

KALDIRMA ve TAŞIMA MAKİNALARI

Mesut YALÇINKAYA
Mak. Y. Müh.

FİYATI 20 TL

2



MKE Kurumu Matbaası, Ankara — 1973

Ferit Baltacı
Teknik Öğ.

KALDIRMA ve TAŞIMA MAKİNALARI

Mesut YALÇINKAYA
Mak. Y. Müh.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
I Raysız taşıma makinaları	3
A Elle hareketli makinalar	3
B Motorlu istif makinaları	3
1. Elektrikli araba	3
b Dizel veya benzin motorlu arabalar,	3
c Oklu elektrikli arabalar	4
2. Çekiciler	5
3. Tablalı istif makinaları,	5
4. İstif tablaları, yükleme kutu ve çerçeveleri	7
II A. 1 Kaldırma makina ve elemanları	7
1. Zincirler,	7
1.2 Zincir kasnak ve dişlileri	8
1.3 Zincir tamburları	9
2. Halatlar	9
2.1 Halat bağlantıları	10
2.2 Halat tamburları	11
3. Aks, mil ve yataklar	12
4. Kreyin rayları ve tekerleri	13
B. 1 Kilitler ve frenler	14
2. Fren çözücüler	18
C. Yük kaldırma elemanları	20
a Kancalar	20
b Yük çengeli (hamutlar)	21
c Kıskaçlar	21
d Taşıma traversleri	21
e Kıskaçlı kepeçler	21
g Kûbeller	23
h Yük kaldırma magnetleri	23
D. Palangalar ve ceraskallar	24
E. 1 Kaldırma kursu küçük vinçler	27
2 Kaldırma kursu büyük vinçler	27
F. Kaldırma makinalarında kullanılan elektrik motorları ve diğer güç kaynakları	31

G.	Kreynler	33
1.	Gezer kreynler	34
2.	Konsol (duvar) kreynleri	38
3.	Sehpa kreynleri	39
4.	Yükleme köprüleri	40
5.	Kablo kreynleri	41
6.	Döner kreynler	43
7.	Vasita üzerine monteli kreynler	51
III	Taşıma makinaları	53
A.	Bandlı taşıyıcılar (Konveyörler)	53
B.1.	Taşıma Elemanlarıyla taşıma	57
2.	Sarkaç kepçeli taşıyıcılar	58
3.	Roleli dairesel taşıyıcılar	59
4.	Taraklı kazıyıcı taşıyıcılar	60
C.	Helezoni taşıyıcılar	60
D.	Titreşimli taşıyıcılar (Vibratörler)	61
E.	Malzemenin kendi ağırlığı ile taşınması	63
F.	PNömatik ve hidrolikli taşıma tesisleri	63
G.	Uygulamalar	65
1.	Taşıma gücü 3t. olan bir tersane kreynine ait tutma freninin hesabı	65
2.	Bir kreyn ünitesi için çift pabuçlu frenin hesabı	67
3.	Bir yükleme köprüsünün kepçeli arabasına ait hareket motorunun hesabı	70
4.	Taşıma gücü 10 ton olan bir kreyn hareket motorunun hesabı	73
5.	Net 2000 kg. yük taşıyabilen el vincinin hesabı	75
6.	Bir tersane döner kreyni için planet dişli çarklı vinç sisteminin hesabı	79
7.	Taşıma gücü 10 ton olan normal kreyn arabasının hesabı	83
8.	Taşıma gücü 8 ton ve köprü uzunluğu $l = 8350$ mm. olan bir kreyn köprüsünün hesabı	91
9.	Taşıma gücü 10 ton ve köprü uzunluğu $l = 26250$ mm. olan bir kreyn köprüsünün hesabı	95
10.	Taşıma gücü 10 ton ve köprü uzunluğu $l = 23350$ mm. olan bir kreyn köprüsünün hesabı (perçin konstrüksiyonlu)	98
11.	Taşıma gücü 8 ton ve azami yüklem sahası 5 m. olan döner duvar kreyni hesabı	103
12.	Bir döner kreynli yüklem köprüsünün hesabı	108
H.	KREYNLERİN İŞLETİLMESİ VE BAKIMI	114
I.	Literatur	117
İ.	Zincir tipleri ve zincir dişlileriyle ilgili bazı DIN normları	119

KALDIRMA ve TAŞIMA MAKİNALARI

1 — RAYSIZ TAŞIMA VE İLETME MAKİNALARI :

A — Elle hareketli makinalar :

Kısa mesafeler (50 m. ye kadar) ve küçük yükler (1 tona kadar) içindir.

a) El arabası :

Hareket tekerlekler vasıtasıyla sağlanır ve bir kişi tarafından kullanılır. Bir, iki veya daha fazla tekerlekli olabilir,

b) Arabalar:

Üç veya dört tekerlekli olurlar. Yük kaldırma tertibatı mekanik veya hidroliktir. Hidrolik sistemlerde kaldırma manivela hidrolik pompa ile sağlanır. Hidrolik kaldırma sistemi pompa, yağ deposu kaldırma pistonları ve ayar ventillerinden müteşekkildir. Kaldırma, hareket ve indirme ayakla kumandalı bir kol vasıtasıyla sağlanır. Dönen tekerlekler elastik kaplamalı olup, tekerler döküm, tahta veya plastiktendir.

c) Tekerlekler :

Üç veya dört adet dönebilen tekerlekler üç veya dört köşeli şaseye bağlanmıştır. Diğer arabalarda olduğu gibi, arabanın ağırlığının hafif olması için taşıma organları ince kalınlıktaki borular veya hafif profillerden kaynaklı olarak imal edilir. Taşıyıcı kısım ve yanları tahta veya pafif metal saçlardır. Tekerlek kasnakları preslenmiş çelik veya hafif metal saçtandır. Tekerlerin yataklanması genellikle rulmanlı yataklarla sağlanır. Tekerlekler dolgu veya havalı lastikledir

B — Motorlu istif makinaları :

d) Elektrikli araba :

600, 1000, 2000, 3000 kg. veya daha fazla yüklerin devamlı ve daha çabuk taşınmasını sağlar. Dört tekerlek üzerine istinat ettirilmiştir. Arabanın tipi şöyle ifade edilmiştir.

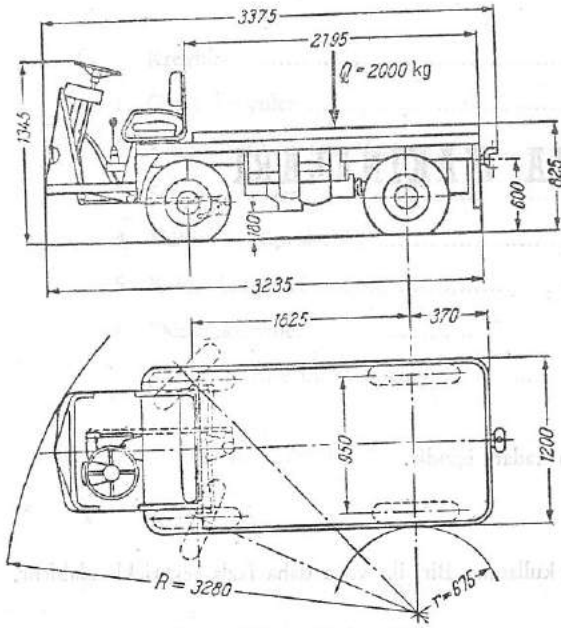
EK 2002 : Elektrikli araba, taşıma gücü 200 kg, 2 tekerleği tahriklidir. Araba gövdesi kullanma maksadına göre çok defa çelikten kaynak konstrüksiyon yoluyla imal edilmiştir.

Batarya (40 veya 80 V), ekseriya gövde altına ve iki aks arasına yerleştirilmiştir. Batarya doğru akım motorunu besler. Araba hızları 9-15 km/s olup, yeni doldurulmuş bir batarya ile 30 ile 50 km. lik hareket sahasına erişebilir.

Pabuçlu frenler tahrikli tekerleklerle tesir eder. Mekanik yolla pabuçlar yaylar vasıtasıyla basar ve çekme halatıyla tekrar çözülür. Frenlemede hidrolik fren sistemi de kullanılabilir.

