statik yükü } F_{S1} = 99660 \text{ kP}$$

$$\text{Nakliyat hatlarının toplam statik yükü } F_{S2} = 66508 \text{ kP}$$

\*\* Toplam hareketsiz (ölü) yük + faydalı yük  $\dots G_{tot} = 243949 \text{ kP}$

Döndürme momentleri ;

- Kalkınma, kalkış, harekete geçme veya ivmelenme  
momenti  $M_{\alpha}$ ,

- Yavaşlama momentleri  $M_{\beta}$ ,

- Asılı yüklerin statik momentleri veya sabit  
hız momentleri  $M_{st}$ ,

şeklinde, nakliye kademelerini oluşturmakta  
hesaplıyoruz ;

$$\left. \begin{array}{l} M_{\alpha} = M_{\beta} \\ \alpha_{\alpha} = \alpha_{\beta} = 1 \text{ m/s}^2 \end{array} \right\} \text{ alınmıştır.}$$

Şekil 2 ye göre ;

0,5 s de 0,5 m/s hız kadar  $1 \text{ m/s}^2$  ivmede hızlanma,

$$M_{\alpha 1} = \frac{G_{tot}}{f} \cdot \alpha_{\alpha 1} \cdot \frac{D_T}{2} \quad (F_{tot} = m_{tot} \cdot \alpha_{\alpha 1})$$

(veya ilk hareket momentleri)

$$M_{a1} = \frac{243949 \text{ kP}}{9,81 \text{ m/s}^2} \cdot 1 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{5 \text{ m}}{2}$$

$$\| \underline{M_{a1} = 62168 \text{ kP m}}$$

- 0,5 m/s sabit hızda 9,6 s yol alma,

$$M_{st1} = (Gü + F_R) \frac{D_T}{2}$$

$$M_{st1} = (25156 + 1606) \text{ kP} \cdot \frac{5 \text{ m}}{2}$$

$$\| \underline{M_{st1} = 66905 \text{ kP m}}$$

- 0,5 m/s hızdan 18 m/s hızı kadar hızlanarak  $1 \text{ m/s}^2$  ivmede 17,5 s yol alma,

$$\| \underline{M_{a2} = M_{a1} = 62168 \text{ kP m}}$$

- 18 m/s sabit hızda 17,6 s yol alma,

$$\| \underline{M_{st2} = M_{st1} = 66905 \text{ kP m}}$$

Su haldе,

Hızlanma momenti,

$$M_T = M_a + M_{st}$$

$$M_T = 62168 + 66905$$

$$\| \underline{M_T = 129073 \text{ kP m}}$$

Sabit hız momenti,

$$M_2 = M_{st}$$

$$\parallel M_2 = 66905 \text{ kPm}$$

Yavaşlama momenti,

$$M_3 = M_{st} - M_{2r}$$

$$M_3 = 66905 - 62168$$

$$\parallel M_3 = 4337 \text{ kPm}$$

Bulunan değerleri, döndürme momenti - zaman diyagramında gösterelim (Şekil 4,5)

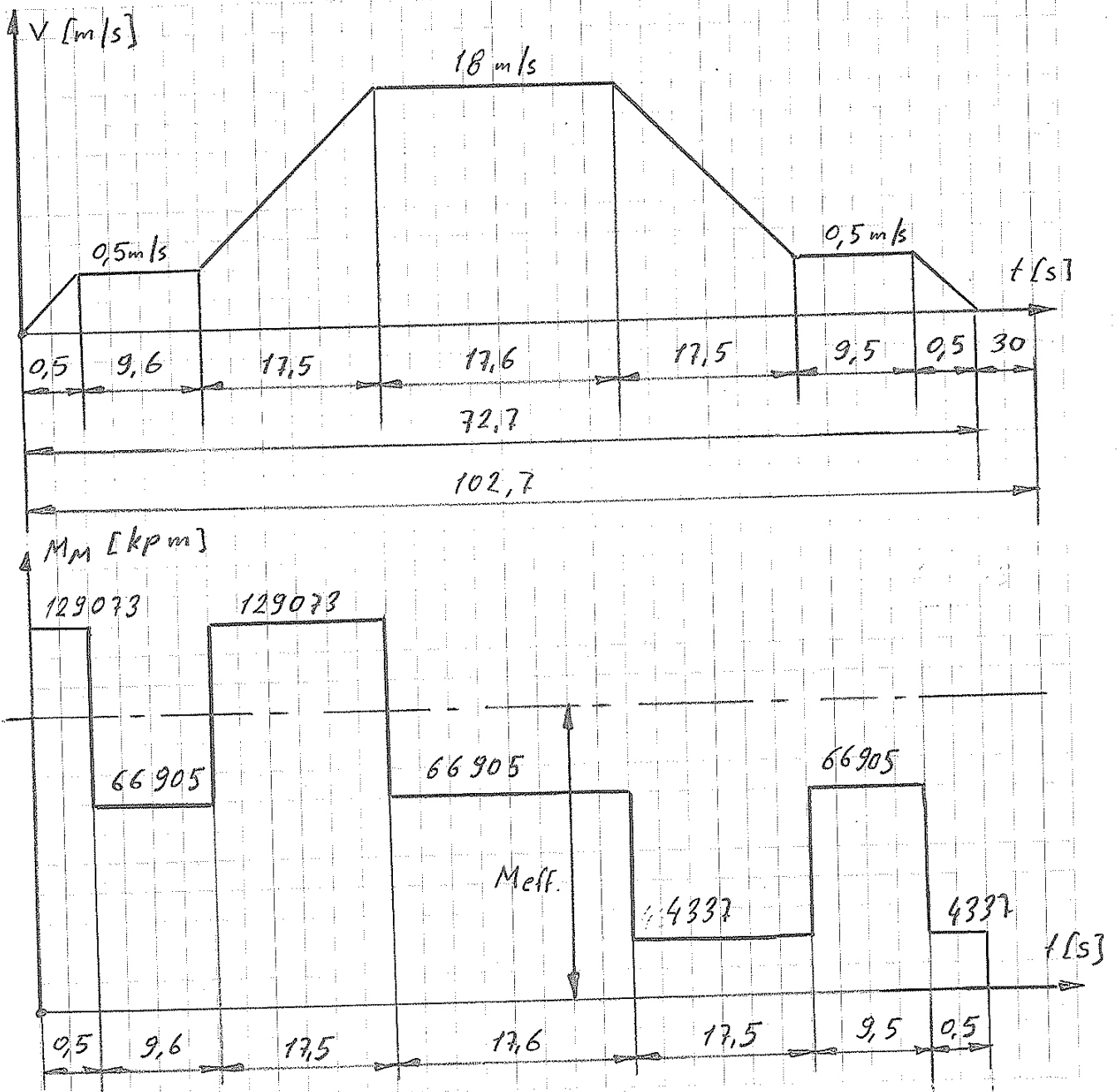
Artık efektif momenti ( $M_{ef.}$ ), momentin karesel ortalaması (veya karesel ortalama moment) yöntemiyle;

$$M_{ef.} = \sqrt{\frac{\int_0^t M^2 dt}{t_{top}}}$$

esitliğinden Şekil 4 ve 5 yardımıyla hesaplayabiliriz. Hesaplayalım:

$$\begin{aligned} \int_0^t M^2 dt &= 129073^2 \cdot 0,5 \\ &+ 66905^2 \cdot 9,6 \\ &+ 129073^2 \cdot 17,5 \\ &+ 66905^2 \cdot 17,6 \\ &+ 4337^2 \cdot 17,5 \\ &+ 66905^2 \cdot 9,5 \\ &+ 4337^2 \cdot 0,5 \end{aligned}$$

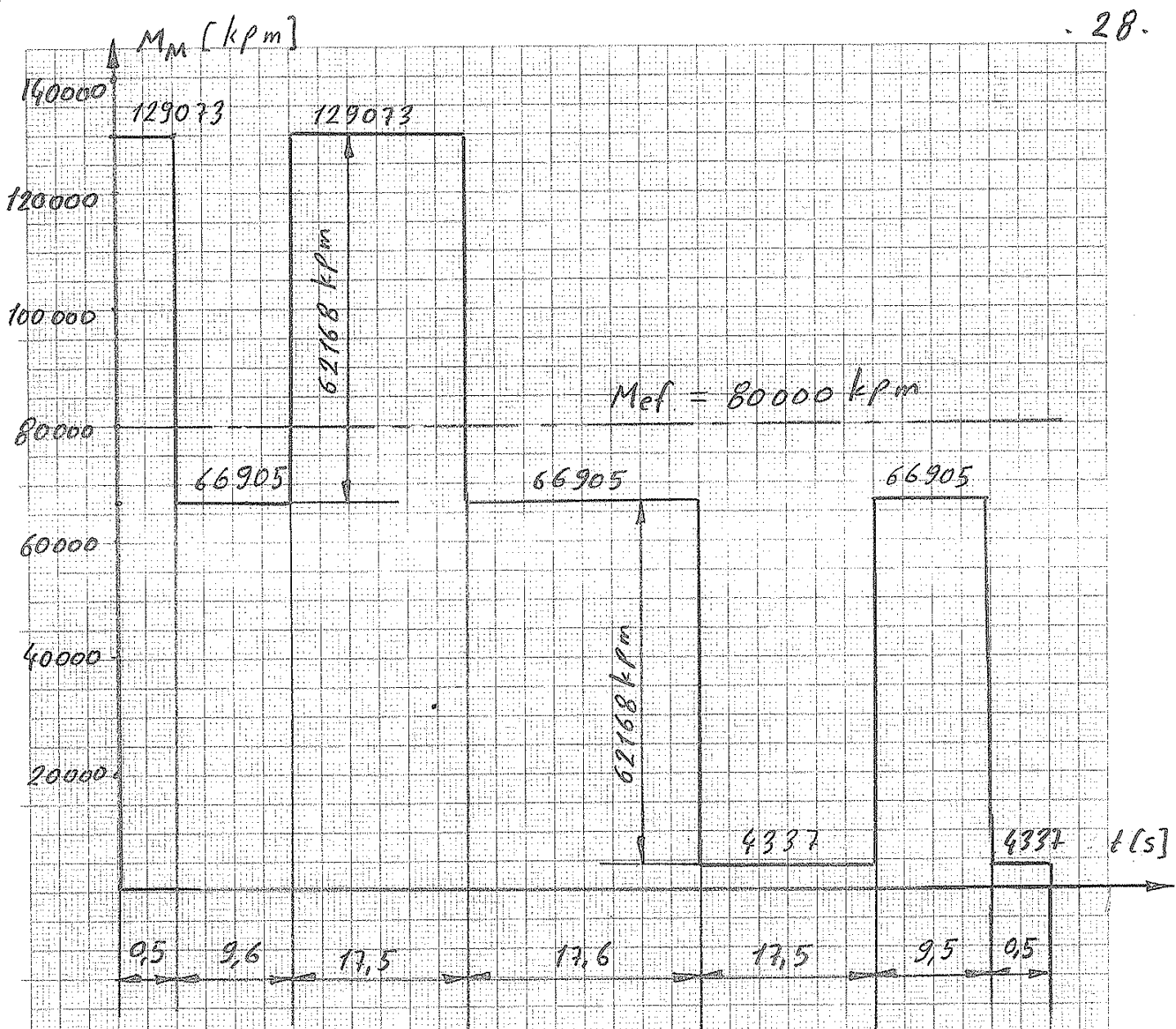
$$\int_0^t M^2 dt = 464495920382 (\text{kPm})^2 \cdot s$$



Şekil 4 - Hız - zaman,  
Döndürme Momenti - zaman  
diyagramları (ölçeksizdir).

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{464495120982}{0,5 + 9,6 + 17,5 + 17,6 + 17,5 + 9,5 + 0,5}}$$

(|)  $M_{eff} = 79932 \text{ kpm} \approx 80000 \text{ kpm}$



Şekil 5 - Döndürme momenti - zaman diyagramı (Momentler ölçekli, zaman ölçeklidir)



olarak bulunur. Motorun efektif gücünü de (P<sub>ef</sub>) hesaplayabiliriz.

$$M_{ef} = 9550 \frac{P_{ef}}{n_m}$$

M <sub>ef</sub>	P <sub>ef</sub>	n <sub>m</sub>
Nm	kW	d/d

$$M_{ef} = \left( \frac{9550}{9,81} \right) \frac{P_{ef}}{n_m}$$

M <sub>ef</sub>	P <sub>ef</sub>	n <sub>m</sub>
kpm	kW	d/d

$$M_{ef} = 973 \cdot \frac{P_{ef}}{n_m}$$

$$P_{ef} = 80000 \cdot 68,8 / 973 = 5656,7 \text{ kW}$$

|| P<sub>ef</sub> ≈ 5650 kW

Vincin (ana nakliye zinciri : LEOPOLD) motor gücü :

$$\text{Efektif güç} = 2.3200 (3680) \text{ kW}$$

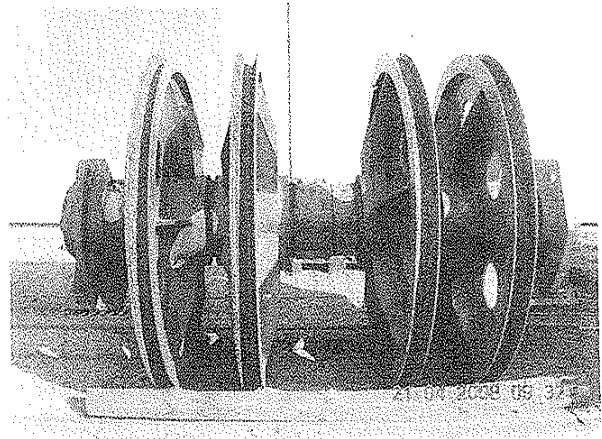
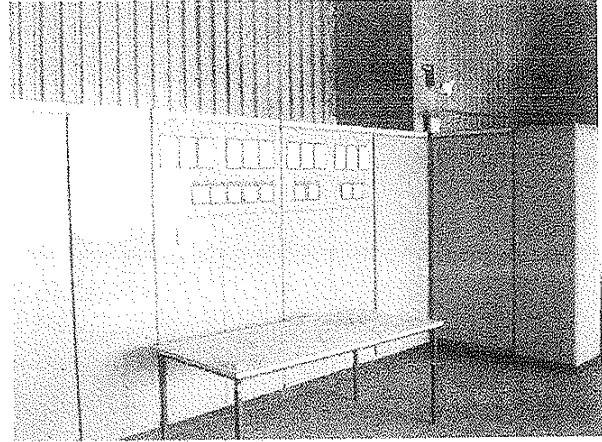
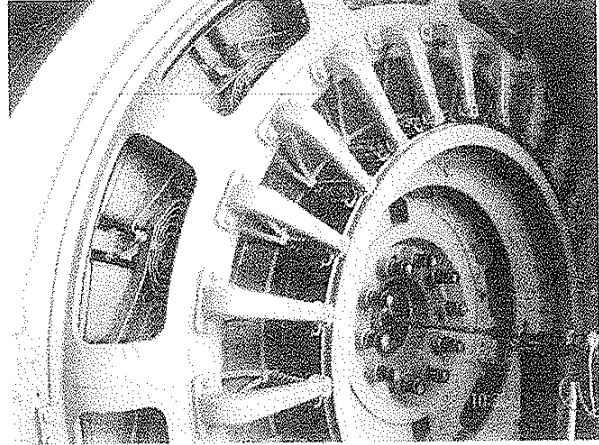
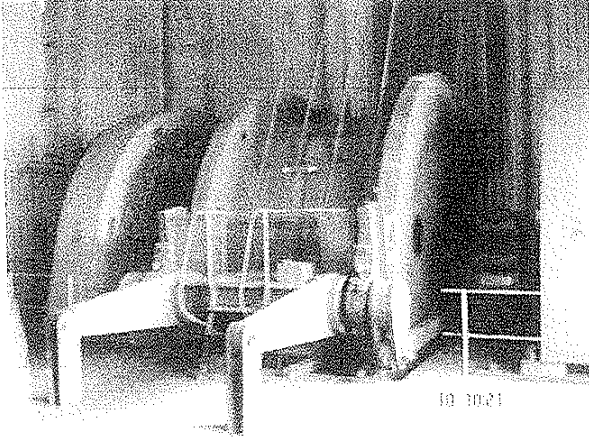
olarak verilmiştir (Gıft motorlu. Sayfa : 30-31)  
Görüldüğü gibi, motor gücü efektif olup, nominal güç tarafından bilinmemektedir ancak, hesaplayabiliriz.