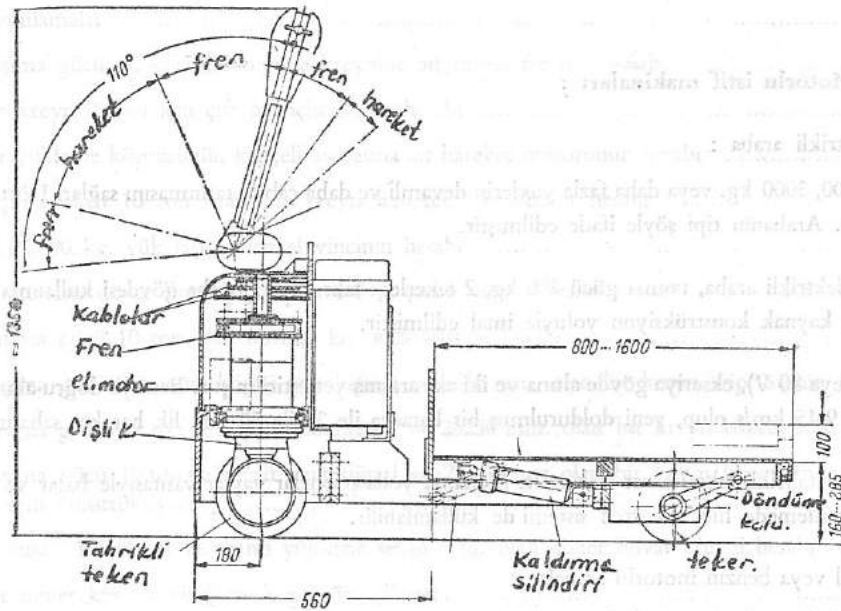
b) Dizel veya benzin motorlu arabalar :

Bilhassa büyük işletmelerin atelyeleri arasındaki taşıma için daha uygundur. Burada batarya yerine motor yerleştirilmiştir. Motor, diğer yol vasıtalarında olduğu gibi, kuru diskli kavrama üzerinden tam senkronizeli vites kutusu (2 veya 3 ileri, 1 geri vitesli) arka aksın differansiyel kutusundaki dişlileri tahrik eder. Daha ağır yüklü arabalarda kuru diskli kavrama yerine hidrolik kavrama kullanılmaktadır. Tahrik sistemi, fren tertibatı ve süspansiyon diğer arabalarda olduğu gibidir. Yük konan kısmın yüksekliğinin daha aşağıda bulunmasını sağlamak için içten yanmalı motorlar ön tekerlekler arasına monte edilmiştir.



Şekil : 1 Dizel motorlu, şoför mahalli olan
DFW 2002 arabası

Şekil 2 de oklu elektrikli arabaya ait bir şema gösterilmiştir. Bir doğru akım ana motoru (= 1,2 Kw) dişli kutusu üzerinden ön tekerleği tahrik eder. Arabanın tahrik sistemi bir rulmanlı yatak vasıtasıyla kaynakla birleştirilmiş çelik gövdeye istinat edilmiştir. Ok kolu vasıtasıyla tahrik edilen dıştan pabuçlu fren motor miline tesir eder. Okun en üst ve en alt durumunda frenleme tesiri mevcut olup, aynı zamanda elektrik akımı da kesilmiştir. Kaldırma tertibatı elektro-hidroliklidir. Pompa, dişli pompa veya yüksek basınçlı pistonlu pompadır.



Şekil : 2 Oklu elektrikli kaldırma arabası (H. Jungheinrich Hamburg) ;
Hızları 4-6 km/s; taşıma gücü 1,5-2 ton, çekme gücü 4 t. Enerji kaynağı
24 V. Doğru akım ana motorlu

c) Şekil 1 de, dizel motorlu, operatör mahalli olan DFW 2002 arabası görülmektedir.

İki zamanlı dizel motor 12 PS; $n = 2200$ d/dak. Soğutma donanımı ve vites kutusu ile kapalı bir sistem teşkil eder. Dinamolu, starterli ve 12 V. Bataryalı ileri hareket hızı azamî 17 km/s. e kadardır. Geri hareket hızı 5,3 km/s. (imalâtçı firma MİAG)

d) Üç tekerlekli ve içten yanmalı motorla tahrikli arabalarda motor, kavrama, dişli kutusu ve tekerler bir bütün olarak birleştirilmiştir. Böyle arabalar bataryalı ve elektrik motorlu olarak yapılır.

d) Oklu elektrikli arabalar :

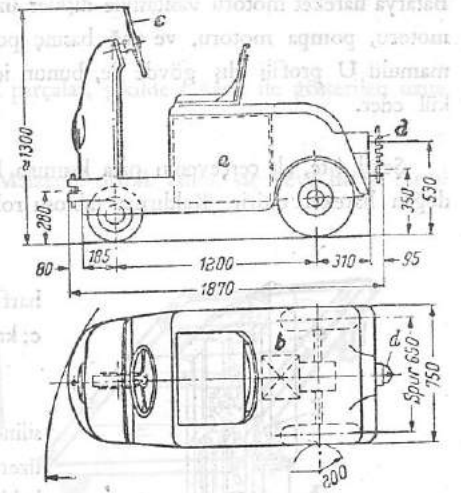
Taşıma güçleri 1,5; 2 ve hatta 5 tona kadardır. Çekme gücü takriben 4 tondur. Enerji kaynağı 24 V. Bataryalı; 100-150 As (300 As e kadar).

2 — ÇEKİCİLER :

a) Elektrikli çekiciler :

Küçük, manevra kabiliyeti iyi, üç tekerlekli operatör mahalli olan ve 3 tona (kısa mesafeler için 5-6 tona) kadar yüklü arabaları çekebilir. Hareket hızı 6-9 km/s olup, bir batarya şarjı ile 30 km. mesafe katedebilir. Motor gücü 2 km. dir. Batarya 12 hücreli ise 250 As, 40 hücreli ise 100 As tir.

Şekil 3 te küçük bir elektrikli çekicinin şeması görülmüyor: a Batarya; b dişli kutusu ve differansiyelli motor; c ön tekerlere kumanda eden dümeni d çekişi bağlama düzeni (kademeli kavramalı).



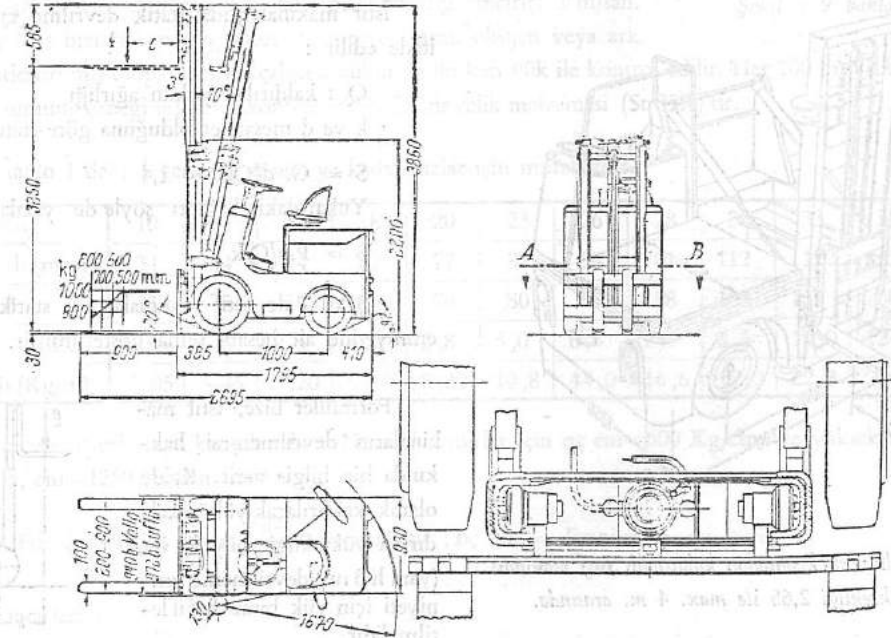
Şekil : 3 Küçük elektrikli çekiciler
(Maschinenfabrik-Esslingen)

b) Ağır yük çeken çekiciler :

(10 ton veya daha fazla 60 tona kadar). Dizel veya benzin motorla tahrikli, kavrama, vites kutusu, dingil ve fren sistemi normal vasıtalarda olduğu gibidir.

3 — TABLALI İSTİF MAKİNALARI :

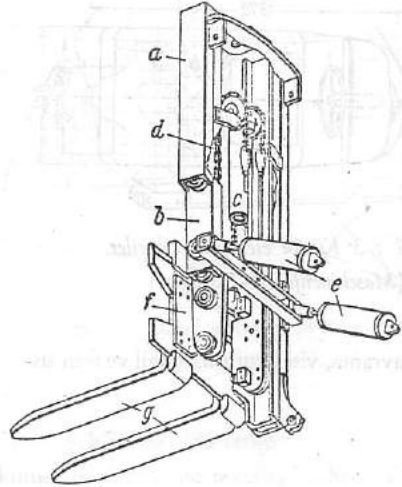
Bunlar üç veya dört tekerlek üzerine monte edilmiş olup, ön kısmı eğilebilir. Yük kaldırma silindiri vasıtasıyla yük, kızıklar üzerinden kaldırılır. Şekil : 4 Makina bütün hareket ve hidrolik sistemlerini, kumanda organlarını ihtiva eder. Fazla yük kaldırabilmesi için uygun olarak bir dengeleme ağırlığı konulur. Enerji kaynağı batarya veya içten yanmalı motorlardır.



Şekil : 4 Elektrik istif makinası; Taşıma gücü 1 ton, 4 tekerlekli. Batarya 40 hücreli (80 V) ve 200 As tir. Hareket motoru 3,6 Kw; kaldırma motoru 2,6 Kw, Max. hızı yüksüz 12,3 km/s ve yüklü 10,8 km/s; kaldırma hızı 12 m/dak.

Üç tekerlekli olanlarda tahrik sistemi elektrikli, taşıma gücü 1,2 tona kadar olup, manevra kabiliyeti yüksektir. Batarya hareket motoru vasıtasıyla dişliler üzerinden arka tekerlekleri tahrik eder. 4 tekerleklerde, dişli kutusu, hareket motoru, pompa motoru, ve yağ basınç pompası komple bir ünitedir. Genel olarak yük kaldırma kısmı; hadde mamulü U profili dış gövde ile, bunun iç kısmında kayarak hareket edebilen yine U profili bölümünden teşekkül eder.

Şekil 4 te, alt çerçevenin orta kısmına kaldırma silindiri tespit edilmiştir. Silindirin pistonu, içteki kısmı yukarı doğru hareket ettirir. Kaldırma tablosu roleler vasıtasıyla U kızakları içerisinde hareket eder.



Şekil : 5 Yük kaldırma sistemi

Resim 5 te, kaldırma tablosunun şeması görülmektedir. Şemadaki harflerin manaları şöyledir : a; dış çerçeve, b; hareket edebilen iç çerçeve, c; kaldırma silindiri; d; kaldırma zinciri; e; eğme silindirleri; f; kızaklar, g; kollar

Şayet kaldırma yüksekliğinin daha büyük olması istenirse, kaldırma silindirleri iç içe geçmiş iki parçadan teşkil edilir. Önce yük kaldırma kızakları üzerinde kollarla kaldırılır ve müteakiben içteki silindir harekete geçer. kaldırma pistonları ve her iki yandaki eğme pistonları hidrolik kumandalıdır. pompalar yüksek basınçlı dişli veya rotasyon tipten olup, kumanda organları çeşitli ventil ve şiberlerden müteşekkildir. Yağ basıncı 80-120 kg/cm dir kaldırma hızları 10 ile 20 cm/san. dir. yağ deposu hacmi, bir yükü kaldırmak için kullanılan yağ miktarının dört katıdır.

Bataryalı istif makinalarında pompa motoru; basınçlı yağ gerektiği zaman: içten yanmalı motorlu olanlarda ise devamlı çalışır.

Çalışma sahası beton olmayan ve yüksek hareket hızı istenen istif makinaları hava tekerlekli, benzin veya dizel motorlu, kumanda kavramalı ve senkronize vitesli olurlar.

Özel bir istif makinası şekil 6 da olduğu gibi orta orta kısımdan kaldırılabilir yapılmıştır. Tahrik sistemi bataryalı veya dizel elektrikli.

İstif makinalarında statik devrilme emniyeti şöyle ifade edilir :

Q : kaldırılan yükün ağırlığı
k ve d mesafeler olduğuna göre statik emniyet :

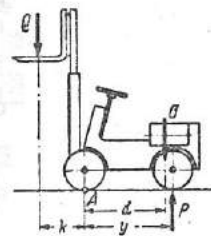
$$S = G \cdot d / Q \cdot k = 1,4$$

Yukarıdaki bağıntı şöyle de yazılabilir.

$$S = P \cdot y / Q \cdot k$$

Şekil 7 de, istif makinalarında statik devrilmeme emniyetine ait hesabı şema gösterilmiştir.

Formüller bize, istif makinaların devrilmemesi hakkında bir bilgi verir. Kaide olarak, kaldırılacak yükün kaldırma yüksekliği büyük ise, (yani h 3 m.) devrilmeme emniyeti için yük biraz hafifletilmelidir.



Şekil : 7

Şekil : 6; 3 tonluk orta kısımdan kaldırılabilir istif makinası kaldırma yüksekliği 2,65 ile max. 4 m. arasında.

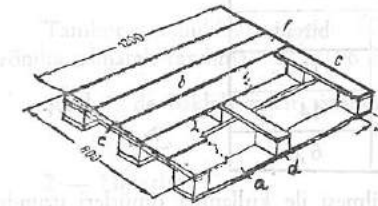
Bazı istif makinalarında yükün yeri şekil 7 de olduğu gibi teker eksenlerinin haricinde olmayıp, yükün ağırlık merkezi taşıma noktalarının meydana getirdiği alan içerisinde bulunabilir.

4 — İSTİF TABLOLARI, YÜKLEME KUTU VE ÇERÇEVELERİ :

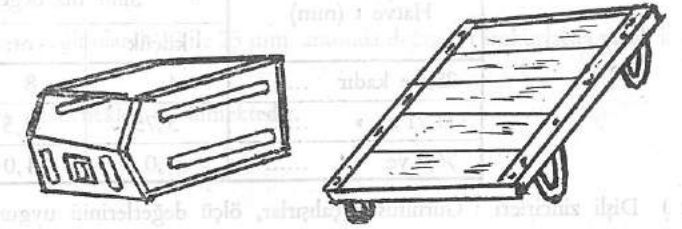
Bunların boyutları istif makinaları gibi normlaştırılmıştır.

Şekil : 8 a da ebadı 800×1200 mm. olan tablo görülmektedir. parçalar, şekilde f harfi ile gösterilen uzun civatalarla tespit edilmişlerdir.

Tablonun ebatları 800×1000 ve 1000×1200 mm. de olurlar. Malzeme olarak tahta, sac veya hafif metal kullanılır.



Şekil : 8a



Şekil : 8b

Şekil 8b de diğer tip taşıma elemanları görülmektedir.

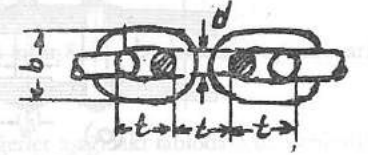
II — KALDIRMA MAKİNA ve ELEMANLARI :

1 — Zincirler :

a) Baklılı zincirler :

Kaldırma makinalarında en çok kullanılan zincir tipi baklılı zincirlerdir.

Özellikleri : Bükülebilir, basit, ucuz ve küçük tambur çaplarına sarılabilir olmaları iyi hususlarıdır. Mahzurları ise fazla ağır, elastikiyeti az, yüklemeye ve darbelere karşı hassas olmalıdır. Uzun bir zaman sonra mafsallarda aşınmaların tesiri ile ani kopmalar meydana gelebilir. Bu zincirler 1 m/san. den daha düşük iş hızları için uygundur. Her parça, ocak oksijen veya ark kaynağı ile birleştirilmiş olup, zincirler çalışma yükünün iki katı yük ile kontrol edilir. Her 100 m. lik bir imalat uzunluğu için bir numune örneği seçilir ve kontrol edilir. Zincir çelik malzemesi (St 35K) tir.



Şekil : 9 baklılı zincirler

Aşağıda, tablo 1 deki değerler 1 m/san. ye kadar hızlar için muteberdir.

Kalınlık d (mm)	10	13	16	18	20	23	26	28	30	33	36	39	42
Dış genişlik b (mm)	34	44	54	67	77	87	94	101	112	122	132	132	143
Hatve t (mm)	35	45	56	63	70	80	91	98	105	115	126	136	147
Yük Q (ton)	0,95	1,6	2,5	3,0	3,8	5,0	6,4	7,5	8,5	10,0	12,5	15	17
Zincir ağırlığı (Kg/m)	2,05	3,45	5,20	6,50	8,20	10,8	14,0	16,6	19,0	22,3	26,5	31	36

Baklılı zincirlerin çekmeye karşı hesabı : Normal zincirler için $\sigma_{\text{em}} = 600 \text{ Kg/cm}$ ve yüksek mukavimli çelik zincirler için $\sigma_{\text{em}} = 1250 \text{ Kg/cm}$ alınır.

$$Q = 2 \cdot F_d \cdot (\sigma_{\text{em}}) = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot (\sigma_{\text{em}}) \text{ tir. ; } \sigma_{\text{em}} = \text{Emniyetli çeki gerilmesi}$$

b) Gall zincirleri :

Hatve t = 3,5—120 mm, ağırlık 0,07—112 kg/m, taşıma güçleri (emniyet faktörü 5 ile) 15 — 30000 Kg. dir. gall zincirleri yüksek taşıma kuvveti gerektiren, düşük hız, az kaldırma yüksekliği ve küçük hacim isteyen yerlerde kullanılır. Tozlu işletmelerde aşınma sebebi ile tavsiye edilmez.

c) Tahrik zincirleri :

c) Bilezikli zincirler : Şekil 10b. Bilezikler pimler üzerinde olup, yan kanatlarla da direk temas halindedirler. iç kısımdaki pim dönebilir. Bazen pimler merkezden delikli olup, kendi kendilerini yağlarlar.

c) Roleli zincirler : Şekil 10c. Şekilleri bilezikli zincirler gibidir. Bunlarda bilezik üzerinde ayrıca dönebilen burçlar vardır. Böylece zincir üzerindeki harekette sürtünme azaltılmış olur. Bu zincirlere ait sınır hız değerleri tablo 2 de verilmiştir.