Motorun havalandırılması (dolayısıyla soğutulması) / füz öüne alınarak, havalandırma faktörü

$$f = \sqrt{\frac{T_w}{T_w'}}$$

DSK	BERGWERK LIPPE	FÖRDERMASCHINE F. LEOPOLD SCHT. 1
1 Aufstellung		Flur
2 Art der Förderung		Gefaß
3 Nutzlast		30 t
4 Höchstgeschwindigkeit bei Güterförderung		9 / 14 / 18 m/s
5 Höchstgeschwindigkeit bei Seilfahrt		9 - 12 m/s
<b>FÖRDERMASCHINE</b>		
6 Energieart		elektrisch
7 Hersteller		Siemens
8 Baujahr		1942 / 1964
9 Leistung eff.		2 x 3200 (3680) nach Neuwicklung kW
10 Drehzahl		68,8 Upm
11 Fahrtregler	Siemens F - 1 / 78 / 1 (1991)	Elektr. Antrieb
12 Steuerung / Regelung		13 Bauart und Anzahl Gleichstrom Koepe 14 Spannung 825 V 15 Strom eff. 4680 (9360) max A
Thyristoren	<b>STROMRICHTER</b>	Transformator
25 Hersteller	Siemens	32 Leistung 5500 kVA
26 Baujahr	1996	33 Oberspannung 10000 V
27 Bauart	SITOR	34 Unterspannung Uk=6% 2 x 410 V
28 Anzahl		35 Schaltung Dy5 / Dy0
29 Schaltung	Reihensch. d. 2 Thyristorgruppen	36 Kühlart
30 Gleichstrom eff.	4918 (7377) (n+1) A	
31 Spannung	415 V	
37 Steuerung / Regelung bei Güterförderung	Automatik	
38 Steuerung / Regelung bei Seilfahrt	Hand	

## 2X3680 KW GÜCÜNDE, ÇİFT MOTORLU, LEOPOLD ANA VİNC



- MOTOR ÜRETİCİ FİRMA : SIEMENS
- MOTOR İMAL YILI : 1964(1991' de revizyon yapılmış)
- MOTOR GÜCÜ : 2X3680 kW (çift motorlu)
- MOTOR DEVİR : 68,8 RPM
- MOTOR BESLEME VOLT : DC 825
- TAMBUR ÜRETİCİ FİRMA: GHH
- TAMBUR ÇAPI : Ø 5 M
- TAMBUR TİPİ : SÜRTÜNMELİ
- HALAT SAYISI : 4
- HALAT TİPİ : YUVARLAK
- FREN TİPİ : KAMPANA
- FAYDALI YÜK : 30 TON/SEFER
- TRAF0 BİLGİLERİ : (GÜÇ:5500/2750/2750kVA; GİRİŞ VOLTAJ: AC10000V; ÇIKIŞ VOLTAJ: AC 415/415V)  
:(GÜÇ:5500/2750/2750kVA; GİRİŞ VOLTAJ: AC10000V; ÇIKIŞ VOLTAJ: AC 415/415V)

$T_w$  - Toplam iş periyoduna karşılık geçen süre (çevrim süresi)

$$\| \underline{T_w = 102,7 \text{ s}} \text{ (Şekil 4)}$$

$T_w' = (\text{Hızlanma} + \text{Yavaşlama süreleri}) \cdot 0,75$   
 $+ \text{Ara süreler}$   
 $+ (\text{Skip'in doldurma veya boşaltma süresi}) \cdot 0,25$   
 şeklinde tanımlanmıştır.

$$T_w' = (0,5 + 17,5 + 17,5 + 0,5) \cdot 0,75$$

$$+ (9,6 + 17,6 + 9,5)$$

$$+ 30 \cdot 0,25$$

$$\| \underline{T_w' = 71,2 \text{ s}}$$

$$f = \sqrt{\frac{102,7}{71,2}}$$

$$\| \underline{f = 1,2}$$

Nominal motor gücü,

$$P_N = f \cdot P_{ef}$$

$$P_N = 1,2 \cdot 5650$$

$$\| \underline{P_N = 6780 \text{ kW}}$$

( $2 \cdot 3680 \text{ kW} = 7360 \text{ kW}$  güç düşünülürse, bir problem görülüyor).

Emin Ünalan hocamıza göre [L-3], momenti -33-  
akımla orantılı olan motorlarda nominal momenti  
elde etmek için,

$$M_n = M_{ef.} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}}$$

denklemini kullanılır yani,

$$\| \underline{M_n = M_{ef.} = 80000 \text{ kpm}}$$

dir.

Yine Emin Ünalan hocamıza göre [L-3], nominal  
veya efektif motor gücünü elde etmek için,  
gücün karesel ortalaması (veya karesel ortalama  
güc) yöntemiyle

$$P_n = P_{ef.} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot t_1 + P_2^2 \cdot t_2 + P_3^2 \cdot t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3}}$$

denklemini kullanılır. Bu denklem kullanılırken,  $M_M$   
sabit döndürme momentine karşılık gelen  $P$   
güçlerinin hesabı tam devir sayısına göre yapılır.

Hesaplayalım;

$$P_1 = \frac{M_{M1} \cdot n_M}{973}$$

$P$	$M_M$	$n_M$
kw	kpm	d/d

$$P_1 = \frac{129073 \cdot 68,8}{973}$$

$$\| \underline{P_1 = 9126,6 \text{ kW}}$$

$$P_2 = \frac{66905 \cdot 68,8}{973}$$

$$\parallel P_2 = 4730,8 \text{ kW}$$

$$P_3 = \frac{4337 \cdot 68,8}{973}$$

$$\parallel P_3 = 306,7 \text{ kW}$$

~~$$P_4 = \frac{62148 \cdot 68,8}{973}$$~~

~~$$\parallel P_4 = 4396 \text{ kW}$$~~

$$P_{ef.} = \sqrt{\frac{\int_0^t P^2 dt}{T_w}} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot t_1 + P_2^2 \cdot t_2 + P_3^2 \cdot t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}}$$

$$\int_0^t P^2 dt = 9126,6^2 \cdot 0,5$$

$$+ 4730,8^2 \cdot 9,6$$

$$+ 9126,6^2 \cdot 17,5$$

$$+ 4730,8^2 \cdot 17,6$$

$$+ 306,7^2 \cdot 17,5$$

$$+ 4730,8^2 \cdot 9,5$$

$$+ 306,7^2 \cdot 0,5$$

---

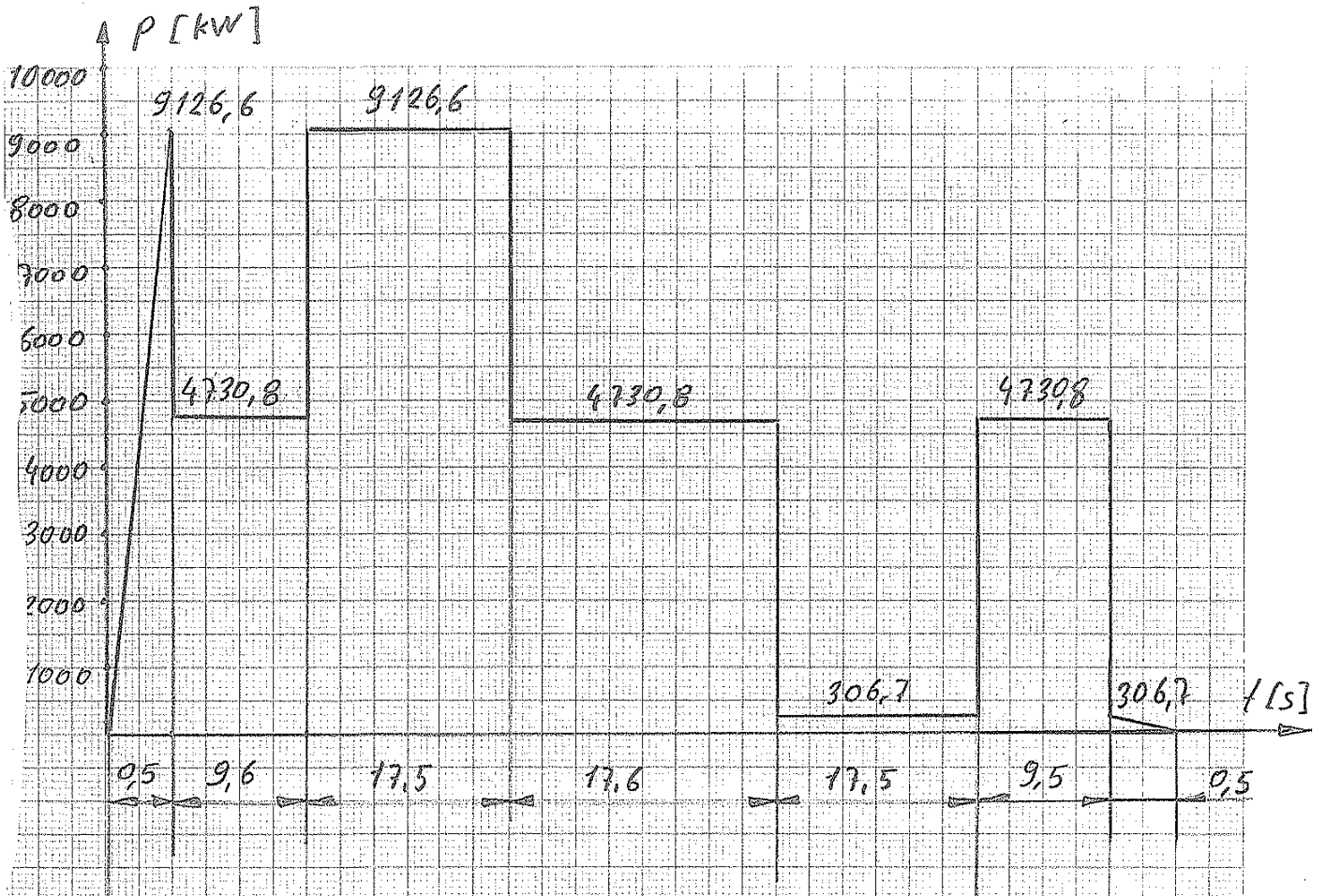

$$2322363263,18 \text{ (kW)}^2 \cdot \text{s}$$

$$P_{ef.} = \sqrt{\frac{2322363263,18 \text{ (kW)}^2 \cdot \text{s}}{72,7 \text{ s}}}$$

$$\parallel P_{ef.} = 5652 \text{ kW}$$

Dr. Ing. W. Ostermann [L-1], efektif motor - 35.  
 gücünü Mef. momentine göre hesaplamış, karesel  
 ortalama güç hesabını güç önüne almamış, yalnız  
 Motor gücü - zaman diyagramını çizmiştir.

Bizde Mef. değerine göre motor gücü hesabını  
 esas alabiliriz. Bu arada güç - zaman diyagramından  
 bilgilendirme amacıyla çizelim (Şekil 6)



Şekil 6. Güç - zaman diyagramı  
 (Güçler ölçekli, zaman ölçeksizdir)

Hesaplanan güç değerleri:

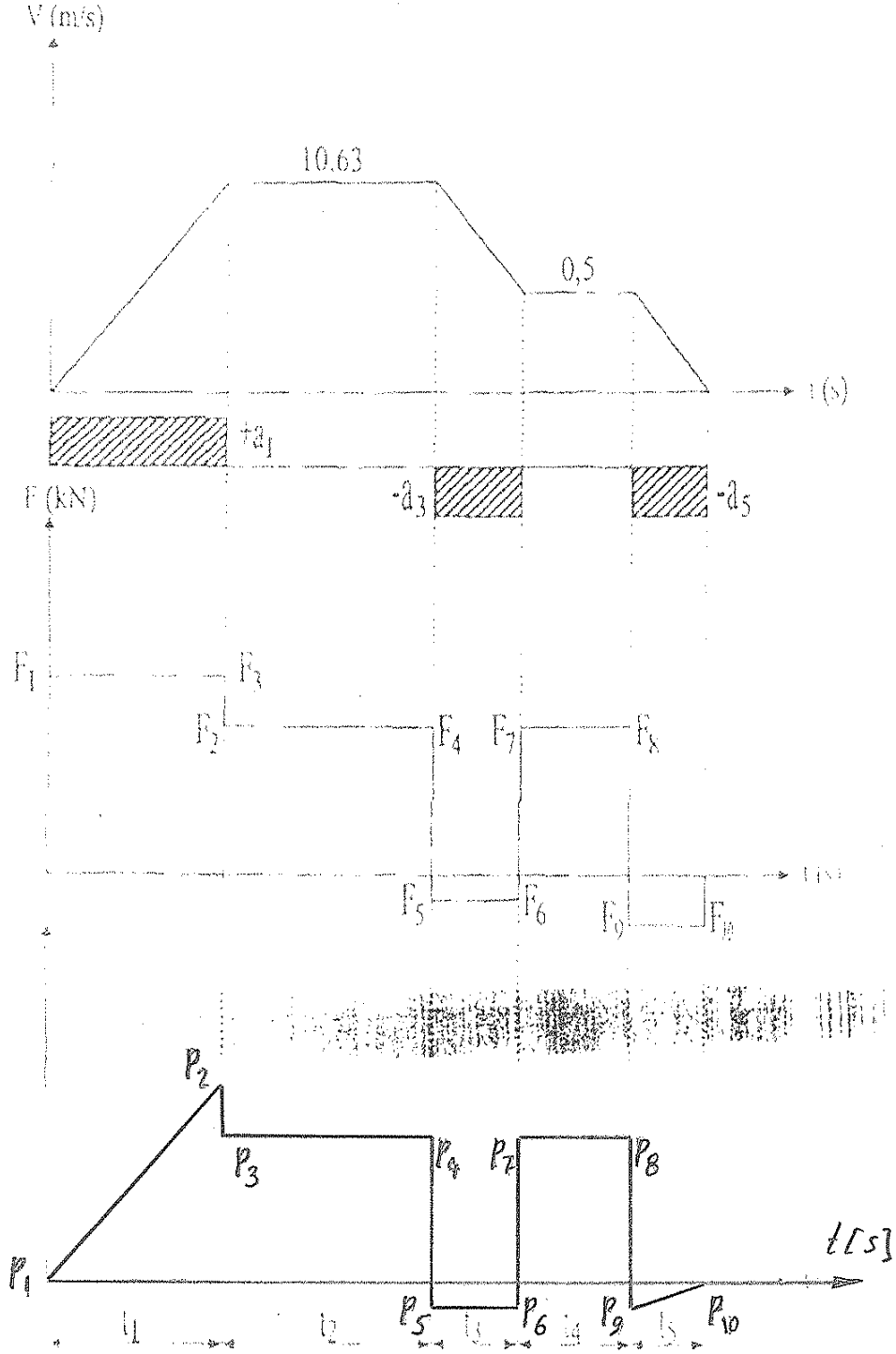
- Mef. yöntemine göre (ki, Emin Ünalın hocama göre Mef. = Mn dir),  
 $P_{ef} = 5650 \text{ kW}$  (s. 29)
- Pef. yöntemine göre,

$$11. P_{ef} = 5652 \text{ kW (S: 34)}$$

-36-

Aynı değerler bulunmuş olur.

Konu ile ilgili bazı bilgiler: Sayfa: 36...41 de verilmiştir.



İbrak karesinin hız-ivme-kuvvet-güç-zaman diyagramları

KOZLU İNOLU KUVVET  
(Eski)





Prof. Dr. inç. Hellmut ERNST - Turhan ARITAN - Galenfer HAKZADIN  
Guliy KESECI OGLU - Suleyman TOKKONAR

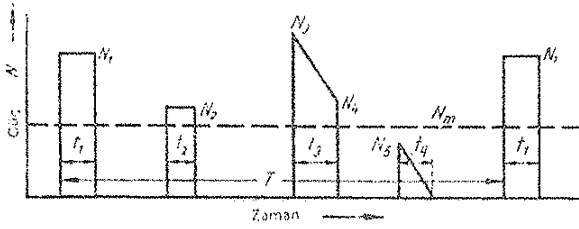
Motor büyüklüğünü doğru olarak seçimi için kesintili işletmenin, değişen yük ve ivme işinin muhtelif etkilerini kıyaslanabilir bir baza dayandırmak gereklidir. Eğer motorun yüklenmesi önceden biliniyorsa yani bir güç grafiği tespit edilebiliyorsa, bu grafiğe dayanarak dışarı atılan kayıp ısı saptanabilir. Bu gibi hesaplamaları tam olarak ancak motoru imal eden firmalar yapabilirler. Fakat kren konstrüktörü de böyle bir güç grafiğine dayanarak gerekli motor büyüklüğü hakkında yaklaşık ve genellikle pratik amaç için yeterli sayılabilen genel bir görüşe sahip olabilir.

a) Karesel ortalama güce göre motor seçimi. Elektriksel kayıplar ve bunun sonucu ortaya çıkan kayıp ısı yaklaşık olarak akım şiddetinin karesi ile orantılıdır. Bu akım şiddeti - randımanın daima aynı kalması şartıyla - sabit gerilimde dönme momenti veya sabit devir sayısında alınan güçle orantılıdır. Bir  $N_1$  gücünde  $t_1$  zamanında ortaya çıkan  $W_1$  ısı miktarı:

$$W_1 = C \cdot N_1^2 \cdot t_1$$

eşitliği ile belirlidir. Burada  $C$  bizi bu çerçevede fazla ilgilendirmeyen bir çevirme faktörüdür. Bir motor için belirli bir güç değişimi, örneğin Şekil 358, mevcutsa bir iş periyodu  $T$  süresince hasil olan  $W^T$  ısı miktarı şu tarzda hesaplanabilir :

$$W_{T1} = C \cdot [N_1^2 \cdot t_1 + N_2^2 \cdot t_2 + \frac{1}{2}(N_3^2 + N_3 \cdot N_4 + N_4^2) \cdot t_3 + \frac{1}{3} N_5^2 \cdot t_4]$$



Şekil 358. Karesel ortalama gücün hesaplanmasında güç diyagramı  
 $t_1, t_2, \dots, t_4$  işletme süresi boyuncaaki güçler  
 $N_1, N_2, \dots, N_5$  dir.  
 $N_m$  karesel ortalama güç  
 $T$  bir iş seferi süresi

Motor bir ortalama  $N_m$  gücüyle sürekli çalışıyorsa, bir  $T$  iş periyodu süresinde oluşturduğu ısı miktarı:

$$W_{T1} = C \cdot N_m^2 \cdot T$$

Kesintili işletmede oluşan  $W_{T1}$  ısı, sürekli işletmede oluşan  $W_{T2}$  ısısına eşitse, motorun kesintili işletmede alacağı ısının, aynı motorun sabit  $N_m$  gücüyle sürekli işletmede ulaşacağı ısıya eşit olacağı kabul edilebilir. Her iki ısı miktarını birbirlerine eşitlersek, yani  $W_{T1} = W_{T2}$  yazılırsa sürekli gücü hesaplamak mümkün olur. Bu sürekli güç ısı etkisi yönünden kesintili işletmede alınan ve  $N_1$  den  $N_5$  e kadar olan muhtelif güçlere eşdeğerdir. Toplam  $T$  iş periyoduna izafe edilen eşdeğer sürekli güç olarak mütalâaa edilen karesel ortalama güç<sup>(1)</sup> yukarıda eşitliklere dayanarak şu tarzda hesaplanır :

$$N_m = \sqrt{\frac{N_1^2 \cdot t_1 + N_2^2 \cdot t_2 + \frac{1}{2}(N_3^2 + N_3 \cdot N_4 + N_4^2) \cdot t_3 + \frac{1}{3} N_5^2 \cdot t_4}{T}} \quad (3)$$

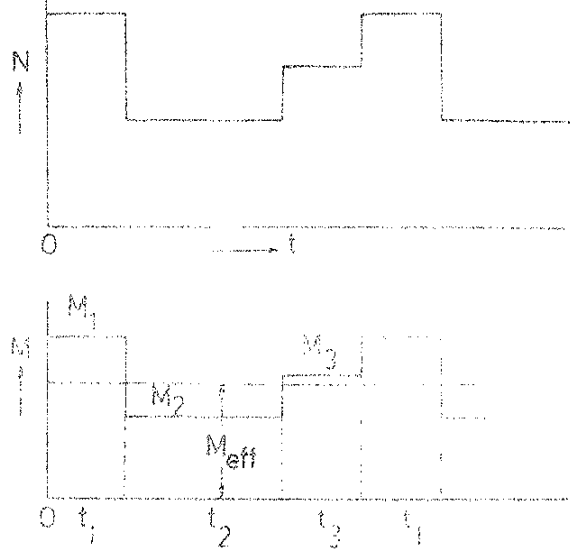
(1) Karesel ortalama moment, hesaplamak belki, daha doğru olurdu, çünkü devir sayısının sabit tutulması halinde güç, akım şiddetinin karesiyle doğru orantılıdır. Örneğin ilk harekete geçmede sıfırdan tam devir sayısındaki bir limit değere kadar devir sayısının artmasıyla güç de artmaktadır, halbuki moment ve akım şiddeti sabit kalmaktadır. Ancak hesaplamalara sabit momenta tekabül eden sabit değerdeki bir ilk harekete geçme gücü de - daha doğrusu tam devir sayısındaki ilk harekete geçme gücünün limit değeri - dahil edilmelidir. Buna rağmen pratikte Schieleler [4]'ün metoduna uyularak karesel ortalama moment yerine karesel ortalama gücün hesaplamaları yapılmaktadır; bu sebepten burada da bu hesaplama şekli mütalâaa edilecektir. Diğer taraftan bu hesaplama belirli fren devrelerinde, örneğin benzerin altı frezler, uygulanmaz, çünkü bu türlerde moment ve akım şiddeti arasında bir orantılık mevcut değildir.