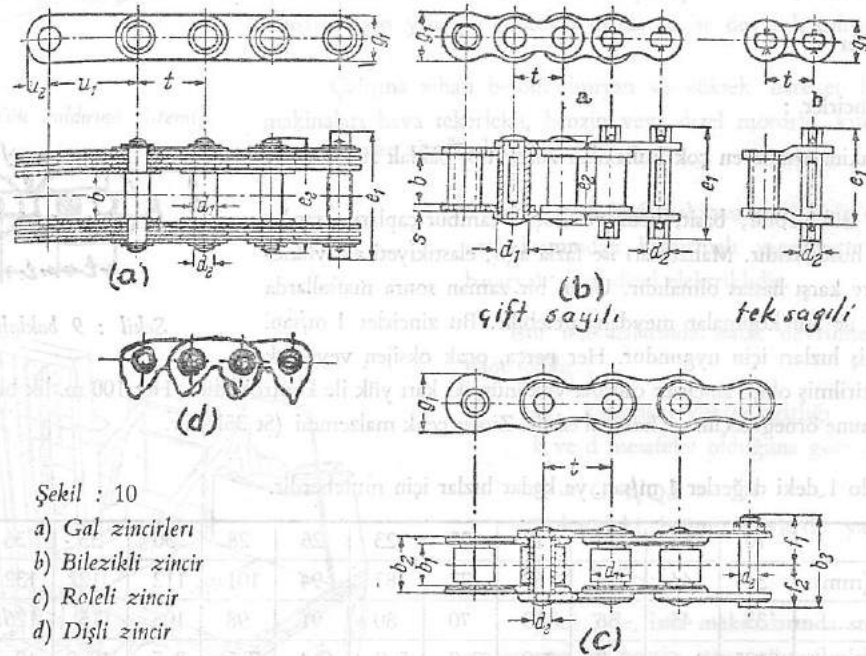
Tablo : 2

Hatve t (mm)	Sınır hız değerleri (m/san)		
	küçük	orta	büyük
25,4 e kadar	4	8	15
31,71 e »	3,75	7,5	14
76,2 ye »	2,0	4,0	6,0

c) Dişli zincirleri : Gürültüsüz çalışırlar, ölçü değerlerinin uygun seçilmesi ile kullanma ömürleri uzundur. Mükün olduğu kadar çift sayılı zincir parçaları kullanılır.

İş kaybı 0,5—2 % dir. çevrim oranları : büyük güçlerde 1 : 6, orta güçlerde 1 : 8, küçük güçlerde 1 : 10 dur. genellikle 8 m/san. ye kadar hızlarda kullanılırlar. yağlandığında 20 m/san. hızı kadar çıkabilir.

Tekstil, matbaa ve kâğıt makinalarında, hadde tesislerinde, tezgâhlarda, konveyörlerde ve vasıtalarında kullanılırlar.



Şekil : 10

- a) Gal zincirleri
b) Bilezikli zincir
c) Roleli zincir
d) Dişli zincir

1.2) Zincir kasnak ve dişlileri :

Dişsiz zincir kasnaklarda, kasnak çapı $D = (20 \div 30) \cdot d$ olmalıdır. Kasnak malzemesi pik dökümdür. Şekil 11 de kasnak şekilleri görülmektedir.

Dişli zincir kasnaklarında, kasnağın taksimat dairesi çapı şu bağıntıyla hesaplanır :

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin 90^\circ} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos 90^\circ} \right)^2}$$

D : Kasnak taksimat daire çapı

t : Zincir hatvesi

d : Zincir perno kalınlığı

z : Kasnakdaki diş sayısı.

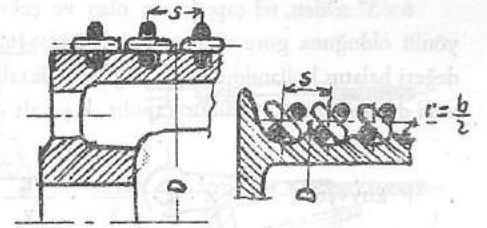
Şekil : 11

Genellikle kasnakta kullanılan diş sayısı $5 \div 7$ dir.

Gall zincirleri ile tahrikli dişli kasnağın taksimat daire çapı D, kısaca

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

bağıntısı ile bulunur.



Şekil : 12

1.3) Zincir tamlarları :

Tambur çapları D : Elle tahrikli olduğu zaman : $D \geq d$, motorla tahrikli olduğu zaman $D = (20 \div 30)d$ dir.

Tambur et kalınlıkları, zincirin kalınlığına bağlı olarak 12 ile 25 mm. arasında değişir. Tamburlarda yatak kaybı gözönüne alınarak randıman $\approx 0,96$ dir.

Şekil 12 de baklalı zincir tamlarına ait örnekler görülmektedir.

2 — Halatlar :

a) Kendir halatlar :

Bükülme kabiliyetleri çok iyidir. Bu halatların taşıyabileceği emniyetli Q yükü şu bağıntıyla bulunur. : $Q \geq 70d^2$. formülde d cm cinsinden halat çapıdır. Yukarıdaki bağıntıda kopmaya karşı 7-8 kat emniyet faktörü alınmıştır.

b) Bu halatlar her türlü kaldırma ve taşıma makinalarında kullanılırlar. Halatlar, çapları 0,4 ile 2 mm. arasında değişen tellerden meydana gelmiştir. Tellerin çekme mukavemetleri yüksek olup, değerleri 130, 160, 180 kg/mm dir.

Tellerin sarımları ile sicimler meydana gelmiştir. Sicimler sarılarakta halatlar meydana getirirler.

Halatlarda genel olarak iki tip sarım vardır :

1. Doğru sarım : Sicimdeki tel sarım yönü ile halattaki sicim sarım yönü aynıdır.
2. Çapraz sarım : sicimdeki tel sarım yönü ile halattaki sicim sarım yönü zıttır. Sarım yönleri sağ veya sol sarım yönlü olabilir.

Halatların tiplerine göre tel ve halat çapları ile taşıma güçlerini gösteren değerler aşağıdaki tabloda 3 de verilmiştir.

Tablo : 3

Halatın cinsi	Halat çapı d (mm)	Tel çapı (mm)	Halatın metalik kesiti (mm ²)	1. m. halatın ağırlığı (kg/m)	Halatın Max. taşıma gücü (kopma sınırı)		
					130	160	180
A	6,5	0,4	14,3	0,135	1860	2300	2550
	8	0,5	22,4	0,21	2900	3600	4050
	9,5	0,6	32,2	0,30	4200	5150	5800
	12,5	0,8	57,3	0,54	7450	9150	10300
	16	1,0	89,5	0,85	11650	14300	16100
	19	1,2	128,9	1,22	16750	20600	23200
B	22	1,4	175,5	1,66	22800	28050	31600
	10	0,45	35,3	0,34	4600	5650	6350
	13	0,60	62,8	0,59	8150	10050	11300
	16	0,75	98,1	0,93	12750	15700	17650
	22	1,00	174,4	1,65	22650	27900	31400
	27	1,20	251,1	2,38	32650	40200	45200
C	33	1,50	393,3	3,72	51000	62750	70600
	40	1,80	564,9	5,36	73450	90400	101700
	16	0,6	83,7	0,84	10900	13400	15050
	19	0,7	113,9	1,14	14800	18200	20500
	21	0,8	148,8	1,49	19350	23800	26800
	27	1,0	232,5	2,32	30250	37200	41850
	32	1,2	334,8	3,35	34500	60250	60250
	40	1,5	523,1	5,24	68000	83700	94160

6×37 telden, tel çapı 1 mm olan ve çekme mukavemeti 160 kg/mm² bir halatın doğru sarım (D) ve sol sarım yönlü olduğuna göre ifade edilişi : B22×160 DS dir. Halat çapı kısaca : $d_{min} = k \cdot \sqrt{P}$ formülü ile hesaplanır. k değeri halatın kullanıldığı yere bağlı olarak tablodan alınacak bir değer olup 0,28 ile 0,44 arasında değişir ve D/d oranına da bağlıdır. D tambur çapıdır. k ya ait değerler kreyinler bahsinde verilmiştir. P halatın yük taşıma kuvvetidir.

P kuvveti : $P = \kappa \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_E}{v}$ formülü ile de ifade edilir.

Burada : v = kopma emniyet faktörü (4,5 ile 8 arasında)

$\kappa = \text{dolgu faktörü} = \frac{\text{halatın metalik kesiti}}{\text{halatın tüm kesiti}} = 0,40-0,50$

Halatın sarılıp açılma adedi yönünden ömür hesabı :

$W \approx 170 \cdot \left(b_1 \cdot b_2 \cdot \frac{D}{d} - \frac{9}{b_1} \right) \cdot \frac{W}{\sigma_z + 4}$ $W = \text{halatın tamburdaki sarılıp açılma adedi}$
 $\frac{D}{d} = \text{Tambur çapı/halat çapı. oranı.}$
 $\sigma_z = \text{çekme mukavemeti.}$

b_1 ; Yiv faktörü, halatın sarıldığı tamburun yiv şekline bağlıdır.

b_2 ; Halat faktörü, halatın sarım şekline bağlıdır. (Doğru veya çapraz sarım).

Yiv yarı çapı : $r = 0,54.d$ için $b_1 = 1$
 $r = \infty$ için $b_1 = 0,72$ (çapraz sarım)
 $b_1 = 0,65$ (doğru sarım)

Yiv kama açısı 45° için : $b_1 = 0,72$ (çapraz sarım)
 $b_1 = 0,60$ (doğru sarım)

Halat tellerinin çekme mukavemetleri 160 kg/mm² olduğunda b_2 değerleri :

$b_2 = 1,04$: DİN 655, Çapraz sarım için,

$b_2 = 1,11$; * * doğru sarım için.

Takribi halat ömürleri :

$W \approx 30000$ adet Küçük kaldırma makinalarında

$W \approx 140000$ adet Kavrama kreyinlerinde

Halatların kullanma ömrünü uzatmak için, bilhassa çelik olmuyan halatlar, vaselin veya yağla emdirilir. Çelik telli halatlar korrozyona karşı galvanizlenir.

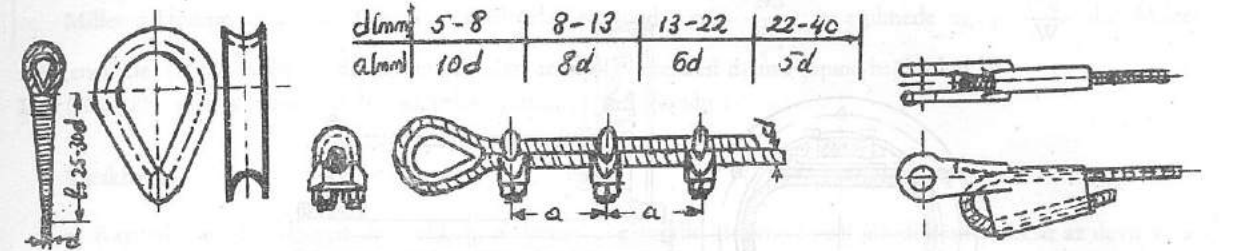
Halat hataları : Dış tellerin aşınması ve gerginliğini kaybetmesi, Montaj hatası

Sicimlerin üst üste sarılması veya açılması

Malzeme yorulması ile tellerin kopması.

2.1) Halat bağlantıları :

a) Havşalı bağlantı : Halat ucu havşadan geçirilir ve taşıyıcı halatla bağlanır. Şekil 14 de havşalı bağlantı şeması gösterilmiştir. Havşalı bağlantıda kelepçeler kullanıldığında en azından 5 kelepçe kullanılır.



Şekil : 14 Havşalı bağlantı

Şekil : 15 Kamalı bağlantı (kama açısı)15°

b) Kamalı bağlantıda ise bağlama (kenetlenme) kuvveti halatın çekme kuvveti ile sağlanır. Şekil 15 de bir kamalı bağlantı şeması görülmüyor.

c) Döküm başlıklı konik halat bileziği: Şekil 16, önce halat ucunun telleri açılır. Teller temizlenir. (mesela benzinle) ve döküm maddesi galvanizli tel üzerine doldurulur.

Döküm maddesi olarak ya saf çinko veya beyaz metal (% 78.Sn, % 16 Sb, % 4,5 Cu, % 1,5 Pb) kullanılır. Bunun erime noktası 220°C ve sertliği 30 kg/mm² Brinel'dir.

Şekil : 16 Döküm başlıklı konik halat

Bu bağlantıların haricinde iki halat uçlarını birbirine bağlayan irtibat manşonlu bağlantı da vardır. Bu manşonla iki halat direk olarak birbirine bağlanır.

2.2) Halat tamburları :

Bu tamburlar döküm veya kaynaklı olarak imal edilirler. Tambur yüzeyi düz veya genellikle yivli olur. Yiv yarı çapı halat çapına bağlı olup $r \approx 0,53.d$ dir. Tamburlar, dönme momenti Md den dolayı burulmaya, halat çekmesinden dolayı eğilmeye ve sarılmadan dolayı da bası ve eğilmeye zorlanırlar.

Şekil 17 de tambur üzerindeki yivlerin şekli gösterilmiştir.

Torsiyon gerilmesi : $\tau = \frac{Md}{W_p} = \frac{Md \cdot r_1}{J_x}$

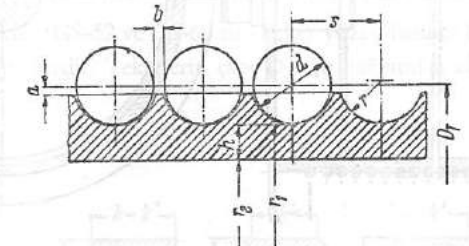
$J_x = \pi \cdot \frac{r_1^4}{4} - \pi \cdot \frac{r_2^4}{4}$

Eğilme gerilmesi : $\sigma_E = \frac{M_E}{W_x} = \frac{r_1}{J_x}$

Toplam gerilme : $\sigma_1 = \sqrt{\sigma_E^2 + 3 \cdot \tau^2}$

Ernst'e göre : bası : $\sigma_b = 0,5 \cdot P/h.s$

eğilme : $\sigma_E = 0,96 \cdot p \sqrt{\frac{1}{(D^2 \cdot h^6)}}$

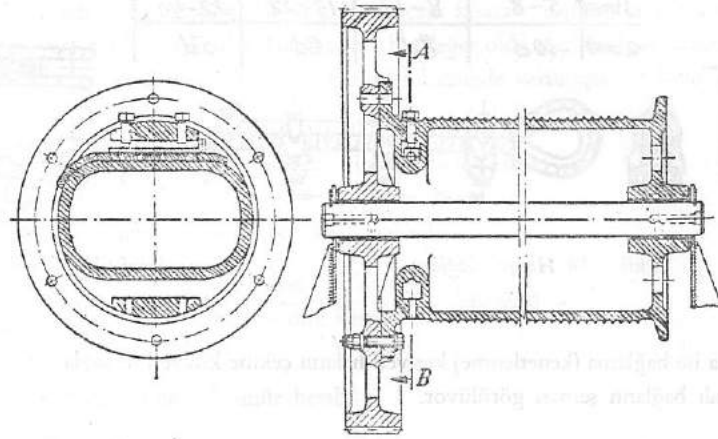


Şekil : 17 Tambur üzerindeki yivlerin teğekküllü

Dökümlü tamburlarda $\sigma_E = 200-250$ kg/cm² ve çelik silindirik olanlarda $\sigma_E = 500$ kg/cm² alınabilir.

Tablo : 4 Halat tamburunun yiv ölçüleri (mm) olarak

Halatçapı d	10	13	16	19	22	27	33	40
r	5,5	7	8,5	10	12	17,5	17,5	21
b	2	2	2	3	3	4	4	5
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5



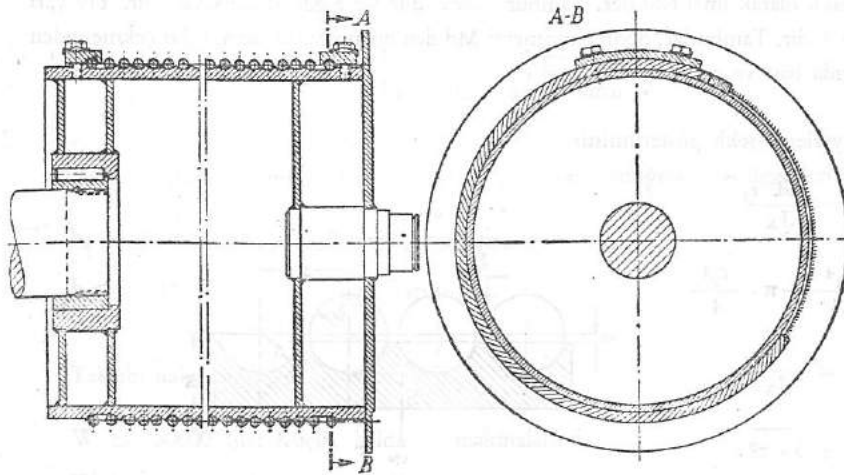
Şekil : 18 Pik gövdeli halat tamburuna çelik döküm dişli, flanşla bağlıdır ve mile yataklanmıştır.

Şekil 18 de dişli döküm tamburuna merkezleme ile bağlanmıştır. Tambur ve dişli, mil üzerine bronz bir yatakla yataklanmıştır.

Halatların dişli ile temasına mani olmak için gerekli tedbirlerin alınması lazımdır.

Şekil 19 da kaynakla imal edilmiş bir tambur görülüyor. Halat uzunluğu L, tambur çapı D olduğunda tamburdaki sarım sayısı :

$$n = \frac{L}{\pi \cdot D} + 2 \text{ dir. Halat tambur üzerine bağlantılarla tespit edilmiştir.}$$



Şekil : 19 Kaynaklı bir halat tamburu görülmektedir. Tambur ile dişli mili arasında çok kamalı bağlantı vardır.

Şekil 20 de helisel halat yivlerine sahip, sürtünme tamburu görülmektedir. Bu, mesela kablo kreynlerinde araba hareket halatının tahrikinde kullanılır. Tambur üzerinde sarılı halat (sarılma açısı $\alpha = 3\pi$) bir uçtan diğerine doğru dönmeye başlar. Aktarılan çevre kuvveti : $U = S_1 - S_2$ dir. ve $S_1 = S_2 e^{\mu\alpha}$ olduğundan $U = S_2 (e^{\mu\alpha} - 1)$ dir.