Bu eşitlik söz konusu olan yüklenme koşulları için  $N_m$  sürekli gücünü bir motorun teknik bakımından yeterli olduğunu göstermektedir.

Prof. Y. Müh. Emin ÜNALAN (İ.T.Ü)

Datun çalışma

seçilmiş demektir. Şekil 3 de gücün ve momentin zamana nazaran değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3. Momentin karesel ortalamasının değişimi

Momentin karesel ortalaması

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3}} \quad (9)$$

eşit olur.

Momentin akımla orantılı olmayan motorlarda (doğru akım seri motor) kayıp eğrisinin yardımı ile yapılan motor tayininde olduğu gibi evrensel daima çalışma motor listesinden uygun olabileceğini tahmin ettiğimiz bir motor seçilir. İş makinesinin motor çalışırken istediği momentin zamana nazaran değişmesine göre akımın zamana nazaran değişimi elde edilir. Akım-zaman eğrisinden akıma karesel ortalaması bulunur. Tesbit edilen karesel ortalama akım, seçilen motorun nominal akımına mümkün olduğu kadar eşit fakat hiç bir zaman büyük olmamalıdır. Bu şart tahakkuk ettiği takdirde yine motora verebileceği maksimum momentin çalışma esnasında rastlanacak en büyük momente kâfi gelip gelebileceği kontrol edilir. Bu şartta tahakkuk ettiği takdirde motor seçilmiş demektir.

# Prof. Y. Mih. Emin Ünalan

Kesintili çalışma

17

serisinden istifade etmek ve  $t$  çalışma ve istirahat zamanı T zaman sabitine nazaran küçük olduğundan  $t/T$  nin üst mertebelerini ihmal etmek suretiyle

$$Q_{av} = \frac{Q_1 t_1 + Q_2 t_2 + Q_3 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots} \quad (27)$$

elde edilir. Bu denklem sek. 10 da gösterilen çalışma haline tatbik edilirse

$$Q_{av} = \frac{Q_1 t_1 + Q_2 t_2 + Q_3 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + \dots} \quad (28)$$

bulunur. Böylelikle değişken yük kabul edilmiş halde tabii olarak  $V = V_{nom}$  ve bakır kayıpları nazarı itibare alınır. 27 no. lu denklemde

$$\begin{aligned} Q_1 &= I_1^2 R \\ Q_2 &= I_2^2 R \\ Q_3 &= I_3^2 R \end{aligned} \quad (29)$$

değerleri yerine konulursa

$$I_{av} = I_{eq} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + I_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}} \quad (30)$$

elde edilir.  $I_1$  motorun daimi çalışmadaki nominal akımı olduğudur. Momentin  $I_1$  akımına orantılı olan motorlarda nominal momenti elde etmek için

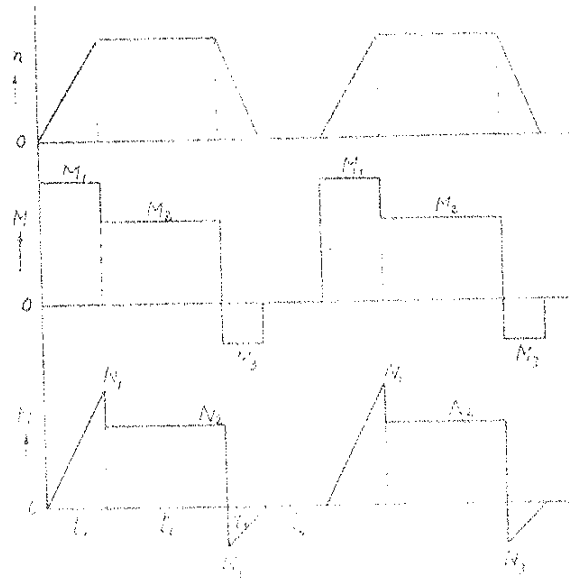
$$M_{av} = M_{eq} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}} \quad (31)$$

denklemi kullanılır. Şönt karakteristikli motorlarda devir sayısı muhtelif yüklerde çok az değiştiğinden güçler momentlerle orantılı kabul edilerek

$$N_{av} = N_{eq} = \sqrt{\frac{N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + N_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}} \quad (32)$$

elde edilir. Gücün karesel ortalamasını veren 32 no. lu denklemi kullanırken dikkatli olmak lazımdır. Şek. 11 de sabit momentle yolunan bilezikli bir asenkron motora ait devir sayısı, Moment ve gücün zamanına nazaran değişim diyagramları gösterilmiştir. Bu diyagramlardan görüldüğü gibi,

bilezikli asenkron motor  $t_1$  zamanı zarfında sabit bir  $M_1$  momenti ile yolalmakta,  $t_2$  zamanı zarfında sabit  $M_2$  momenti ile yüklenmekte,  $t_3$  zamanı zarfında da sabit bir  $M_3$  momenti ile frenlenmektedir. Burada gücün karesel ortalamasını veren 32 no. lu denklemi kullanırken  $t_1$  yolalma zamanı zarfında  $N_1$  gücünün,  $t_2$  frenleme zamanı zarfında da  $N_2$  gücünün sabit kaldığını kabul etmek icabı eder. Zira bu zamanlarda motor sabit momentle dolayısıyla sabit akımla çalıştığından  $N_1$  ve  $N_2$  güçleri sabittir. İbri bu müt. Doğrusal olarak artan veya azalan güç eğrileri kademeli olarak



Sek. 11. Bilezikli asenkron motora ait, devir sayısı, moment, güç diyagramları

vil edip bunların karesel ortalamasını almak yanlış olur. Buna göre sek. 11 de gösterilen güç diyagramının karesel ortalaması

$$N_a = N_{ort} = \sqrt{\frac{N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + N_3^2 t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \quad (33)$$

olur. Burada karesel ortalama  $t_1 + t_2 + t_3 + t_4$  zamanı için alınmıştır. Zira çalışma diyagramlarının aynen tekrür ettiği kabul edilmiştir. Yukarıda ufak bir misalle işaret edildiği gibi karesel ortalama denklemlerini kul-

lanırken gücün karesel ortalamasını almak icabı eder. Çünkü bu zamanlarda motor sabit momentle çalıştığından  $N_1$  ve  $N_2$  güçleri sabittir. İbri bu müt. Doğrusal olarak artan veya azalan güç eğrileri kademeli olarak

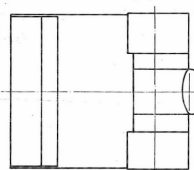
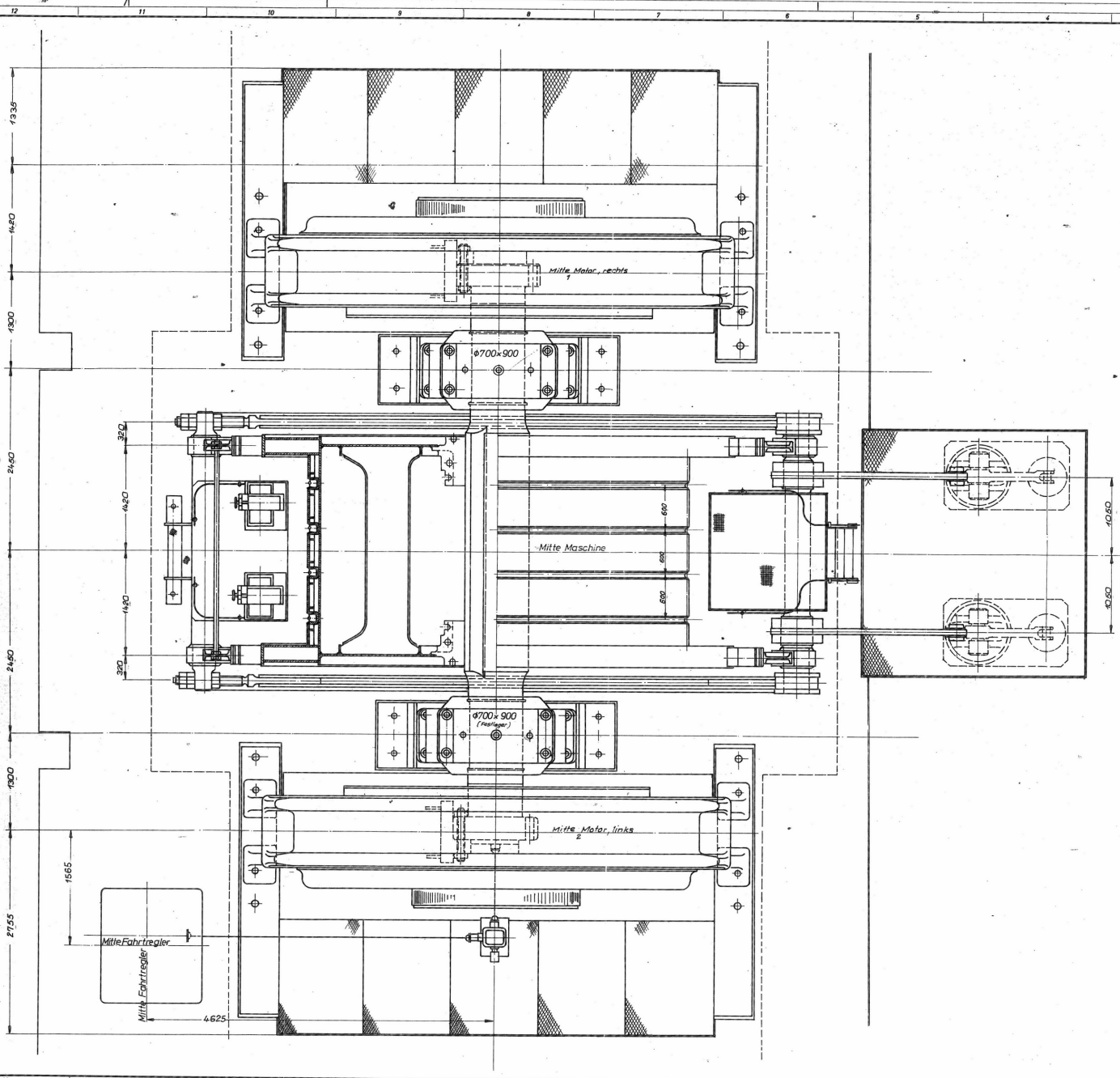
olarak alınmıştır. Burada karesel ortalamasını almak icabı eder. Çünkü bu zamanlarda motor sabit momentle çalıştığından  $N_1$  ve  $N_2$  güçleri sabittir. İbri bu müt. Doğrusal olarak artan veya azalan güç eğrileri kademeli olarak

olur. Burada karesel ortalamasını almak icabı eder. Çünkü bu zamanlarda motor sabit momentle çalıştığından  $N_1$  ve  $N_2$  güçleri sabittir. İbri bu müt. Doğrusal olarak artan veya azalan güç eğrileri kademeli olarak

olarak alınmıştır.

lık bir misalle işaret edildiği gibi karesel ortalama denklemlerini kul-

motor çalıştığı zamanlarda



Anlage 12



Die Unterzeichnete  
 am heutigen Tage gehörig  
 beurkundet den 15. 10. 76  
 Nr. 18-213-1-11  
 18-213-1-11

Geschriftet am 15. 10. 76  
 Besondere Besondere  
 Besondere Besondere

und Besetzung von 1976  
 Nr. 18-213-1-11  
 Mari, den 23. 4. 76  
 Besondere Besondere

GUTEHOFFNUNGSHÜTE STERNBRAD  
 Aktiengesellschaft  
 Registretrare: 26/702  
 Mink  
 Schult

Zum Antrage vom heutigen Tage gehört  
 Hervest-Dorsten, den 23. 4. 76

Bundes FA Henry / Carl  
 Burgstraße 111  
 Göttingen 11  
 Göttingen 11

Auffr. Nr. 902 015 Kennwort: Furst-Leopold

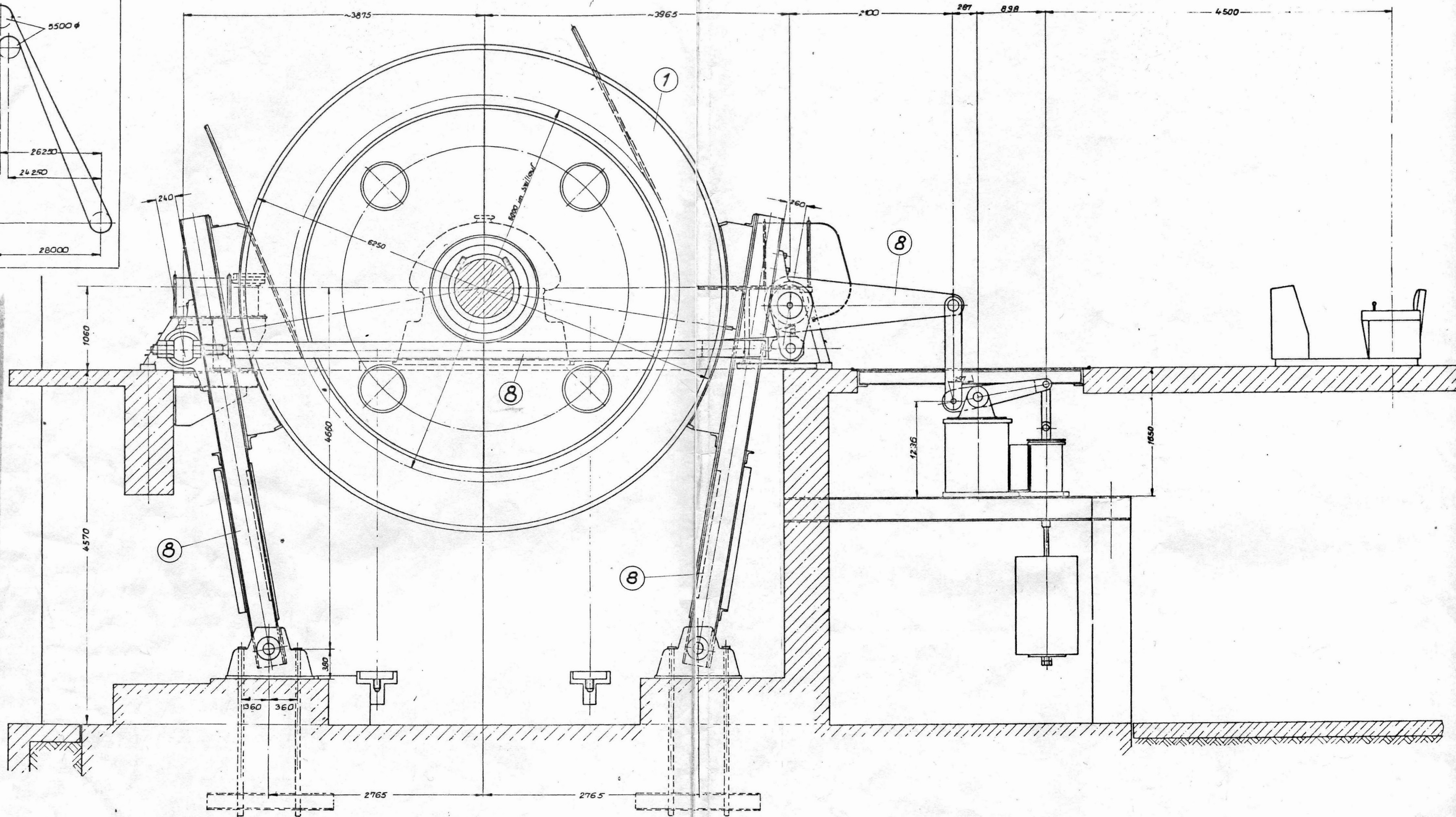
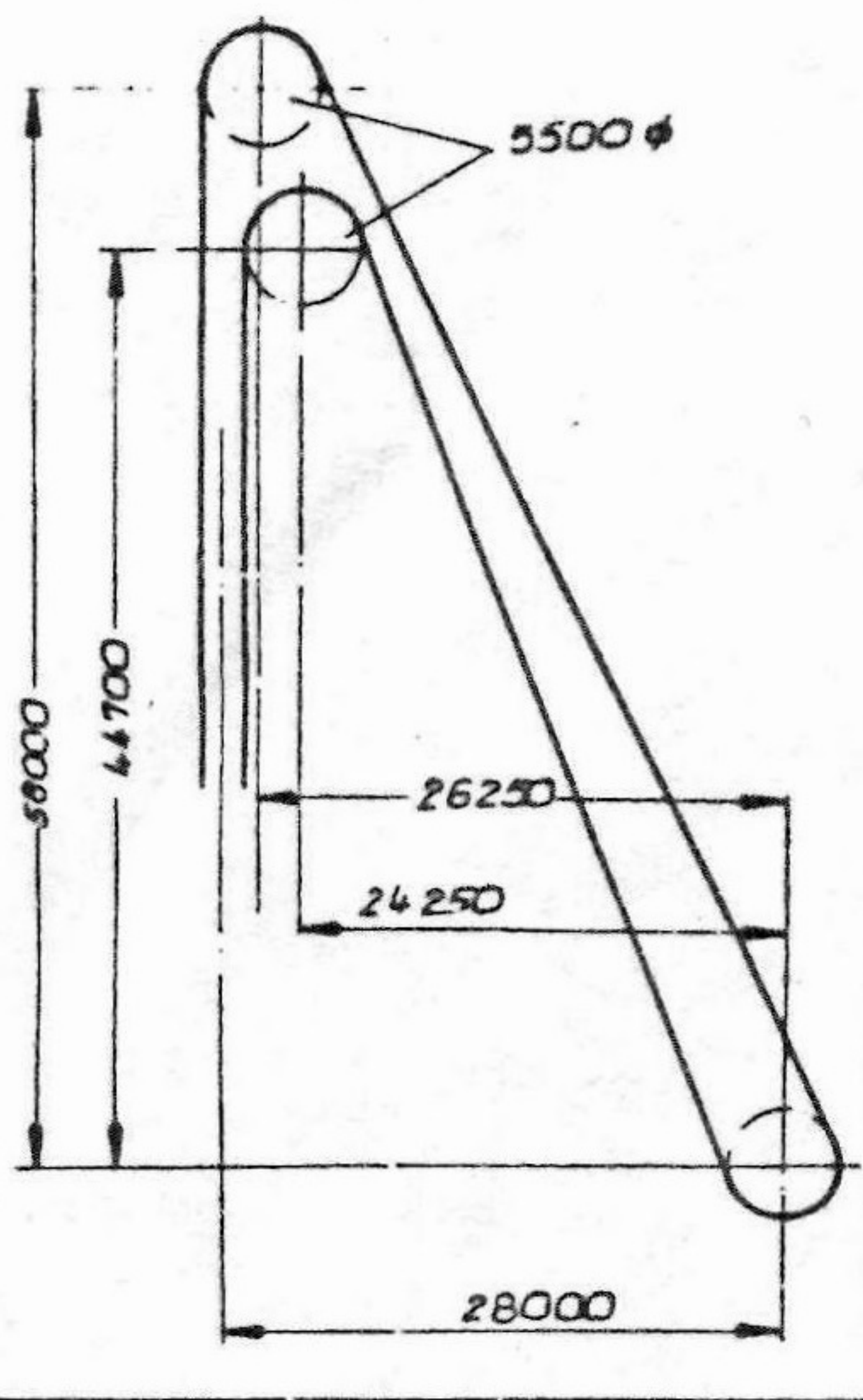
Art der Anordnung	Typ	Name	Gruppen oder Blatt Nr.
1975	30X	Zusammenstellung der Maschine Grundriss	BA SF. 1
Gesamt in kg:	1:25		BA 17 13 572

**GHH** GUTEHOFFNUNGSHÜTE  
 STERNBRAD AKTIENGESELLSCHAFT  
 AG Nordheim

Zusammenstellung der Maschine Grundriss

Erstellt durch:

Situation



Auftrags-Nr 902015 Kennwort: Fürst-Leopold 2

Werkstoff:	1975	Tag	29	Name	Dornfeld
Gewicht in kg		Norm			
Med. Nr.:					
Verwendungsart	1:25				

**GKN** GUTEHOFFNUNGSHÜTTE  
STERNRADE AKTIENGESELLSCHAFT

Zusammenstellung der Maschine  
Aufriß

BA173306

• Fren hesabı veya dıştan çift (iki) pabuşlu  
tanburu fren hesabı;

Önce Şekil 7'deki sembollerini tarif edelim.

$L_3$  - Ana mil, taban yatağı (destek noktası veya dönme merkezi) arası mesafe

$L_5$  - Mil 4 ile taban yatağı (destek noktası veya dönme merkezi) arası mesafe

$L_4$  } - Fren pabuş ortası, taban yatağı arası mesafe  
 $L_6$  }

$L_7$  - Çekme şubun uzunluğu

$L_1$  } - Fren kolu  
 $L_2$  }

$L_8$  - Bağlama (bağlantı) kolu

$L_9$  - İşletme fren silindiri, fren ağırlığı arası mesafe

$L_{10}$  - Ana fren kolu

$L_{11}$  - Bağlantı kolu, işletme fren silindiri arası mesafe

$d_F$  - İşletme fren silindiri çapı

$d_L$  - Emniyet fren silindiri çapı

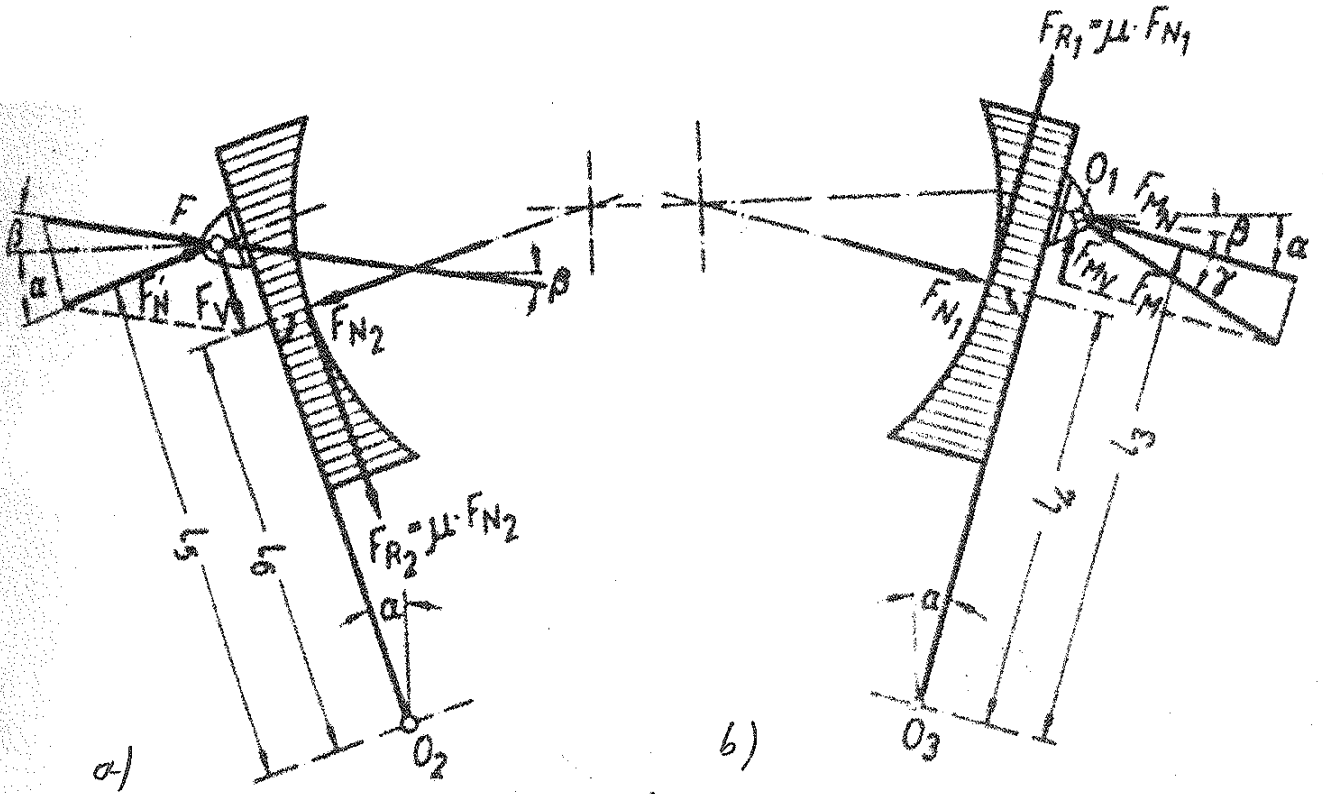
$F_{0F}$  - İşletme fren silindiriinde fren ağırlık kuvveti

$F_{0S}$  - Emniyet freninin ağırlık kuvveti

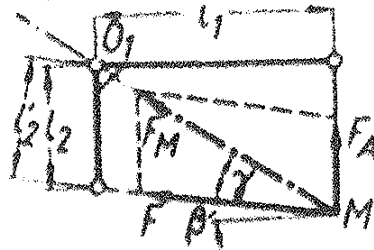








Şekil 9 - Çift pabuçlu fren sisteminde, fren kollarındaki kuvvetler [L-1].  
a) Sol fren kolu  
b) Sağ fren kolu



Şekil 10 - Çift pabuçlu fren sisteminde fren manivela kolundaki kuvvetler [L-1]

- Hata, küçük  $\beta$  açısından dolayı önemlidir. - 46.

Bu kabüller ile  $O_1$  dönme noktasına göre

$$\sum M_{O_1} = 0 \text{ yazılırsa,}$$

$$F_A \cdot L_1 = F \cdot L_2$$

$$\| \underline{F} = F_A \cdot \frac{L_1}{L_2}$$

bulunur.

-  $F_A$  ve  $F$  kuvvetleri bir  $M$  noktasında kesişerek  $F_M$  bileşke kuvvetini oluşturur.

-  $F_M$  bileşkesinin normal kuvveti  $F_{MN}$  dir.

-  $F$  ve  $F_{MN}$  arasındaki fark, fren pabuç kolu eğim açısı  $\alpha$  nin küçük olması nedeniyle

$$F_{MN} \approx F$$

kabul edilir. Gerçekte  $F_{MN} > F$  dir.

$$\sum M_{O_3} = 0 \text{ yazılırsa,}$$

$$F_{MN} (=F) \cdot L_3 - F_{N1} \cdot L_4 = 0$$

$$\| \underline{F_{N1}} = F \cdot \frac{L_3}{L_4}$$

bulunur.

$F_N$  - Fren pabuçlarına uygulanan baskı kuvveti (Fren pabuç normal kuvveti.)

- Çekme kuvveti  $F$  nin  $L_5$  manivela koluna dik olan bileşeni  $F_N'$ , çekme çubuğun eğim açısı  $\beta$  ve fren pabuç kolu eğim açısı  $\alpha$  nin küçük olması nedeniyle

$$F_N' \approx F$$

kabul edilir. Gerçekte  $F_N' < F$  dir.

$$\sum M_{O2} = 0 \text{ yazılırsa,}$$

$$F_N' (= F) \cdot L_3 - F_{N2} \cdot L_6 = 0$$

$$\parallel F_{N2} = F \cdot \frac{L_3}{L_6}$$

elde edilir.

$F_B$  - Sürtünme tamburu veya halat tamburunda halat ortasına indirgenmiş, hesaplanan fren çerçe kuvveti:

$F_R$  - Fren pabuç balatasındaki çerçe kuvveti (ve ya sürtünme kuvveti).  $F_R = \mu \cdot F_N$

$\mu$  - Fren kasnağı (emberi) / fren balatası arasındaki sürtünme katsayısı (= 0,4)

Fren kollarının konumu dolayısıyla, fren kolları doğrultusundaki  $F_V$  ve  $F_{NV}$  kuvvet bileşenleri ihmal edilebilir (ki yapılan bu hata zaten çok büyük değildir).

Şekil 8 de,  $\sum M_T = 0$  yazılırsa

$$F_B \cdot \frac{D_T}{2} - F_{R1} \cdot \frac{D_B}{2} - F_{R2} \cdot \frac{D_B}{2} = 0$$

$$F_B \cdot \frac{D_T}{2} - \mu \cdot F_{N1} \cdot \frac{D_B}{2} - \mu \cdot F_{N2} \cdot \frac{D_B}{2} = 0$$

$$F_B \cdot \frac{D_T}{2} = \mu \cdot \frac{D_B}{2} (F_{N1} + F_{N2})$$

$$F_{N1} + F_{N2} = F_B \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{D_T}{D_B}$$

$$F \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) = F_B \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{D_T}{D_B}$$

$$F_A \cdot \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) = F_B \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{D_T}{D_B}$$

$$\parallel \underline{F_B = F_A \cdot \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) \cdot \mu \cdot \frac{D_B}{D_T}}$$

Fren kol mekanizmasının (çubuk mekanizması)  $\eta$  verimi de göz önüne alınırsa fren force kuvveti,

$$\parallel \underline{F_B = F_A \cdot \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) \eta \cdot \mu \cdot \frac{D_B}{D_T}}$$

olarak elde edilir. ( $\eta = 0,90$  ortalama değeri)

Fren mekanizması ile ilgili edindiğimiz bilgileri

Şekil 7 den faydalanarak Şekil 11 de özetliyelim.

- Halat ortasına indirgenmiş hareket fren kuvveti  $F_{BF}$  :

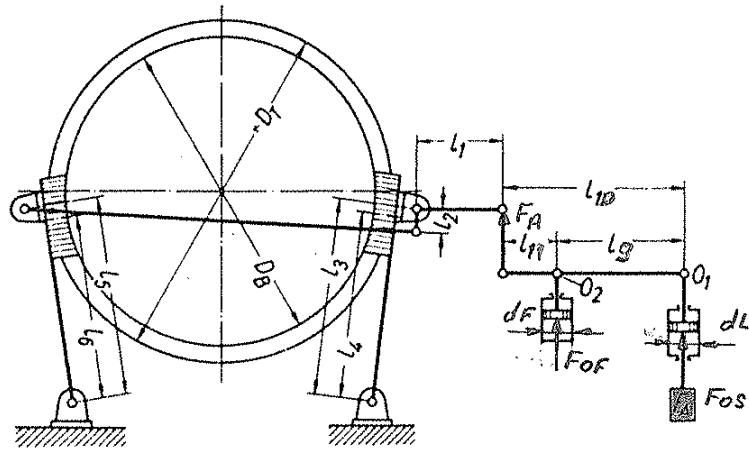
$$\Sigma M_{O1} = 0 \quad (\text{Şekil 11})$$

$$F_A \cdot L_{10} = F_{OF} \cdot L_9$$

$$\parallel \underline{F_A = F_{OF} \cdot \frac{L_9}{L_{10}} = \frac{\pi (d_f)^2}{4} \cdot \rho \cdot \frac{L_9}{L_{10}}}$$

dolayısıyla,

$$\parallel \underline{F_{BF} = \frac{\pi (d_f)^2}{4} \cdot \rho \cdot \frac{L_9}{L_{10}} \cdot \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) \eta \cdot \mu \cdot \frac{D_B}{D_T}}$$



Şekil 11 - Alman maden nizamnamesinin 13a ve b deki esaslarına uygun veya DIN 22403'e göre, hareket (işletme) ve emniyet fren mekanizmaları [L-1].

$D_T$  - Sürtünme tambur çapı (Halat ortasına göre)

$D_B$  - Fren kasnak çapı

$d_F$  - Hareket (işletme) fren silindiri çapı

$p$  - Silindir basıncı

$F_{0S}$  - Emniyet freninin fren ağırlık kuvveti

$F_{0F}$  - Hareket fren silindirinin işletme (tahrik) fren kuvveti

$L_1, L_{11}$  - Fren mekanizması kolları

$d_L$  - Emniyet fren silindiri çapı

$\gamma$  - Fren kol mekanizması verimi ( $\approx 0,90$ )

$\mu$  - Pabuçlu frenler için sürtünme katsayısı ( $\approx 0,4$ )

$F_A$  - Fren manivela (kol) kuvveti

olarak hesaplanabilir.

- Halat ortasına indirgenmiş emniyet fren kuvveti  $F_{BS}$  ;

$$\sum M_{O2} = 0 \quad (\text{Şekil 11})$$

$$F_A \cdot L_{11} = F_{OS} \cdot L_9$$

$$\parallel F_A = F_{OS} \cdot \frac{L_9}{L_{11}}$$

dolayısıyla,

$$\parallel F_{BS} = F_{OS} \cdot \frac{L_9}{L_{11}} \cdot \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) \eta \cdot \mu \cdot \frac{D_B}{D_T}$$

elde edilir.

$$\parallel i = \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) \cdot \mu \cdot \frac{D_B}{D_T}$$

ifadesine, halat ortasına indirgenmiş fren mekanizması ferrim oranı tanımı yapılır.