Burada : α = sarım açısı ve $\mu \approx 0,14$ (sürtünme katsayısıdır)

3 — AKS, MİL VE YATAKLAR :

Aksler : Kaldırma makinalarında kullanılan sabit aksler eğilmeye zorlanırlar, Akslerde yiv, kama ve yağ kanallarından sakınılmalıdır, zira bunlar akslerin mukavemet değerini azaltırlar. Yağ kanalı mümkün olduğu kadar asal eksen üzerinde bulunmalıdır. Malzeme olarak genellikle (St 50) ve (St 60) kullanılır.

Miller : Dönme momentini aktarırlar, gerilmeleri torsionda $\tau = \frac{Mt}{W_p}$ ve eğilmede $\sigma_E = \frac{M_E}{W}$ dir. Malzeme genellikle (St 60) ve (St 70) dir. Milin yatakları arasındaki mesafesi d_1 mil çapına bağlı olup $L = (100-125) \cdot \sqrt{d_1}$ yi aşmamalıdır. (d_1 yatak yerindeki mil çapıdır.)

Yataklar :

a) Kaymalı yataklar : Kaymalı yatakların malzemeleri çeşitlidir. Bronz ve özel pik döküm yataklar az devir ve az yatak yüklerinde kullanılırlar. İkisinde de yatak yüzeyleri iyi işlenmelidir. Toza karşı hassasdırlar ve yağlama durumları iyi değildir.

Demir tozlarının grafitle yüksek basınç ve yüksek ısı altında birleştirilerek imal edilen sinterli yataklar küçük boşluklar dolayısı ile uzun müddet yağlanmaya ihtiyaç göstermezler. Çinko alaşımları da yatak malzemesi olarak kullanılırlar. Yatak yüzeylerinin iyi işlenmesi gerekir.

b) Rulmanlı yataklamalarda : Miller mümkün olduğu kadar az sayıda yerden yataklanmalıdırlar. Darbe ve büyük kuvvet tesirine yataklar mukavim olmalıdır. İç ve dış rulman bileziklerinin yüklenme durumu nazarı dikkate alınmalıdır. Kaldırma makinalarında ekseriya radial bilyalı, sarkaç (mafsal) bilyalı, iki sıralı sarkaç silindirik ve aksiyal rulmanlar kullanılır. Aksiyal rulmanlar bilhassa, yük kaldırma kancaları, sonsuz vidalı dişli kutuları ve kreyn sütunlarında kullanılır.

4 — KREYN RAYLARI VE TEKERLER :

a) Raylar :

Orta ve küçük yükler için dikdörtgen kesitli çelikten raylar kullanılır. Bunların ölçüleri $k \times h = 50 \times 30, 50 \times 40, 60 \times 30, 60 \times 40, 60 \times 50$, ve 70×50 mm. dir.

Daha büyük yükler için şekil 21 de görülen ray profilleri kullanılır. Şekil 21 üzerindeki değerler normlaştırılmış olup, norm tablolarından alınabilirler. Kullanılan malzemenin çekme mukavemeti en azından 60 kg/mm^2 olmalıdır.

b) Tekeler :

Malzemeleri nadiren GG-18 olup, genellikle çelik döküm GS-52 ve GS-60 tır. Teker yüzey basıncı büyük olduğu takdirde St 70 olur. Şekil 22 de ray tekerlek tipleri görülmektedir. Tekelerin çapı D_T şu bağıttan elde edilir.

$$P_T = C \cdot D_T \cdot k'$$

$$P_T = \text{teker basıncı (kg/mm}^2\text{)}$$

$$C = \text{katsayı} = p^2 \max / 0,35 \cdot E \text{ dir.}$$

$$k' = k - 2 \cdot r_1 \text{ (cm) şekil 21 den}$$

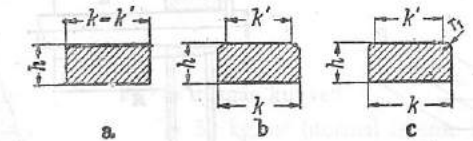
$$p_{\max} = \text{maksimum bası (kg/mm}^2\text{)}$$

Toplam elastisitet modul değeri :

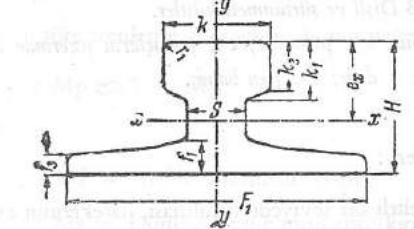
$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \text{ dir.}$$

E_1 ve E_2 değerleri teker ve rayın elastisitet modulleridir.

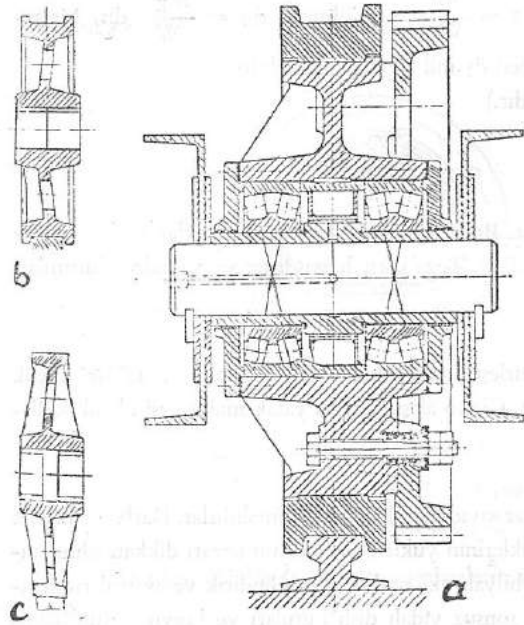
C faktörü için emniyet değerleri aşağıdaki tablo 5 den alınır.



Düz ray profilleri: a) dört köşe, b) üst köşeler haşşalı, c) köşeler yuvarlak



Şekil : 21 Kreyn ray profilleri



Şekil : 22

a) Kreyin tekeri; gövde çelik dökümden olup dişli, civatalarla gövdeye bağlıdır yatak rulmanları sarkaç silindirik tip-tendir.

b) Kamalı araba tekeri (dişli bağlantısı yok)

c) Kaymalı yataklı tekerlek.

Tablo : 5

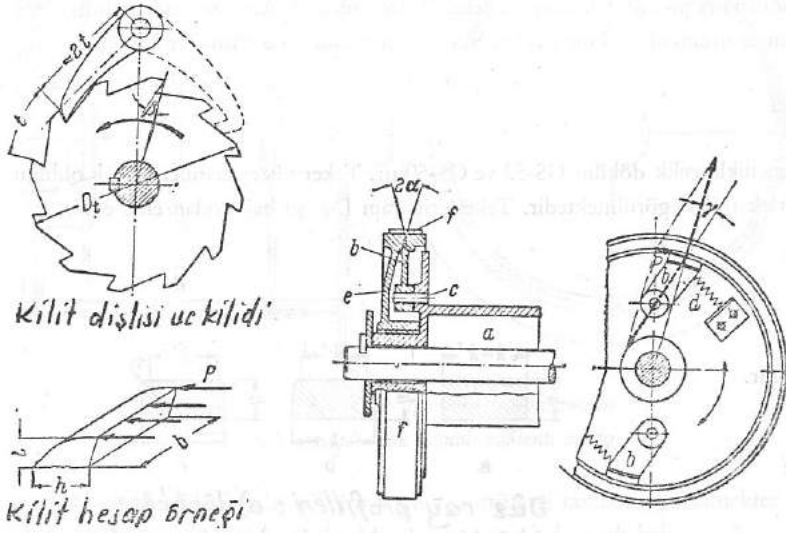
Malzeme	GG-18	GS-52	GS-60	St60	St70
C—Faktörü	20-30	40-60	40-70	50-80	60-90

C — Faktörünü tekerlek malzemesine göre seçtikten sonra D_T çapı kolayca yukarıdaki formülden hesaplanır. P_T ise her tekerlek üzerine düşen basınçtır.

B. 1. — KİLİTLER VE FRENLER :

a) Kilitler :

Elle kaldırma makinalarında tahrik kuvveti olmadığı zaman kilitler, yükün aşağıya düşmesine mani olurlar. Kilitler dişli veya sürtünmeli olurlar. Dişli kilitlerde geometrik ölçüler :



Şekil : 23 Dişli ve sürtünmeli kilitler.

a : Tambur, b : pabuçlar, c : pabuçların üzerinde dönebilen pim.
d : yay, e : disk; f : fren bandı.

b) Frenler :

Yükün belirli bir seviyede tutulması, hareketinin ayarlanabilmesi için bandlı, pabuçlu diskli ve konik frenler kullanılır. Fren kuvveti ağırlık, yay, hidrolik, el veya ayak kuvveti ile sağlanır. Fren çözücüler ise el, magnet, motor, elektromekanik veya elektrohidrolik tesirle sağlanır.

Frenler, bir yükün potansiyal enerjisini alarak düşmemesini sağlar ve hareket halindeki cisminde kinetik enerjisini tutarak frenleme tesiri yaparlar.

Fren momentinin hesabı : Frenleme tesiri yapan M_F momenti motorlu işletmelerde aşağıdaki momentlerden oluşur.