Fren kol (manivela) mekanizmasının verimi  $\eta$  ;

- Hareket (işletme) silindiriindeki kayıplar göz ardı edilirse,

$$\eta = 0,90$$

- Hareket (işletme) silindiriindeki kayıplar, bağlantı pernolarındaki sürtme kayıpları ve fren kuvvetine karşı teker teker fren kollarının ağırlıklarını göz önüne alınırsa,

$$\eta = 0,80$$

alınır.



Hesaplarımızda,

Hareket freni için,  $\gamma_{har.} = 0,80$

Emniyet freni için,  $\gamma_{em.} = 0,90$

değerleri kullanılacaktır.

Bu bilgileri ana üretim vincine uygulayalım;

- Hızlat ortasına indirgenmiş fren mekanizması  
çevrim oranı  $i'$ ;

$$i' = \frac{L_1}{L_2} \left( \frac{L_3}{L_4} + \frac{L_5}{L_6} \right) \cdot \mu \cdot \frac{D_B}{D_T}$$

$$i' = \frac{240}{53,5} \left( \frac{458,3}{413,5} + \frac{403,5}{413,5} \right) \cdot 0,40 \cdot \frac{625}{500}$$

$$\| i' = \underline{4,09}$$

- Hızlat ortasına indirgenmiş hareket fren  
kuvveti  $F_{BF}$ ;

$$F_{BF} = \frac{\pi (d_F)^2}{4} \cdot p \cdot \frac{L_9}{L_{10}} \cdot i' \cdot \gamma_{har.}$$

$d_F$  - Hareket fren silindiri çapı

$$d_F = \Phi 76,7 \text{ cm}$$

$p$  - Hareket fren silindiriindeki hava basıncı

$$p_{min.} = 4,3 \text{ kp/cm}^2$$

$$p_{max.} = 5,0 \text{ kp/cm}^2$$

$F_{OF}$  - Hareket fren silindirinde piston kuvveti

$$F_{OF} = \frac{\pi (d_F)^2}{4} \cdot p$$

2 Ad. silindirik olduğuna göre,

$$F_{OFmin.} = \frac{\pi (76,7)^2}{4} \cdot 4,3 \cdot 2$$

$$\parallel \underline{F_{OFmin.}} = 39735 \text{ kP}$$

$$F_{OFmax.} = \frac{\pi (76,7)^2}{4} \cdot 5 \cdot 2$$

$$\parallel \underline{F_{OFmax.}} = 46204 \text{ kP}$$

$$F_{BF} = F_{OFmin} \frac{L_9}{L_{10}} \cdot i \cdot \eta_{kuv.}$$

$$F_{BF} = 39735 \cdot \frac{90}{120} \cdot 4,09 \cdot 0,80$$

$$\parallel \underline{F_{BF}} \approx 97510 \text{ kP}$$

— En büyük farklılık kuvvetine karşı statik emniyet  $S_F$  ;

$$S_F = \frac{F_{BF}}{G_{\ddot{u}}}$$

$G_{\ddot{u}}$  - Nakliyatın bir tarafının diğer tarafına göre fazla ağırlık kuvveti

$$G_{\ddot{u}} = G_N = 25000 \text{ kP} \quad (\text{Sayfa: 10})$$

( $G_{sü} = 156 \text{ kP}$  ihmal edilebilir Sayfa: 17)

$$S_F = \frac{97510}{25000}$$

$$\| \underline{S_F = 3,9} \text{ uygun.}$$

$S_F \geq 3$  olması istenir [L-5].

- Hareket (işletme veya servis) freninin karşılayabileceği yavaşlama (yavaşlama ivmesi)  $a_F$ ;

$$F_{BF} - G_{\dot{u}} = m \cdot a_F$$

$$a_F = \frac{F_{BF} - G_{\dot{u}}}{m} = \frac{F_{BF} - G_{\dot{u}}}{G_{tot}} \cdot g$$

$G_{tot}$  - Halat ortasına indirgenmiş, toplam hareketsiz yük

$$G_{tot} = 243949 \text{ kp (s: 24)}$$

$$a_F = \frac{97510 - 25000}{243949} \cdot 9,81$$

$$\| \underline{a_F = 2,9 \text{ m/s}^2} \text{ uygun}$$

$a_F \geq 2 \text{ m/s}^2$  olmalıdır [L-5].

- Emniyet freni için yeterli olan ve faydalı yük indirilirken müsaade edilen (emniyetli) yavaşlama veya halat kaymasını engelleyen yavaşlama (yavaşlama ivmesi)  $a'_s$ ;

$$a'_s \leq \frac{(G_K + G_W + G_{S2})(e^{\mu\alpha} - 1) - G_{\dot{u}}}{(G_K + G_W + G_{S2} + G_{Sred})(e^{\mu\alpha} + 1) + G_{\dot{u}}} \cdot f$$

$G_K$  - Skip veya kafesin boş ağırlık kuvveti ile birlikte toplam ağırlık kuvveti - 54-

$$G_K = 38000 \text{ kP} \quad (S:10)$$

$G_W$  - Nakliyatın bir tarafındaki boş arabaların ağırlık kuvveti

$$G_W = 0$$

$G_{S2}$  - Nakliyatın bir tarafındaki halat ağırlık kuvveti

$$G_{S2} = G_{S1} = 26634,65 \text{ kP} \quad (S:10)$$

( $G_{S0} = 156 \text{ kP}$  ihmal edilmiştir.  $S:12$ )

$G_{Sred}$  - Her bir maletin halat merkezine indirgenmiş ağırlık kuvveti

$$G_{Sred} = 11530 \text{ kP} \quad (S:11)$$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 183,8^\circ \\ \mu = 0,25 \end{array} \right\} \text{ verilmiş.} \rightarrow e^{\mu \alpha} = 2,23 \quad (S:11)$$

$$\alpha'_S \leq \frac{(38000 + 26634,65)(2,23 - 1) - 25000}{(38000 + 26634,65 + 11530)(2,23 + 1) + 25000} = 1,97$$

$$\| \alpha'_S \leq 1,97 \text{ m/s}^2 \quad (S:11 \text{ de } \alpha \text{ olarak hesaplandı})$$

$$\| \text{ayarlanma } (= 1 \text{ m/s}^2) < \alpha'_S \text{ misalinde edilen } (= 1,97 \text{ m/s}^2)$$

seçilen yavaşlama sayısı uygundur.

- Halat ortasına indirgenmiş emniyet fren kuvveti (Park freni olarak)  $F_{BS}$  ; - 55.

$$F_{BS} = F_{OS} \cdot \frac{L_g}{L_H} \cdot i \cdot \eta_{em} \quad (5:50)$$

$F_{OS}$  - Emniyet freninin fren ağırlık kuvveti:

$$F_{OS} = 2.4500 \text{ kp} = 9000 \text{ kp} \quad (\text{verilmiştir})$$

$$F_{BS} = 9000 \cdot \frac{90}{30} \cdot 4,09 \cdot 0,90$$

$$\| F_{BS} = 99387 \text{ kp}$$

- En büyük fazlalık kuvvetine karşı statik emniyet (park freni olarak, emniyet freninde)  $S_H$  ;

$$S_H = \frac{F_{BS}}{G_0} = \frac{99387}{25000}$$

$$\| S_H = 3,97 \text{ uygun}$$

$$S_H \geq 3 \text{ olmalıdır } [1-5]$$

- Halat ortasına indirgenmiş, kısmi fren kuvveti (Emniyet freni olarak)  $F_{BST}$  ;

$$F_{BST} = \frac{p_T}{p_{min}} \cdot F_{BF}$$

$p_T$  - Kısmi fren basıncı (Ayarlanmış) veya hareket (işletme veya servis), silindirinindeki hava basıncı (Emniyet freninin anı kapanma etkisi için)

$$p_T = 3,1 \text{ kp/cm}^2 \quad (\text{verilmiştir})$$

$$F_{BST} = \frac{3,1}{4,3} \cdot 99510$$

$$\| F_{BST} = 70298 \text{ kp}$$

- 56-

- En büyük ağırlık kuvvetine karşı statik emniyet  $S_S$  ;

$$S_S = \frac{F_{BST}}{G_{\dot{u}}} = \frac{70298}{25000}$$

$$\| S_S = 2,8 \text{ uygun.}$$

$$S_S \geq 2 \text{ olmalıdır [L-1], [L-5]}$$

Hareket (işletme veya servis) fren silindiriindeki kısmi fren basıncı  $P_T$ , emniyet freninin ani kapanmasında (frenlemesinde) oluşacak olan fren darbelerini: (fren pabuçlarının fren kasnağı üzerine yaptıkları ani frenleme darbeleri gibi) sönümlü olarak sessiz ve yumuşak bir frenlemeyi sağlar ki bu frenleme dahi emniyetlidir ( $S_S = 2,8 > 2$ ).

- Emniyet freninin etkilediği gerçek yavaşlama (yavaşlama ivmesi)  $\alpha_S$  ;

$$F_{BST} - G_{\dot{u}} = m \cdot \alpha_S$$

$$\alpha_S = \frac{F_{BST} - G_{\dot{u}}}{G_{\text{tot}}} \cdot g$$

$$\alpha_S = \frac{70298 - 25000}{243949} \cdot 9,81$$

$$\| \alpha_S = 1,82 \text{ m/s}^2 \text{ uygun.}$$

$$\alpha_S \leq \alpha'_S \text{ olmalıdır [L-1]}$$

$$\| \alpha_S (= 1,82 \text{ m/s}^2) < \alpha'_S (= 1,97 \text{ m/s}^2)$$

veya,

- 57-

$$\alpha_s > 1,2 \text{ m/s}^2 \text{ olmalıdır [L-1],}$$

$$\| \alpha_s (= 1,82 \text{ m/s}^2) > 1,2 \text{ m/s}^2$$

- Emniyet freninde, gerekli olan en küçük hava basıncı  $P_{Lmin}$  i

Emniyet fren silindirisinin (Fren ağırlığını kaldırma silindiri) piston yüzey alanı  $A_L$ ,

$$A_L = \frac{\pi \cdot d_L^2}{4}$$

$d_L$  - Emniyet fren silindiri çapı

$$d_L = \phi 38,7 \text{ cm.}$$

$$A_L = \frac{\pi \cdot 38,7^2}{4}$$

$$\| A_L = 1176,3 \text{ cm}^2$$

$$P_{Lmin.} = \frac{F_{os}}{Z_{em.} \cdot A_L}$$

$$P_{Lmin.} = \frac{4500}{0,9 \cdot 1176,3}$$

$$\| P_{Lmin.} = 4,25 \text{ kp/cm}^2$$

- Emniyet freninde, en küçük fren etücü hava basıncı  $P_{MA}$  i

$P_{MA}$  - her iki

• Emniyet silindirisindeki  $P_{Lmin.}$

• Hareket silindirisindeki  $P_{min.}$

basınç değerlerinden daha büyük olanı göre ayarlanır.

$$P_{Lmin.} = 4,25 \text{ kp/cm}^2$$

$$P_{min.} = 4,3 \text{ kp/cm}^2$$

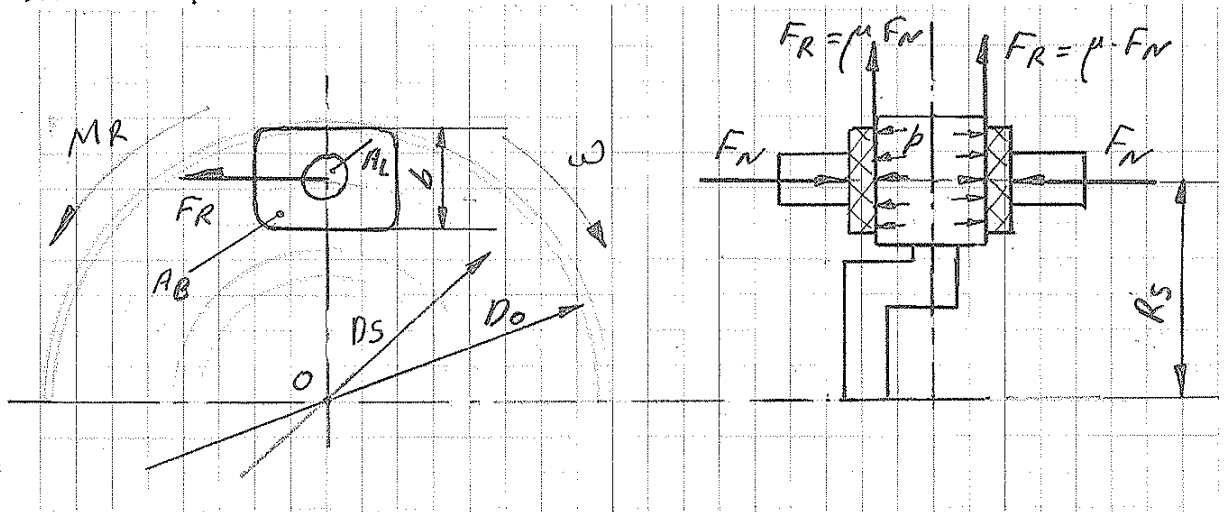
olduğuna göre

- 58-

$$\| p_{MA} = 4,3 \text{ kp/cm}^2 \text{ alınır.}$$

$p_{MA}$  hava basıncı ile emniyet silindiriindeki fren ağırlığının, düşmeden serbestçe askıda kalması sağlanırsa sürekli frenleme olacaktır.

Leopold ana ihraç vincine ait "çift paublu tambur fren sistemi" yerine daha sonra, "Disk fren sistemi" uygulanmış ve BSFG 408-A fren tipi kullanılmıştır. Önce disk fren ile ilgili kısa bir bilgi verelim.



Şekil 12. Disk frenlerde frenleme momenti [L-6].

Şekil 12 ye göre :

$p$  - Balatanın disk'e uyguladığı basınç

$A_B$  - Balata alanı (oturma yüzeyi)

$p_L$  - Pistonun balataya uyguladığı basınç

$A_L$  - Piston alanı

$b$  - Fren balata genişliği ( $= 220 \text{ mm}$ )

$D_S$  - Fren balatası ortalama çapı ( $= \phi 6768 \text{ mm}$ )

$D_0$  - Fren (frenleme) diski dış çapı ( $= \phi D_S + b = \phi 6988 \text{ mm}$ )

ise

Baskı kuvveti (normal kuvvet) ;

$$F_N = p \cdot A_B = p_L \cdot A_L$$

yaazılabilir.



Tarla ağızı Kuyusu

Skip - Skip

Koepel Sistemi

-IV-

*Kamerjhal*

- ivme hesabı
- Halat seçimi
- Hız-zaman-yol diyagramı
- Döndürme momenti-zaman diyagramı
- Güç-zaman diyagramı
- Fift pabuçlu fren hesabı
- Disk fren hesabı
- Ek bilgiler

Baskı kuvveti (normal kuvvet) diski iki -59-  
yüzünden sıkıştırıldığına göre ortaya çıkacak olan  
toplam sürtünme kuvveti (frenleme kuvveti);

$$F_R = 2 \mu \cdot F_N = 2 \mu \cdot p \cdot A_B$$

dur. Bu kuvvetin yaklaşık olarak balataın ortasında  
yoğunlaştığı ( $R_S$  mesafesinde) kabul edilirse frenleme  
momenti (sürtünme momenti)

$$M_R = F_R \cdot R_S = 2 \mu \cdot p \cdot A_B \cdot R_S$$

bulunur.

Şimdi, BSFG 40B-A disk fren tipini inceleyelim  
ve vinç fren sistemine uygulayalım (Tablo 3; Sayfa: 61, 62)

$n$  - Disk fren ünite sayısı

$F_B$  - Sürtünme tamburunda halat ortasına indirgenmiş  
fren çerçeve kuvveti (Şekil 8)

$D_T$  - Sürtünme tambur çapı (halat ortasına göre)

$$D_T = \phi 5000 \text{ mm}$$

$\eta$  - Fren (frenleme) verimi ( $\approx 0,90$ )

Dönme noktasına göre moment alırsak (Şekil 8, 12)

$$F_B \cdot \frac{D_T}{2} = n \cdot F_R \cdot \frac{D_S}{2} \cdot \eta$$

yazılabilir.

$S_F$ , fazla ağırlık kuvvetine karşı statik  
emniyet katsayısı olmak üzere,

$$S_F = \frac{F_B}{G_U} \geq 3 \quad (\text{Sayfa : 53})$$

denkleminde,

Fren tipi	Baskı kuvveti (Normal kuvvet) $F_N$ [N]		Kuvvet kayıbı [%]	Frenleme kuvveti (Sürtünme kuvveti) $F_b$ [N]	Fren işletme basıncı [bar]	Fren balatası yüzey basıncı [N/mm <sup>2</sup> ]
	Min.	Max.				
BSFG 403-A	34300	38400	7	27500	70	0,61
BSFG 405-A	55900	62600	6	45000	105	0,99
BSFG 408-A	80100	89700	6	64000	145	1,42
BSFG 412-A	120000	134000	9	96000	220	2,13

Tablo 3 - BSFG 400 fren tiplerine ait teknik bilgiler (Sayfa: 61)

\* Bütün değerler fren diskinin her bir yanındaki hava boşluğunun 1mm olması hali için verilmiştir. Max. hava boşluğu ise, fren diskinin her bir yanında 3mm dir.

\*\* Frenleme veya sürtünme kuvveti;  $F_b$ , sürtünme katsayısı  $\mu = 0,4$  olan ve 2 sürtünme yüzeyli disk frende, min. baskı (normal) kuvveti esas alınarak  $F_b = 2 \cdot F_{Nmin} \cdot \mu$  eşitliğinden hesaplanmıştır.

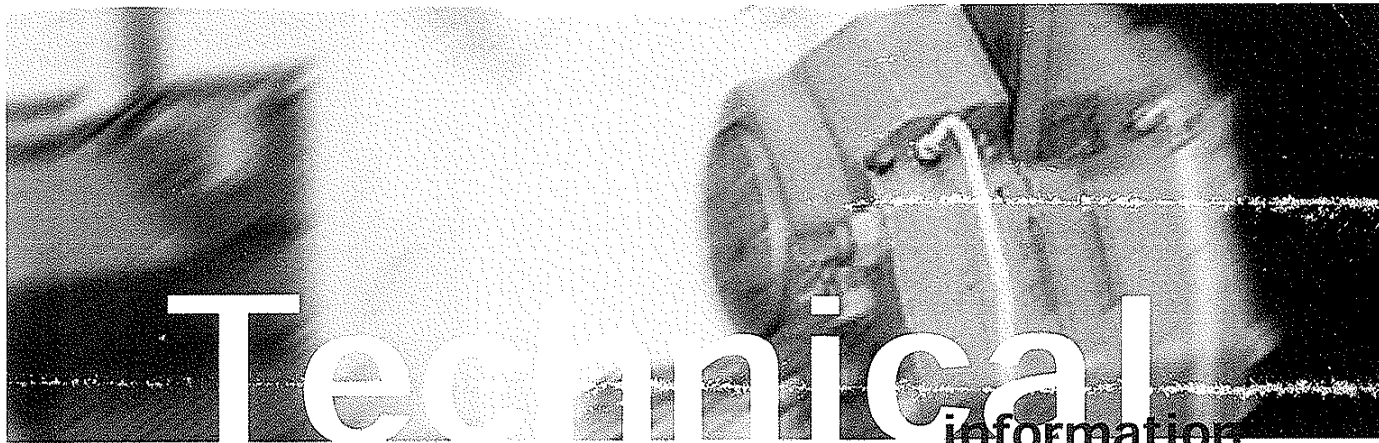
$$F_b = 2 \cdot 0,4 \cdot 34300 = 27500 N$$

$$F_b = 2 \cdot 0,4 \cdot 55900 = 45000 N$$

$$F_b = 2 \cdot 0,4 \cdot 80100 = 64000 N$$

$$F_b = 2 \cdot 0,4 \cdot 120000 = 96000 N$$

\*\*\* Fren diskinin her bir yanındaki fren balatasının 1mm minimum ve maksimum karşılık gelen kuvvet kaybı (Pistonun her bir mm hareketi için) Örnek:  $F_N = 80100 N$ , hava boşluğu = 1mm için verilmiştir. 2 mm hava boşluğu için %6 kayıp ile, 80100 - 80100 . 0,06 = 75000 N elde edilir.



**Brake explanation - BSFG 400:**

- BS = Brake system
- F = Fail-safe - spring applied/hydraulic released
- G = Brake version
- 400 = Clamping force - 403 = 34,300 N

**Calculation**

1. All figures are based on 1 mm air gap each side of the brake disc - max. air gap to be 3 mm each side of the brake disc.
2. Braking force is based on a min. clamping force and nominal co-efficient of friction  $\mu = 0.4$  and 2 brake surfaces.
3. Loss of force is per mm piston movement - 1 mm brake pad wear each side of the brake disc.

$$F_B = F_C \times 2 \times \mu$$

$$M_B = a \times F_B \times \frac{(D_0 - 0.22)}{2}$$

$$M_B = \text{Braking torque (Nm)}$$

$a$  = Number of callipers acting on the disc

$F_B$  = Braking force according to table (N)  $F_b$

$D_0$  = Braking disc outer diameter (m)

0.22 = Brake pad width (m)

$F_C$  = Clamping force

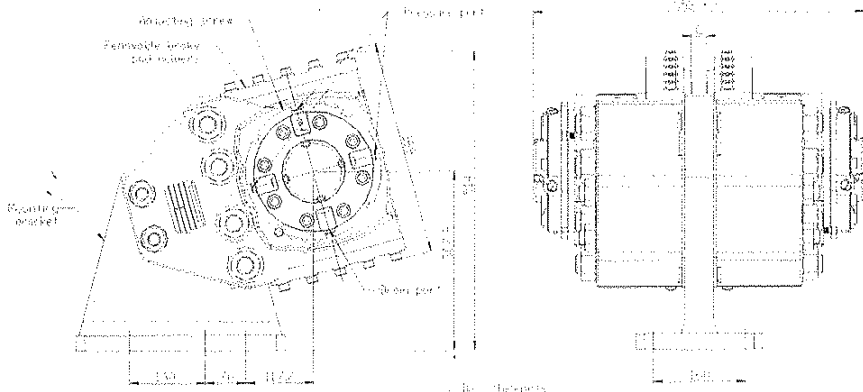
Brake type	$F_C$ Clamping force <sup>(a)</sup>		Loss of force <sup>(b)</sup>	$F_b$ braking force <sup>(c)</sup>	Operating pressure	Brake pad surface pressure N/mm <sup>2</sup>
	Min.	Max.				
BSFG 403-A	34300 N	38400 N	7%	27500 N	70 bar	0.61
BSFG 405-A	55900 N	62600 N	6%	45000 N	105 bar	0.99
BSFG 408-A	80100 N	89700 N	6%	64000 N	145 bar	1.42
BSFG 412-A	120000 N	134000 N	9%	96000 N	220 bar	2.13

(Sayfa 60)

. 01-01-06-001 (08.05.2006)

**Genel özellikler (Arka sayfa)**  
**Common features**

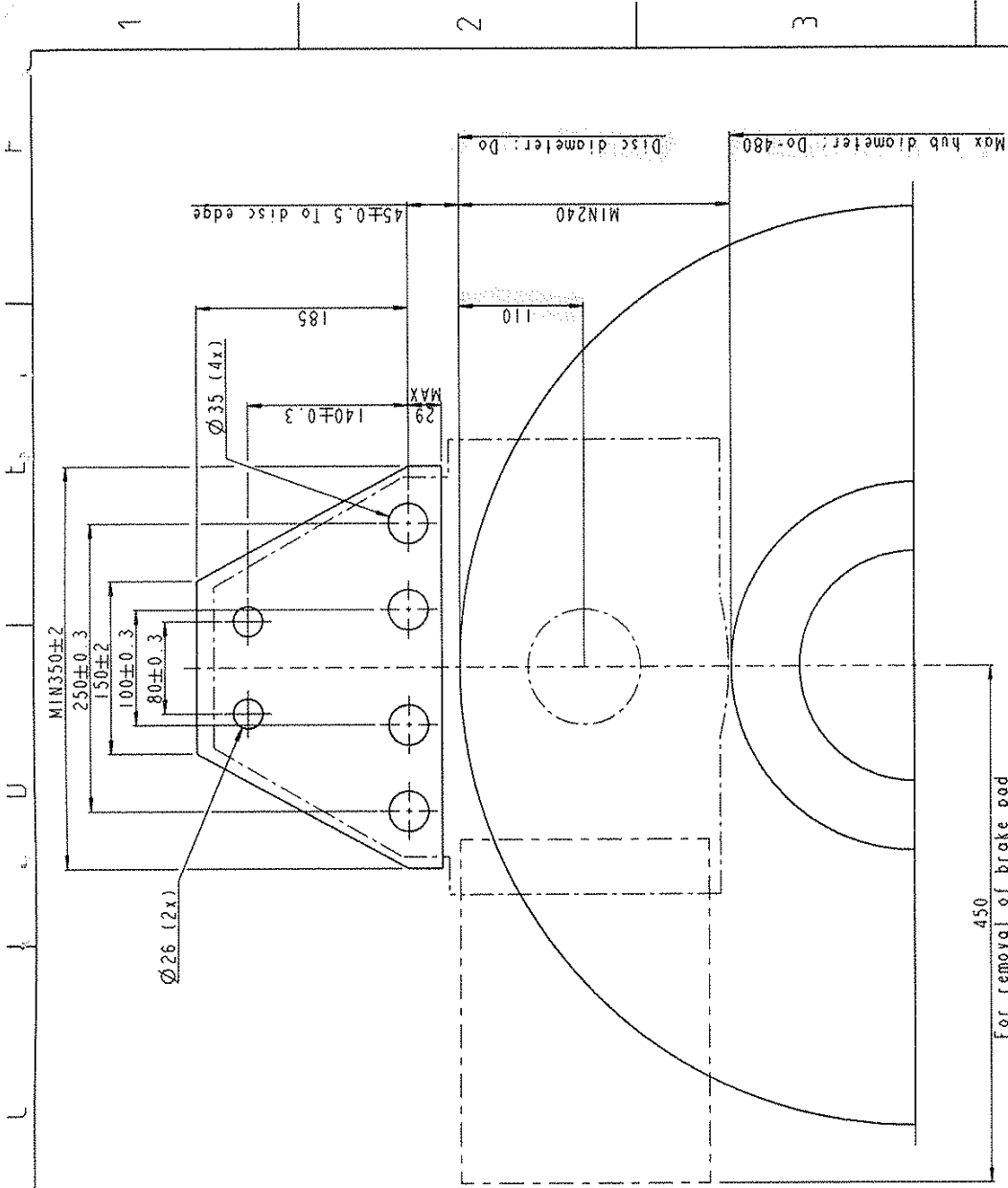
- 1- Brake pad width ~ 220 mm
- 2- Area per brake pad 63,000 mm<sup>2</sup> - organic material
- 3- Max. wear of each brake pad 11 mm
- 4- Total piston area 149 cm<sup>2</sup>
- 5- Oil volume - 1mm stroke 15 cm<sup>3</sup>
- Pressure connection port 3 ports - 3/8" B.S.P.
- Drain connection port 1 port - 1/4" B.S.P.
- Min. recommended pipe size 16/12 mm - Ø16 mm (OD) - Ø12 mm (ID)
- 6- Max. operating pressure 230 bar
- 7- Temperature range -20°C to +70°C
- 8- Disc thickness 20 mm - 50 mm (Larger contact SB)
- 9- Min. disc diameter 1000 mm
- 10- Max. outer coupling diameter Disc diameter - 480 mm



All dimensions are in mm.  
The given dimensions may change - please ask for certified drawings from Svendborg Brakes.

Svendborg Brakes A/S  
Jernbanevej 9, DK-5882 Vejstrup  
Tel +45 63 255 255  
Fax +45 62 281 058  
sb@svendborg-brakes.dk  
www.svendborg-brakes.com



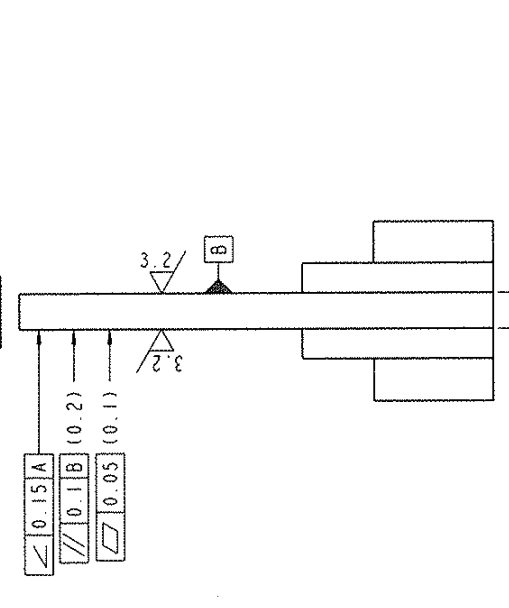


Recommended min. disc diameter: 1000  
 General tolerances: ± 0.3

Max hub diameter: Do = 480  
 Disc diameter: Do

450  
 For removal of brake pad  
 Possible on both sides of brake

- A C: = DISC THICKNESS
- ▣ = ANGULARITY
  - ▤ = PARALLELISM
  - ▥ = RUN OUT
  - ▦ = FLATNESS



All measurements and tolerances  
 in ( ) apply to Do > 1500

Denmark: Jernbanevej 9, 5862 Vejstrup, Denmark  
 Germany: Kirchenerstrasse 42, D-32257 Bünde, Germany

This drawing/document is the sole property of  
 Svendborg Brakes A/S and may not be copied,  
 given to a third party or used for unauthorized purpose

Tolerances for corner radii, angles, chamfers and threads according to: DS/EN 22768 - m		<input checked="" type="checkbox"/> Indicates Ra in µm All dimensions in mm Accept. for prod. by
Drawn by	SFR	
Date:	05.10.2006	Drawing No. 490-3699 Scale 1:4 (A3) Sheet 1 of 1 sheets
Description Mounting drawing BSFG 400 Dual Spring		Draw-Design checked by Revision Scale 1:4 (A3)

**SVENDBORG BRAKES**

$$F_B = 3 \cdot G\ddot{u}$$

kabulu ile,

$$3 \cdot G\ddot{u} \cdot D_T = n \cdot F_R \cdot D_S \cdot \eta$$

$$3 \cdot G\ddot{u} \cdot D_T = n \cdot (2 \mu F_{Nmin}) D_S \cdot \eta$$

disk fren unite sayısı,

$$\parallel n = \frac{3 D_T \cdot G\ddot{u}}{2 \cdot D_S \cdot F_{Nmin} \cdot \mu \cdot \eta}$$

elde edilir.

Gü - Nakliyatın bir tarafının diğer tarafına göre fazla ağırlık kuvveti.

$$G\ddot{u} = 25000 \text{ kp (sayfa:10)}$$

$$G\ddot{u} = 25000 \cdot \text{kp} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\parallel G\ddot{u} = 245250 \text{ N}$$

Baskı kuvveti veya normal kuvvetin min. değeri;

BSEFG 408-A için,

$$(F_{Nmin})_{\text{tmm}} = 80100 \text{ N (Tablo 3)}$$

olarak verilen bu değer, fren diskinin her bir yanındaki hava boşluğunun tmm olması halinde geçerlidir. Ortalama olarak hava boşluğu fren diskinin

her bir yanında 2mm olsun. Buna göre fren diskinin her bir yanındaki fren balatası 1'er mm aşmış demektir. Yani kuvvet kaybı

$$\% 6 \text{ (Tablo 3)}$$

dir.

$$(F_{Nmin})_{2mm} = 80100 \text{ N} - 0,06 \cdot 80100 \text{ N}$$

$$\| (F_{Nmin})_{2mm} \approx 75000 \text{ N}$$

bulunur.

$$n = \frac{3 \cdot 5000 \cdot 245250}{2 \cdot 6768 \cdot 75000 \cdot 0,4 \cdot 0,9} = 10,06$$

$n = 11$  Ad. BSG 408-A tipi disk fren

kullanılabilir.  $(3+3) + (3+2)$  gibi

Ancak, frenleme momentini her iki fren diskine eşit olarak dağıtmak için,

$$\| n = 12 \text{ Ad.}$$

olarak seçilmesi daha uygundur.  $(3+3) + (3+3)$  gibi.

Özet

- Toplam fren veya frenleme momentini (halat ortasına göre);

$$(M_{B1})_{top.} = F_{Btop.} \cdot \frac{D_T}{2} \quad (\text{Şekil 8})$$

$$F_{Btop.} = 3 \cdot G \quad (\text{Sayfa: 53})$$

$$(M_{B1})_{top.} = 3 \cdot G \cdot \frac{D_T}{2}$$

- Toplam fren veya frenleme momentini (disk frende balata ortasına göre);

$$(M_{B2})_{top.} = n \cdot F_{Rmin} \cdot \frac{D_S}{2} \cdot \gamma$$

$$F_{R_{min.}} = 2 \mu F_{N_{min.}}$$

$$(M_{B2})_{top.} = n \cdot 2 \mu \cdot F_{N_{min.}} \cdot \frac{D_S}{2} \cdot \eta$$

$$(M_{B1})_{top.} = (M_{B2})_{top.}$$

$$3 \cdot G_{\ddot{u}} \cdot \frac{D_T}{2} = n \cdot 2 \mu \cdot F_{N_{min.}} \cdot \frac{D_S}{2} \cdot \eta$$

$$\| n = \frac{3 \cdot G_{\ddot{u}} \cdot D_T}{(2 \mu F_{N_{min.}}) \cdot D_S \cdot \eta} = \frac{3 \cdot G_{\ddot{u}} \cdot D_T}{F_{R_{min.}} \cdot D_S \cdot \eta}$$

n	G $\ddot{u}$ , F $_{N_{min.}}$ , F $_{R_{min.}}$	D $_T$ , D $_S$
Ad.	1 kp veya N (1 kp = 9,81 N)	mm

elde edilir. (Sayfa 61 de. F $_R$  yerine F $_B$  sembolü kullanılmıştır)

Şimdi, hareket freninin karşılayabileceği yavaşlama (yavaşlama ivmesi)  $a_F$  değerini hesaplayalım.

$$F_B - G_{\ddot{u}} = m \cdot a_F \quad (\text{Sayfa: 53})$$

$$a_F = \frac{F_B - G_{\ddot{u}}}{m} = \frac{F_B - G_{\ddot{u}}}{G_{tot}} \cdot f$$

$$a_F = \frac{(3G_{\ddot{u}}) - G_{\ddot{u}}}{G_{tot}} \cdot f = \frac{2 \cdot G_{\ddot{u}}}{G_{tot}} \cdot f$$

$$a_F = \frac{2 \cdot 25000}{243949} \cdot 9,81$$

$$\| a_F = 2,01 \text{ m/s}^2 \quad \text{uygun}$$

$a_F \geq 2 \text{ m/s}^2$  olmalıdır (Sayfa: 53)



Uygun olmasaydı,

$$S_F = \frac{F_B}{G_{\ddot{u}}} \gg 3$$

denkleminde,

$F_B > 3 \cdot G_{\ddot{u}}$  seçilir ve disk fren ünitesi sayısı yeniden belirlenirdi.

17-06-2013

Saat : 15.00

Ek bilgiler :

Bu bilgiler gerekli olduğu için ek olarak verilmiştir.