1. M_Q = Yükün statik momenti (kaldırma işletmelerinde)
2. M_p = Düz hareketlerde geçiktirmeli (zıt ivmeli) moment. (Aşağıya inen yükte)
3. M_D = Dönen kütlelerin zıt ivmeli momenti
4. M_R = Rüzgâr kuvvetinin statik momenti.

1) M_Q = Yükün statik momenti :

$$M_Q = \frac{Q}{i_R} \cdot r_T \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta \text{ (kgm)}$$

Q = Yük (Kg.)
 r_T = tambur yarı çapı (m)
 i_R = makaraların (rolelerin) çevrim oranı
 i = Fren mili ile tambur mili arasındaki çevrim oranı (n_{Fr}/n_T)
 η = tüm fren sisteminin randımanı

2) Düz hareketlerde zıt ivmeli moment : M_p

$$M_p = \frac{Q}{g} \cdot \frac{V_H}{t_x} \cdot \frac{1}{i_R} \cdot r_T \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta \text{ (kgm)}$$

kaldırma hareketinde $Q_{tüm} = \text{Yük} + \text{kendi ağırlığı}$
 V_H = kaldırma hızı (m/san)
 $M_p = \frac{Q_{tüm}}{g} \cdot \frac{V_F}{t_x} \cdot r_T \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta \text{ (kgm)}$ ileri harekette V_F = hareket hızı (m/san)
 r_T = Teker yarı çapı (m)
 t_x = zaman (san) ve ivme $b = \frac{V}{t_x}$

3) M_D = dönen kütlelerin zıt ivmeli momenti :

$$M_D = \frac{\pi}{120 \cdot D} \cdot \frac{\sum (GD_i^2 \cdot n_i^2 \cdot \eta_i)}{n_F \cdot t_x} \text{ (kgm)}$$

GD_i^2 = Dönen cisimlerin dönme eksenindeki savurma momenti (kgm²)
 n_i = Dönen kütlelerin devri (d/dak)
 n_F = Fren milinin devri (d/dak)
 η_i = kütle dönüş eksenindeki fren miline kadarki randıman

4) M_R = rüzgâr momenti :

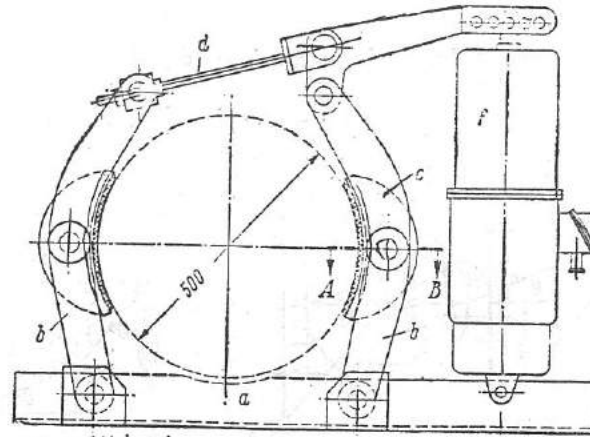
$$M_R = P_R \cdot r_T \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta, \text{ (kgm)}$$

ileri hareket için P_R = rüzgâr kuvveti
 $= 50 \text{ kg/m}^2$ (normal işletme basıncı)
 $M_R = P_R \cdot r_R \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta, \text{ (kgm)}$ dönme hareketi için r_R = Rüzgâr kuvvetinin tesir noktası ile dönme ekseninin mesafesi (m)

Bu bağlantılar elde edildikten sonra çeşitli işletme durumlarına göre frenleme momenti M_F nin değerleri şöyledir.

Kaldırma hareketinde : $M_F = M_Q + M_p + M_D$: $M_p \approx 0,1 \cdot M_Q$
İleri harekette : $M_F = M_p + M_D + M_R - M_I$:
Dönme hareketinde : $M_F = M_D + M_R - M_s$: M_I = Atalet momenti (kgm)
: M_s = Dönme direnç momenti (kgm)

Eğer kaldırma makinası kapalı bir saha içinde ise $M_R \approx 0$ dir.



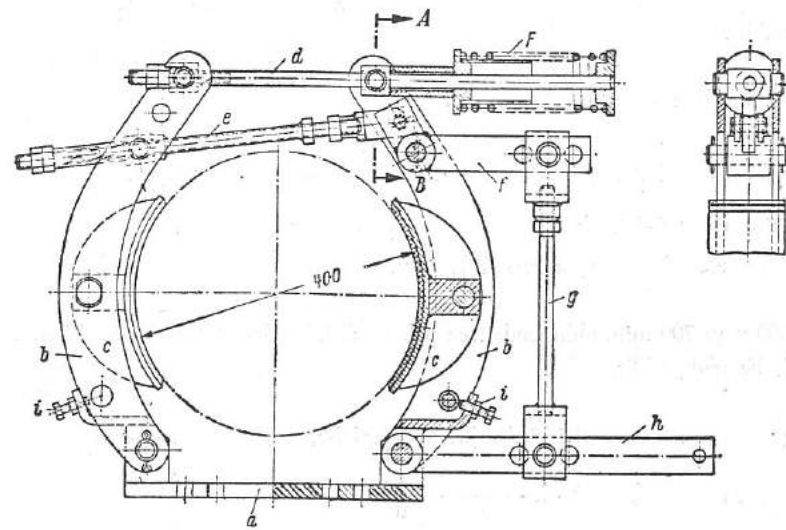
a = Alt kaide
b = fren kolu
c = fren pabuçları (6G)
d = ayarlanabilen çekme çubuğu
e = L kolu
f: Fren çözme cüsü (fren kuvveti) yay vasıtasıyla.

Şekil : 28 Pabuçları döner bir çift pabuçlu fren

Şekilde harflerle ifade edilen elemanlar şöyledir :

a : Alt kaide, b : fren kolu c : fren pabuçları, d : baskı yayı çubuğu; e, g : fren çözümü için baskı çubukları. f : açılı kol, h : fren tesirini kaldırma kolu : i : fren tesirinin kaldırılması sırasında pabuçların aynı şekilde çekilmelerini sağlayan ayar civataları.

Pabuçlar ve fren kolları, burada da sac ve profillerden imal edilmiştir.



Şekil : 29 Pabuçları döner bir çift pabuçlu fren tipi görülmektedir.

2 — Fren çözücüleri :

Fren çözücüleri, elektrik motorunun ilk harekete geçişi anı ile işletme esnasında kendiliğinden frenleri çözerler. Çözücü, kaldırma yüksekliği, kaldırma kuvveti, gücü ve saatteki açıp kapama sayıları ile tanıtılırlar.

a) Manyetik tesirli fren çözücüleri :

Burada, hareketli rotor, sabit bir mıknatıs bobini tarafından çekilir. Enerji kaynağı doğru veya alternatif akımdır. Alternatif akımla çalışanlar küçük ve orta büyüklükte olurlar.

b) Motor fren çözücüsü :

Küçük bir asenkron motoru, dişli kutusu ve manivela kolu üzerinden fren çubuğunu hareket ettirir. Çalışması yumuşak ve hafif olup, büyük yük değerleri ve sık sık çalışma durumları için uygundur.

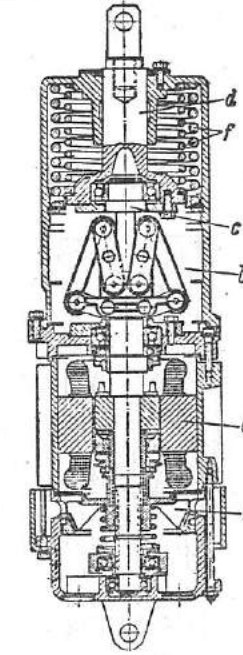
c) Hidrolik fren çözücüleri :

Yağ basıncı genellikle dişli pompası ile sağlanır. (Dişli pompası, tahrik motoru ve yağ deposu). Pistonlu basınç silindiri ve geri çekme yayları birbirine bağlı olmayan sistemler olarak konulmuşlardır. Sadece basınçlı boru vasıtalarıyla birbirleriyle birleştirilmişlerdir.

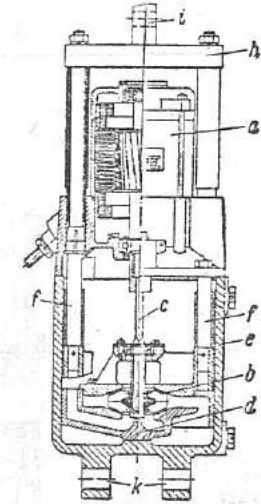
c) Santrifüj tesirli fren çözücüleri :

Şekil 30 da santrifüj tesirli bir motor fren çözücüsünün şeması görülmektedir. Çalışması şöyledir :

a motoru b sistemini tahrik eder. b nin santrifüj kuvveti c kayıcı mili ve d iticisi üzerinden fren çubuğunu hareket ettirir. Ayarlanabilen yaylı konik freni e, motorun durması halinde, hemen pabuçların kapama tesirini temin eder. Bu, f iş yayı vasıtasıyla sağlanır. Bu tip fren çözücüleri çok sık çalışma durumları için uygun olup, küçük, orta ve büyük frenleme güç ve kapasite de imal edilirler.