1. Sürtünme tamburu üzerinde "Halat kaymama" şartı;

[L1]'e göre :

Yükün indirilmesinde müsaade edilen yavaşlama ivmesi

$$\alpha \leq \frac{G_{\text{tot}} (e^{\mu\alpha} - 1) - G_{\ddot{u}}}{(G_{\text{tot}} + G_{\text{sred}} + G_{\text{sk}})(e^{\mu\alpha} + 1) + G_{\ddot{u}}} \quad f \quad \dots \quad (63,5)$$

$\alpha \leq \alpha_{\text{müsaade edilen}}$

olmalıdır.

Ana ihras tesisleri için Alman nizamnamesi, yük indirilirken müsaade edilen yavaşlamanın hesaplanmasında sürtünme tamburu seviyesi üstündeki halat ağırlık kuvvetinin etkisini dikkate almaz. Yani  $G_{\text{sk}}$  nin göz ardı edilmesiyle ( $G_{\text{sk}} = 0$ ) aşağıdaki formül ortaya çıkar ;

$$\alpha'_S \leq \frac{(G_K + G_W + G_{S2})(e^{\mu\alpha} - 1) - G_{\dot{U}}}{(G_K + G_W + G_{S2} + G_{Sred})(e^{\mu\alpha} + 1) + G_{\dot{U}}} \quad f \rightarrow (63,6) \quad -67-$$

$\alpha'_S \leq \alpha$  müsaade edilen

olmalıdır.

Ana ihras tesisleri için Alman maden nizamnamesinin formül (63,6) 'ya göre hesaplanan müsaade edilebilir yavaşlama ivme sonuçları, daha düşük sonuçlar veren formül (63,5) 'e göre önemsiz farklılıklar gösterir. Ancak vinç yerüsti seviyesinden aşağıda kurulmuş ise sonuçlar önemli farklılıklar gösterir. (Sayfa: 271 deki örneğe bakınız. T.Ö türke s: ??)

Küçük ve orta ihras tesisleri için Alman maden nizamnamesinin müsaade edilebilir yavaşlama ivmesi hesapları talep edilmemekte yalnız, sürtünme tamburu üzerindeki halat çekme kuvvetleri oranının en fazla  $0,8 \cdot e^{\mu\alpha}$

değerini geçmemesi istenmektedir.

[25] 'e göre :

Sürtünme tamburunda sürtünme kabiliyetinin saplanması ;

• Çalışma hızı  $4 \text{ m/s}$  ye kadar olan işletmelerde:

Sürtünme tamburu üzerindeki halat çekme kuvvetleri oranı,

$$\varphi = \frac{G_Z}{G_Z - \dot{U}}$$

olmak üzere,  $\varphi$  nin  $0,8 \cdot e^{\mu\alpha}$  sınır değerini aşmaması müsaade edilmemelidir yani,

$$\varphi_{sınır} < 0,8 \cdot e^{\mu\alpha}$$

olmalıdır.

Burada,

-68-

$G_2$  - Sürtünme tanburunda, daha büyük olan halat çekme kuvveti

$\ddot{U}$  - Aşırı yük

$\mu_1$  - Halat ile sürtünme tanburu arasındaki sürtünme katsayısı

$\alpha$  - Sürtünme tanburu üzerinde, halat kavrama (sarım veya temas) açısı

Karşı ağırlıklı işletmeler için ek olarak  $\varphi$  oranı, boş nakliyatla da belirlenmelidir.

• Çalışma hızı  $4 \text{ m/s}$  nin üzerindeki işletmelerde halat kayma sınırının hesaplanması;

$e^{\mu_1 \alpha}$  değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Kavrama açısı $\alpha$		$e^{\mu_1 \alpha}$
Derece	Radyan	
175	$0,97 \cdot \pi$	2,15
180	$1,00 \cdot \pi$	2,19
185	$1,03 \cdot \pi$	2,24
190	$1,05 \cdot \pi$	2,29
195	$1,08 \cdot \pi$	2,34
200	$1,11 \cdot \pi$	2,39
205	$1,14 \cdot \pi$	2,45
210	$1,17 \cdot \pi$	2,50
215	$1,20 \cdot \pi$	2,56
220	$1,22 \cdot \pi$	2,61

$G_{s1}, G_{s2}$  - Her iki nakliyat kanadında (tarafında) halat boyunca karşılık gelen halat ağırlık kuvvetleri (Halat) birim ağırlıkları aynı ise  $G_{s1} = G_{s2}$  değil ise  $G_{sü} = G_{s1} - G_{s2}$  dir.

$G_w$  - Her iki nakliyat kanadındaki boş vagonların (arabaların) ağırlık kuvveti. - 69.

$G_{F1}$  - Koşum takımlı ve denge (kuyruk) halatlı nakliyat sisteminde ağırlık kuvveti.

$G_{FW1}$  - Boş arabalar (vagonlar) ile kafes ağırlık kuvveti.

$G_{F2}$  - Daha küçük yüklü diğer nakliyat kanadının ağırlık kuvveti.

$G_{FW2}$  - Daha küçük yüklü diğer nakliyat kanadının ağırlık kuvveti.

$G_{Fü}$  - Nakliyat aşırı (fazla) yükü.  $G_{F1} - G_{F2} = G_{Fü}$

$G_{Sch}$  - Bir moletin halat merkezine indirgenmiş ağırlık kuvveti:

$$G_{Sch} = \frac{j_{Sch}}{(d_{Sch}/2)^2} = \frac{4 \cdot j_{Sch}}{d_{Sch}^2}$$

$d_{Sch}$  - Molet çapı

$j_{Sch}$  - Kütle atalet momenti.

(24 adet molet varsa,  $24 \cdot G_{Sch}$  alınır)

iki moletli yer üstü nakliyat sistemleri için:

- Aşırı yükü askıda olan işletmelerde;

$$\alpha_1 = \frac{(G_{FW2} + G_{S1,2})(e^{\mu_1 \alpha} - 1) - \ddot{U}}{(G_{FW2} + G_{S1,2} + G_{Sch})(e^{\mu_1 \alpha} + 1) + \ddot{U}} \cdot f \quad m/s^2$$

- Aşırı yükün yukarı hareketinde;

$$\alpha_2 = \frac{(G_{FW2} + G_{S1,2})(e^{\mu_1 \alpha} - 1) + \ddot{U} \cdot e^{\mu_1 \alpha}}{(G_{FW2} + G_{S1,2} + G_{Sch})(e^{\mu_1 \alpha} + 1) + \ddot{U} \cdot e^{\mu_1 \alpha}} \cdot f \quad m/s^2$$

- Boş (doldurulmamış) nakliyatlar ( $G_{F2}$ ;  $G_w$  s.iz) için:

$$\alpha_3 = \frac{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu_1 \alpha} - 1)}{(G_{F2} + G_{S1,2} + G_{Sch})(e^{\mu_1 \alpha} + 1)} \cdot f \quad m/s^2$$

Bir halat tanburu (Koepe tanburu) kule ihraç -70- (nakliyat) sistemleri için. (ihraç kuleli KOEPE sistemleri) :

- Aşırı yükü asılı olan işletmelerde;

$$\alpha_4 = \frac{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu\alpha} - 1) - \ddot{U}}{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu\alpha} + 1) + G_{Sch} \cdot e^{\mu\alpha} + \ddot{U}} \cdot f \quad m/s^2$$

- Aşırı yükün yukarı hareketinde;

$$\alpha_5 = \frac{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu\alpha} - 1) - \ddot{U} \cdot e^{\mu\alpha}}{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu\alpha} + 1) + G_{Sch} \cdot e^{\mu\alpha} + \ddot{U} \cdot e^{\mu\alpha}} \cdot f \quad m/s^2$$

- Boş (doldurulmamış) nakliyatta ( $G_{F2}$ ,  $G_{W}$  siz);

$$\alpha_6 = \frac{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu\alpha} - 1)}{(G_{F2} + G_{S1,2})(e^{\mu\alpha} + 1) + G_{Sch} \cdot e^{\mu\alpha}} \cdot f \quad m/s^2$$

[L7] 'ye göre :

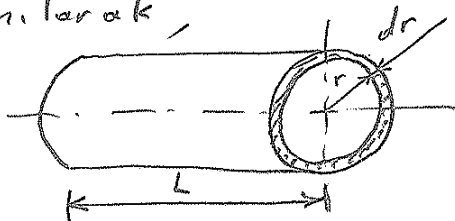
Hiçbir halat kayma riski olmadan halatın tanburu beraber çalışmasında  $T_1 \leq T_2 \cdot e^{\mu\alpha}$  dir. Bu genel olarak halat statik çekme kuvvetlerinin oranı  $T_1/T_2$  nin 1,5 değerini geçmediği haldir. Halat dinamik çekme kuvvetlerinin oranında ise bu değer yaklaşık olarak 2 dir. En uygun olmayan (kritik) durum;

Yükün yukarı çekilme hareketine başlaması ve yükün aşırı indirilmesinde yavaşlama (frenleme) yapılması halinde.

Not Sayfa 22 'den

$(GD^2)_H = 1568 \cdot 10^3 \text{ kg m}^2$  Tanbur miline indiripmiş savurma momenti olarak hesapladık. Bu hesapta dönen kütle olarak mil'in savurma momentini ayrı olarak düşünmedik. Şimdi mili de düşünelim.

Milin, kütle eylemsizlik momenti, kabuk eleman kullanılarak,



$$I_{mil} = \int_0^r r^2 dm$$

$$dm = 2\pi r \cdot dr \cdot L \cdot \gamma$$

$$I_{mil} = \int_0^r r^2 \cdot 2\pi r \cdot L \cdot \gamma \, dr = 2\pi L \gamma \int_0^r r^3 \, dr = 2\pi L \gamma \frac{r^4}{4}$$

$$\| I_{mil} = \frac{\pi}{32} \gamma \cdot D^4 L$$

$$m_{mil} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \cdot \gamma \text{ olduğuna göre}$$

$$I_{mil} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \cdot \gamma \cdot \frac{1}{8} D^2$$

$$\| I_{mil} = m \frac{D^2}{8} = \frac{1}{2} m r^2$$

olur. Yani dönen m kütleli mil için  $G$  [kp] olarak

$$(GD^2)_{mil} = 8 I_{mil} \quad (m \text{ ve } G \text{ değerleri GERSEK tir})$$

yazılır.

Şimdi, sayfa 72 de ki resim üzerinden ölçek tespit edilerek boyutlandırılan (Gersekte farklı olabilir) milin kütle eylemsizlik momentini hesaplayalım.

$$I_1 = I_3 = \frac{\pi}{32} \cdot 7,8 \cdot 10^3 \text{ kp/m}^3 \cdot (0,7 \text{ m})^4 \cdot 2,867 \text{ m}$$

$$\| I_1 = I_3 \approx 398,5 \text{ kp m}^2$$

$$I_2 = \frac{\pi}{32} \cdot 7,8 \cdot 10^3 \cdot (0,8)^4 \cdot 3,418$$

$$\| I_2 \approx 1072 \text{ kp m}^2$$

$$I_{top.mil} = 2 \cdot 398,5 + 1072$$

$$\| I_{top.mil} = 1869 \text{ kp m}^2$$

$$I_{d toplam} = 2 I_{d rotor} + I_{tambur} + I_{mil}$$

$$I_{d toplam} = 2 \cdot 92250 \text{ kp m}^2 + 207500 \text{ kp m}^2 + 1869 \text{ kp m}^2$$

$$\| I_{d toplam} = 393869 \text{ kp m}^2$$

Vincin halat ortasına indirgenmiş ağırlık kuvveti;

Verilenler :

- Yatak kuvveti (Nominal yük),

$$F = A = B = 450 \text{ kN (Hesaplandı Şekil E34)}$$

- Ağırlık kuvvetleri ;

$F_{\text{motor}} = 147,6 \text{ kN}$  (Vincin hatlat ortasına indirgenmiş ağırlık kuvvetidir. Gerçek rotor

✓  $F_{\text{flanbur}} = 540 \text{ kN}$

✓  $F_{\text{mil}} = 310 \text{ kN}$

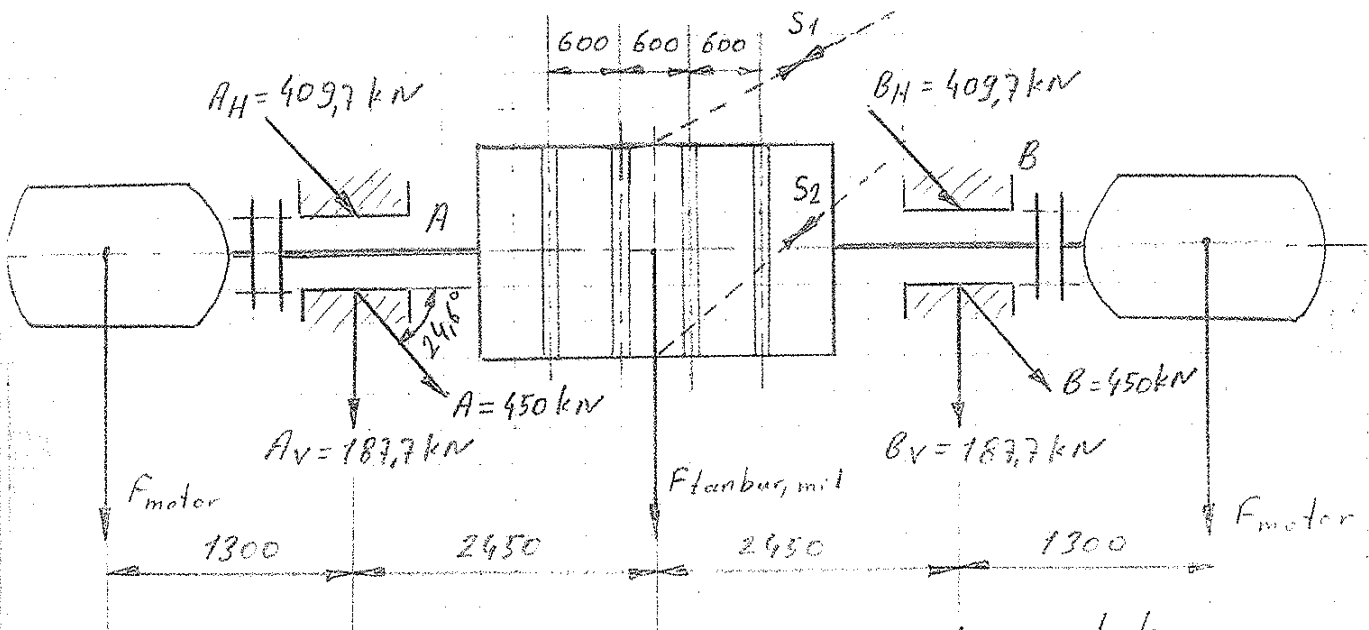
kütlesi 35 ton. dur. Yatak hesabına bak maddeler geçer var.)

Milin devir sayısı :  $N_j = 1,147 \text{ s}^{-1}$  (= 68,8 d/d)

Yatağın mili, çepçevre sarma açısı :  $\Omega = 360^\circ$  (Tam radyal yatak)

Nominal yatak çapı (iç çap) :  $D = 700 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Nominal yatak genişliği :  $B = 900 \cdot 10^{-3} \text{ m}$



Şekil E34- Vinç tahrik sisteminde yatak ve ağırlık kuvvetlerinin sematik gösterimi

- Boyutsuz B/D oranı :  $B/D \leq 1,28$
- Kabul edilebilir max yatak sıcaklığı :  $T_{\text{Lim}} = 70^\circ \text{C}$
- Yağın kabul edilen örgül kütlesi :  $S = 900 \text{ kg/m}^2$
- Yağın hacimsel örgül ısısı :  $S \cdot c = 1,8 \cdot 10^6 \text{ J/(cm}^3 \text{K)}$
- Çevre ortam sıcaklığı :  $T_{\text{amb}} = 30^\circ \text{C}$
- Kabul edilen yatak sıcaklığı :  $T_{\text{eff}} = 60^\circ \text{C}$





$$G_{red H} = \frac{I_{d top}}{r_T^2} = \frac{393869 \text{ kgm}^2}{(5/2 \text{ m})^2}$$

-73-

$$\| \underline{G_{red H}} = 63019 \text{ kp}$$

bulunur. Mil düşünülmeden bu değer 62720 kp idi.  
fark 299 kp yani,

$$G_{red mil} = \frac{I_{d mil}}{r^2} = \frac{1869}{(5/2)^2}$$

$$\| \underline{G_{red mil}} = 299 \text{ kp}$$

milin halat ortasına indirilmiştir.

milden pelen ilave ağırlık kuvvetidir.

$$(GD^2)_{tambur} = 4 \cdot I_{tambur} = 4 \cdot 207500 \text{ kgm}^2 = 830000 \text{ kgm}^2$$

$$(GD^2)_{rotor} = 4 \cdot I_{rotor} = 4 \cdot 92250 \text{ kgm}^2 = 369000 \text{ kgm}^2$$

$$(GD^2)_{mil} = 4 \cdot I_{mil} = 4 \cdot 1869 \text{ kgm}^2 = 7476 \text{ kgm}^2$$

$$(GD^2)_H = 830000 + 2 \cdot 369000 + 7476$$

$$\| \underline{(GD^2)_H} = 1575476 \text{ kgm}^2$$

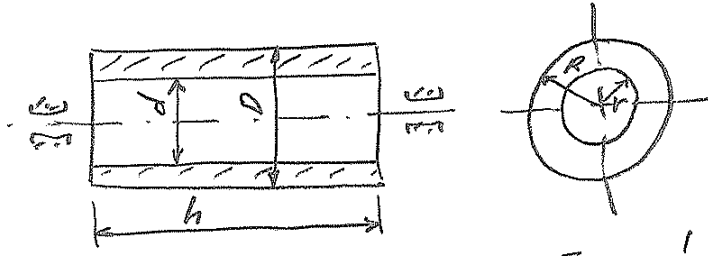
$$G_{red H} = \frac{(GD^2)_H}{R_T^2} = \frac{1575476 \text{ kgm}^2}{(5 \text{ m})^2}$$

$$\| \underline{G_{red H}} = 63019 \text{ kp}$$

aynı değer bulunur.

Ek bilgilere devam edelim.

2- Homojen, içi boş silindirin kendi eksenine göre kütle eylemsizlik momenti; - 74-



Dıştaki silindirin için :  $I_{d1} = \frac{1}{2} m_1 R^2$   
 İçteki silindirin için :  $I_{d2} = \frac{1}{2} m_2 r^2$

$$I_d = I_{d1} - I_{d2} = \frac{1}{2} m_1 R^2 - \frac{1}{2} m_2 r^2$$

$$I_d = \frac{1}{2} \frac{\pi D^2}{4} h \cdot \gamma R^2 - \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} h \cdot \gamma r^2$$

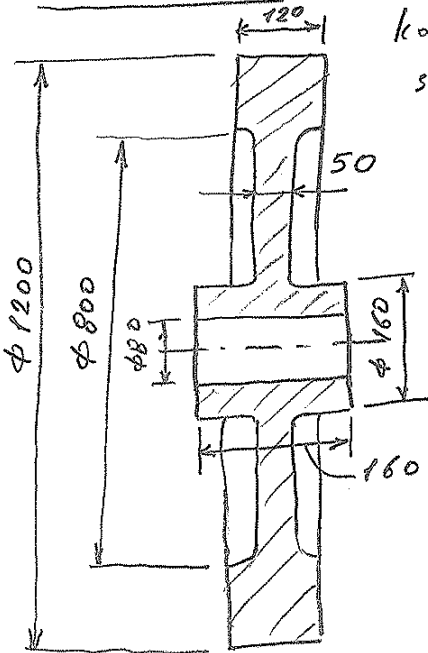
$$I_d = \frac{1}{8} \pi h \gamma (D^2 R^2 - d^2 r^2) = \frac{1}{8} \pi h \gamma \cdot \frac{1}{4} (D^4 - d^4)$$

$$I_d = \frac{1}{8} \pi h \gamma \cdot \frac{1}{4} (D^2 - d^2) (D^2 + d^2)$$

$$\| I_d = \frac{1}{8} m (D^2 + d^2) = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2)$$

bulunur.

Örnek [L1]: Dökme demirden ( $\gamma = 7,2 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ ) yapılmış, kasnağın dönme eksenine göre kütle eylemsizlik momenti;



$$m_{\text{fember}} = \frac{\pi}{4} (1,2^2 - 0,8^2) \cdot 0,12 \cdot 7,2 \cdot 10^3$$

$$\| m_{\text{fember}} = 543 \text{ kg.}$$

$$m_{\text{disk}} = \frac{\pi}{4} (0,8^2 - 0,160^2) \cdot 0,050 \cdot 7,2 \cdot 10^3$$

$$\| m_{\text{disk}} = 174 \text{ kg.}$$

$$m_{\text{göbek}} = \frac{\pi}{4} (0,16^2 - 0,08^2) \cdot 0,16 \cdot 7,2 \cdot 10^3$$

$$\| m_{\text{göbek}} = 17 \text{ kg.}$$

$$m_{\text{toplam}} = (543 + 174 + 17) \text{ kg} \rightarrow m_{\text{top.}} = 734 \text{ kg.}$$

$$I_d = \frac{1}{8} m (D^2 + d^2) \text{ olduğuna göre,}$$

$$I_{d \text{ çember}} = \frac{1}{8} 543 (1,2^2 + 0,8^2) = 141,2 \text{ kg m}^2$$

$$I_{d \text{ disk}} = \frac{1}{8} 174 (0,8^2 + 0,16^2) = 14,48 \text{ kg m}^2$$

$$I_{d \text{ çubek}} = \frac{1}{8} 17 (0,16^2 + 0,08^2) = 0,068 \text{ kg m}^2$$

$$I_{d \text{ toplam}} = 141,2 + 14,48 + 0,068$$

$$\parallel I_{d \text{ top.}} = 155,75 \text{ kg m}^2$$

Kasnak çevresine indirgenmiş ağırlık kuvveti:

$$\parallel m_{\text{red.}} = \frac{I_d}{r^2} = \frac{155,75 \text{ kg m}^2}{(1,2/2)^2} = 432,6 \text{ kp}$$

Gerçek kütle miktarı 734 kp.

indirgenmiş ağırlık kuvveti:  $G_{\text{red.}} = 432,6 \text{ kp}$

$$\frac{432,6 \text{ kp}}{734 \text{ kp}} = \% 58,9 \text{ Gerçek kütleye göre küçük}$$

Sayfa 70 ten devam edelim.

[L2]'ye göre:

$F_{\text{max}}$  - Kope tamburunda, yükli taraftaki halat kuvveti (veya halat çevre kuvveti)

$F_{\text{min}}$  - Kope tamburunda, diğer taraftaki (yüksüz) halat kuvveti (veya halat çevre kuvveti)

olmak üzere,

Sürtünme tamburu (kope) üzerinde halat kaymasının

olmaması,

$$\frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{min}}} \leq e^{\mu \alpha}$$

denklemi ile sınırlanır.  $\mu \alpha$

$$F_{\text{max}} \leq F_{\text{min}} \cdot e$$

$$(F_{\text{max}} - F_{\text{min}}) \leq F_{\text{min}} (e - 1)$$

Statik kurvetler pör önüne alınır, halat kayması karşı statik emniyet faktörü  $k_{s.s}$ , -76-

$$k_{s.s} = \frac{F_{st \min} (e^{\mu \alpha} - 1)}{F_{st \max} - F_{st \min}}$$

şeklinde yazılır ve emniyetli (püventli) bir çalışma için

$$k_{s.s} \geq 2$$

olması gerekir.

Seçilen pidoj (kılavuz) halatına, permek için asılacak yükün veya germe ağırlığının hesabı. (Sayfa: 78):

Asılı yük (Germe ağırlığı + Halat ağırlığı) için emniyet faktörü min. 4,5 olmalıdır (TAS 6.8.7 Sayfa: 79)

• PFEIFER DRAKO'nun deneyimlerine göre,

Halat germe ağırlığı → Her 100 m derinlik için 1250 kg.

• SIEMAG'ın önerisine göre,

Halat germe ağırlığı → Her 100 m derinlik için 1000 kg.

alınabilir. (Sayfa: 79 arkasına bakınız)

Örnek.

Halat ağırlığı  $\approx 6500$  kg (8,4 kg/m · 770 m)

Her 100 m için 1250 kg germe ağırlığı düşünülürse,

$$\text{Halat germe ağırlığı} = 770 \text{ m} \cdot \frac{1250 \text{ kg}}{100 \text{ m}} = 9625 \text{ kg} \approx 9500 \text{ kg}$$

Toplam ağırlık (Asılı yük) = Halat ağırlığı + Halat germe ağırlığı

$$\text{Toplam ağırlık (Asılı yük)} = 6500 \text{ kg} + 9500 \text{ kg} = 16000 \text{ kg}$$

Asılı yük =  $16000 \text{ kg} = 16000 \cdot 9,81 = 156960 \text{ N}$  - 77-  
min. 4,5 emniyet katsayısı ile perçekli olan halatın  
min. kopma mukavemeti;

$$\| \underline{F_{\min.} = 4,5 \cdot 156960 \text{ N} \approx 706 \text{ kN}}$$

olmalıdır.

Önerilen halatın perçek min. kopma mukavemeti

$$(F_{\min})_{\text{perçek}} = 785 \text{ kN} \text{ olduğunna göre, min. emniyet}$$

yet faktörü

$$\| \underline{\frac{785000 \text{ N}}{156960 \text{ N}} = 5 > 4,5}$$

Halat uygun olup, germe ağırlığı  $\approx 9500 \text{ kg}$   
yeterli olmaktadır.

Hesaplamayı bir formül haline getirebilir miyiz?

L - Halat boyu [m]

q - Halat birim ağırlığı [kg/m]

$$\text{Halat ağırlığı} = q \cdot L \text{ [kg]}$$

$$\text{Halat germe ağırlığı} = L \cdot \frac{1250}{100} = 12,5 \cdot L \text{ [kg]}$$

$$\text{Emniyet faktörü} = \frac{(F_{\min. \text{halat}})_{\text{perçekli}}}{q \cdot L + 12,5 L} = (4,5)_{\min.}$$

$$\| \underline{\text{Emniyet faktörü} = \frac{(F_{\min. \text{halat}})_{\text{perçekli}}}{L (q + 12,5)} \geq 4,5}$$

L Boyu belli olduğunna göre, birkaç deneme ile

$(F_{\min. \text{halat}})_{\text{perçekli}}$  veya  $q$  [kg/m] değerleri tespit  
edilebilir.

**Konu** FW: İLT: Guide Ropes  
**Gönderen** tuncer özkan <tuncerozkan44@hotmail.com>  
**Alıcı** tuncer ozkan <tuncer.ozkan@mmo.org.tr>  
**Tarih** 17.04.2014 11:28



TMMOB  
Makina Mühendisleri Odası

- 20140415144446091.pdf (365 KB)

---

From: muratulusoy@hattat.com.tr  
To: tuncerozkan44@hotmail.com  
Subject: İLT: Guide Ropes  
Date: Wed, 16 Apr 2014 04:55:16 +0000

Xperia™ S telefonumdan gönderildi

----- Orjinal İleti -----

Konu: Guide Ropes  
Gönderen: "PFEIFER DRAKO Hoeltkemeyer, Stephan" <hoeltkemeyer.stephan@drako.de>  
Alıcı: Murat ULUSOY <muratulusoy@hattat.com.tr>  
CC: "ekulaksiz@tordisltd.com" <ekulaksiz@tordisltd.com>, Heinrich Schultheis <schultheis.heinrich@drako.de>

Dear Mr. Ulusoy,

for the guide ropes we have calculated as follows:

min. safety factor for suspended load (tensioning weight plus rope weight) is 4.5 (as specified in TAS 6.8.7)  
suspended load: tensioning weight 1.250 kg/100 m depth (from experience)  
= 9.500 kg (SIEMAG recommend only 1000 kg/100m, so we have put in some safety margin).

rope weight appr. 6.500 kg (8,4 kg/m \*770 m)  
total weight 16.000 kg

required breaking load Fmin of the rope 706 kN

Actual Fmin of the proposed rope is 785kN, so the safety factor is 5,00.  
Or you might even increase the tensioning weight.

Attached please find the copy of TAS (not available in English, sorry).

Mit freundlichen Grüßen/ with best regards

Stephan Höltkemeyer

Anwendungstechnik und After Sales Service  
Bergbau und Industrie  
Mining Industry Division

P F E I F E R D R A K O  
Drahtseilwerk GmbH & Co. KG  
Tunnelstr. 38  
45479 Muelheim  
Germany

phone: +49-(0)208-42901-6513  
fax: +49-(0)208-42901-54

- 6.6. **F ü h r u n g s - u n d R e i b s e i l e**  
 Für Führungs- und Reibseile gelten die Anforderungen nach den Nrn. 6.1.1, 6.1.2 und 6.1.7. Im übrigen gelten Nr. 2.4.7 und DIN EN 12385-4:2002 bzw. DIN EN 12385-7:2002.
- 6.6.2. Führungs- und Reibseile müssen aus Drähten mit einer Nennzugfestigkeit von höchstens 1770 N/mm bestehen. Es wird empfohlen, voll- oder halbverschlossene Seile oder Seile mit möglichst großem Durchmesser der Außendrähte zu wählen.
- 6.7. Sonstige Seile, z. B. Windenseile oder Lotseile, sind nach DIN EN 12385-4:2002 auszuführen. Für Seile auf Winden gilt außerdem Nr. 6.3.4.2.
- 6.8. **S e i l s i c h e r h e i t e n**  
 Förderseile müssen beim Auflegen eine von der Seillänge (L) abhängige Sicherheit (S) gegenüber der statischen Belastung bei Seilfahrt und Güterförderung besitzen, deren Mindestwerte sich nach den Formeln  
 für Seilfahrt  $S \geq 9,5 - 0,001 \times L$   
 für Güterförderung  $S \geq 7,2 - 0,0005 \times L$   
 errechnen.  
 Als Seillänge L gilt der Abstand in Metern zwischen der Seilscheibe - bei Turmförderanlagen dem Seilträger - und dem Seileinband bei tiefster Stellung des Fördermittels oder Gegengewichts.  
 Bei Seilfahrt einzelner Personen oder Personengruppen auf dem freien Tragboden eines beladenen Fördermittels muss die Sicherheit (S) mindestens dem für Güterförderung geforderten Mindestwert entsprechen.
- 6.8.1. Förderseile müssen beim Auflegen eine von der Seillänge (L) abhängige Sicherheit (S) gegenüber der statischen Belastung bei Seilfahrt und Güterförderung besitzen, deren Mindestwerte sich nach den Formeln  
 für Seilfahrt  $S \geq 9,5 - 0,001 \times L$   
 für Güterförderung  $S \geq 7,2 - 0,0005 \times L$   
 errechnen.  
 Als Seillänge L gilt der Abstand in Metern zwischen der Seilscheibe - bei Turmförderanlagen dem Seilträger - und dem Seileinband bei tiefster Stellung des Fördermittels oder Gegengewichts.  
 Bei Seilfahrt einzelner Personen oder Personengruppen auf dem freien Tragboden eines beladenen Fördermittels muss die Sicherheit (S) mindestens dem für Güterförderung geforderten Mindestwert entsprechen.
- 6.8.2. Abweichend von Nr. 6.8.1 müssen Förderseile von Abteufanlagen beim Auflegen eine von der Seillänge (L) abhängige Sicherheit (S) gegenüber der größten statischen Belastung besitzen, deren Mindestwert sich nach der Formel  
 $S \geq 9,5 - 0,001 \times L$   
 errechnet. Als Seillänge L gilt der Abstand in Metern zwischen Seilscheibe und dem Seileinband bei tiefster Stellung des Fördermittels bei Erreichen der größten geplanten Förderaufe.
- 6.8.3. Unterseile müssen beim Anhängen eine mindestens 6fache Sicherheit gegenüber ihrem Eigengewicht besitzen.
- 6.8.4. Gebrauchte Seile müssen beim Wiederverwenden eine Sicherheit gegenüber der statischen Belastung besitzen, die den Forderungen der Nrn. 6.8.1 bis 6.8.3 entspricht.
- 6.8.5. Bühnenseile müssen beim Auflegen eine mindestens 7,5fache Sicherheit gegenüber der größten statischen Belastung besitzen.
- 6.8.6. Greiferseile müssen beim Auflegen eine mindestens 7,5fache Sicherheit gegenüber der statischen Belastung bei gefülltem Greifer besitzen.
- 6.8.7. Führungsseile und Reibseile von Anlagen mit Seilführung müssen eine mindestens 4,5fache Sicherheit gegenüber der Summe aus Seil-Eigengewicht und der Spannkraft besitzen.
- 6.8.8. Sonstige Seile in Schächten müssen eine mindestens 7,5fache Sicherheit gegenüber der größten statischen Belastung besitzen.
- 6.8.9. Förderseile von Befahrungsanlagen, Hilfsfahranlagen und Notfahranlagen müssen eine mindestens 7,5fache Sicherheit gegenüber der größten statischen Belastung besitzen (siehe Nr. 8.5.1).
- 6.9. Abweichend hiervon genügt für gelegentliche Schwerver Transporte mit Befahrungsanlagen eine 6fache Sicherheit.
- 6.9.1. Verwendung gebrauchter Seile  
 Gebrauchte Seile dürfen als Förderseile oder Bühnenseile nur aufgelegt werden, wenn ein anerkannter Sachverständiger dies als unbedenklich bescheinigt hat. Dies gilt auch für Trommel- und Bobinenseile, bei denen das bisher am Fördermittel oder Gegengewicht angeschlagene Seilende auf den Seilträger umgelegt werden soll.

*Halat pıdajlı işletmelerin siddaj (kılavuz) halatı ve sirtünme halatı, halat ölü ağırlığı ve halat serme kuvveti toplamına karşı en az 4,5 kat emniyetli olmalıdır.*

# Technische Anforderungen an Schacht und Schräpförderanlagen (TAS)

- [1] - Dr. Ing. W. Ostermann  
" Bergbau mechanik "  
Springer-Verlag  
Berlin Heidelberg New York  
1968
- [2] - R. Khodzhiikov, S. Butakov, Vladimir A. Kochin  
" Mining Mechanical Engineering "  
Mir Publishers Moscow 1988
- [3] - Prof. Y. Müh. Emin Ünalan  
" Elektrikle Tehnik "  
İ.T.Ü Matbaası - 1967
- [4] - Prof. Dr. Ing. Hellmut Ernst  
" Kaldırım Makinaları Cilt: II "  
Turhan Arıtan - Gazanfer Harzadın  
Galip Keşeciöğlu - Süleyman Yurdakovan  
Fon Matbaası - Ankara, 1975
- [5] - Technische Anforderungen  
an Schacht- und Schrägförderanlagen  
(TAS)  
Dezember 2005  
Bezirkregierung Arnsberg  
Abteilung Bergbau und Energie in NRW



[6] - Prof. Dr. Atilla Bozaci

"Makina Elemanları Cilt: 1"

Çağlayan Kitabevi - İstanbul, 2012

[7] - Mehmet GÜNEY

"KOEPE İHRAÇ SİSTEMİ"

EKi - Zonguldak - 1964

[8] - E.W. NELSON - C.L. BEST - W.G. McLEAN  
Yrd. Doç. Dr. Ahmet Felik

"Mühendislik Mekaniği: Statik ve Dinamik"  
SCHAUM'S Serisi. Nobel Yayın Dağıtım  
2011 - İSTANBUL

[9] - National Coal Board

"Ropeman's Handbook

Great Britain by Clark Constable Ltd.  
Edinburgh - 1980