Şekil : 30 Santrifüj tesirli fren çözücüsü



Şekil : 31 Eldrofren çözücüsü

Şekil 31 de Eldrofren çözücüsü şeması görülmektedir. Elektro-hidrolikle çalışan bu tip çözücülerde a motoru, motor milinde aksiyal kayabilen dört köşe pompa mili vasıtasıyla santrifüj pompanın b motorunu çevirir. Pompa gövdesinde d pistonu mevcut olup, bu piston e gövdesi içerisinde hareket edebilmektedir. Motorun çalışmasını müteakiben pompa motoru b pistonu üzerinde bulunan yağ kanal içerisinde piston altına sevkeder. Böylece de piston yukarıya doğru hareket eder. Pistonun hareketi her iki piston çubukları f yardımıyla h yatay kirişi üzerinden i baskı kolunu hareket ettirir. i kolunda fren çubuğuna bağlıdır.

Motorun durması halinde fren, ağırlık ve yay tesiri nedeniyle darbesiz olarak ilk durumuna gelir. K delikleri, cihazın ayarlı olarak bağlanmasını sağlar. Bu tip fren çözücüleri daha ziyade büyük güçler ve seri çalışma durumları için imal edilirler.

Arzu edildiği takdirde Eldro fren çözücüleri monofaze elektrik motoru veya doğru akım motoru ile tahrik edilirler.

C - YÜK KALDIRMA ELEMANLARI :

a) Kancalar :

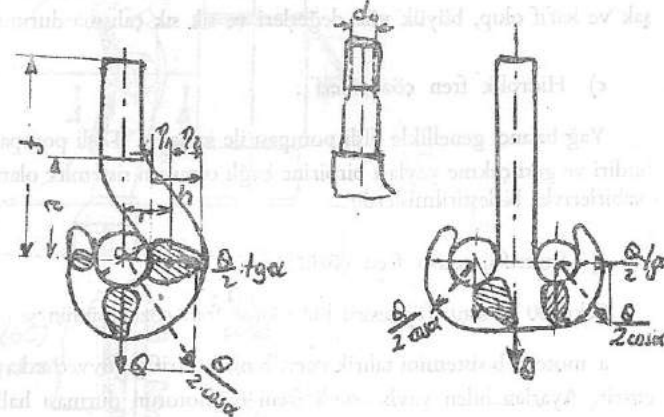
Tek veya çift kancalı, kısa veya uzun şaftlı kancaların ölçüleri normlaştırılmıştır. Kullanılan malzeme (Ck22) ve (Ck35) tir. Çekme mukavemetleri 42-50 kg/mm dir. Kancanın vidalı bağlantı ucunun çekirdek kesiti çekmeye zorlanır. Çekirdek kısmının çapı da olduğuna göre :

$$\sigma_s = \frac{P}{\pi \cdot d_0^2} \cdot 4 \text{ dür. Kreyn işletmesi için}$$

$$\sigma_s \text{ emn} = 400-600 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Kancanın eğri kısmı çekme, bası, ve eğilmeye zorlanır. Şekil 32 de tek ve çift halkalı kanca tipleri ve kuvvetlerin dağılışı görülmektedir.

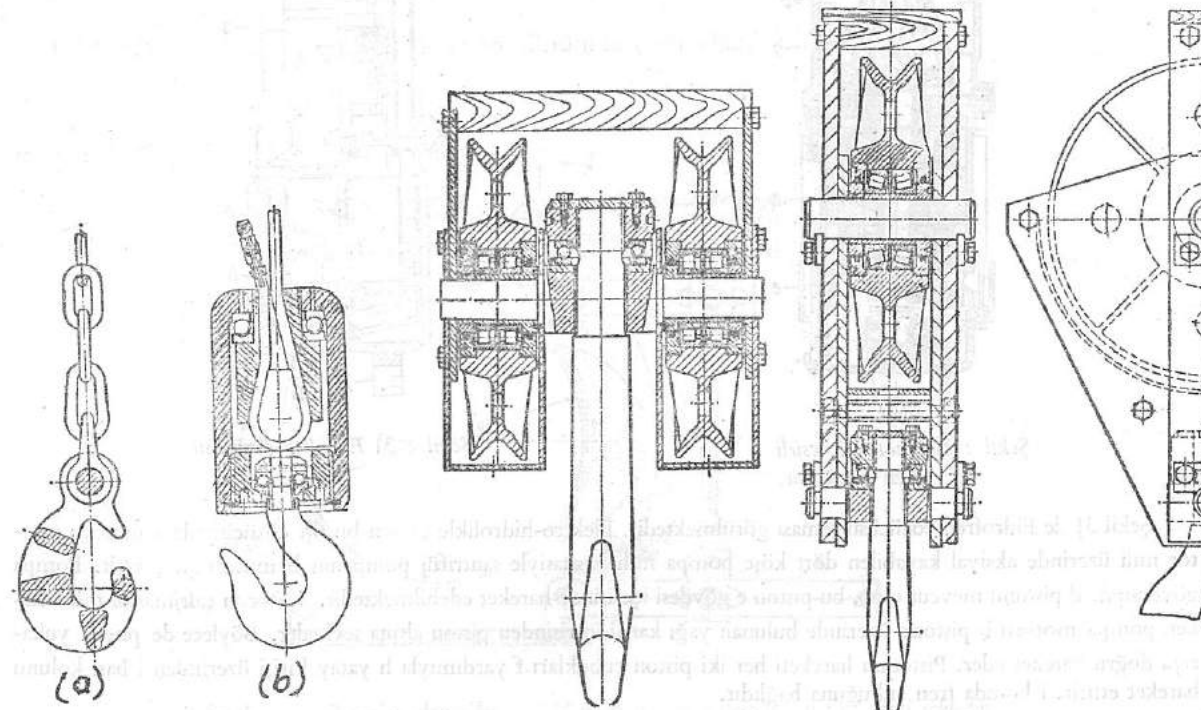
Kancanın taşıyacağı yükün değerleri normlaştırıldığından, gerektiğinde bu değerler tablolardan temin edilirler.



Şekil : 32 Yüklü Kancaları

Yüke bağlı olarak kanca ucu vidasının metrik değerleri şöyledir : Tablo : 6

Q [ton]	0,5	1	3	5	8	10	20	50
Vida M	M20	M30	M42	M48	M64	M72	90	130



Şekil : 33 Kancalar

a) Zincire bağlı kancanın mekanik yapısı.

b) Halata bağlanmış yüklü kancanın mekanik yapısı.

Şekil : 34 Çift Kasnaklı kancanın mekanik yapısı.

Kasnaklar silindirik sarkaç rulmanla mil üzerine yataklanmıştır.

Şekil : 35 Tek Kasnaklı, kancanın mekanik yapısı.

kasnak mili ayrı olan kancanın mekanik yapısı.

Yukarıdaki şekillerde kanca ve makaraların çeşitli bağlama şekilleri ve yataklanmaları görülmektedir.

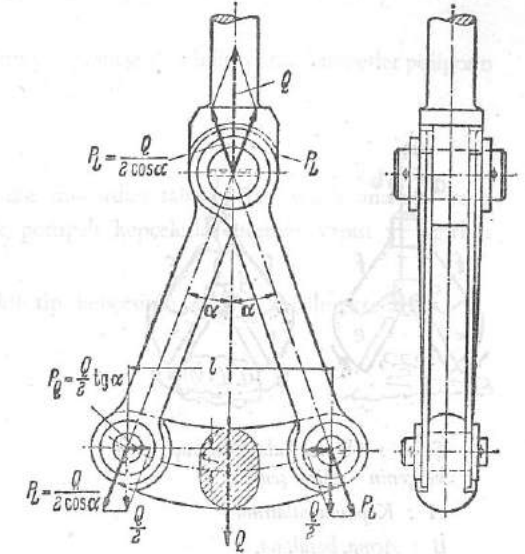
b) Yüklü çengeli (hamutlar) : Büyük yükler için (100 ton ve daha fazla) kanca ile beraber hamutlar kullanılır. Yüklü bağlama kısmı $M_E = \frac{Q \cdot l}{4}$ momenti ile eğilmeye zorlanır.

Bası ve eğilmeye yine $P_Q = \frac{Q}{2 \cdot \tan \alpha}$ ve $M_{Q2} = P_Q \cdot f$ değerleriyle zorlanır. 2α açısı altında bulunan yan çubuklar $P_L = \frac{Q}{2 \cdot \cos \alpha}$ kuvvetiyle çekmeye maruz kalır. Küçük ve orta değerlerde yükler için hamutlar, bir parçadan sıcak presle imal edilirler. Yüklü taşıyan orta kısımdaki en büyük eğilme momenti Unold'a göre $M_1 = \frac{Q \cdot l}{4}$ tür

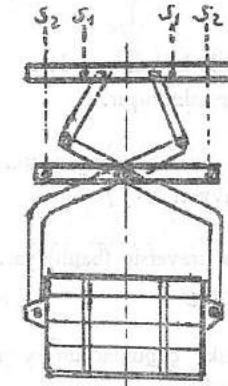
c) Kıskaçlar :

Balya, bidon, tomruk, taş gibi çeşitli parçaların yüklenme ve taşınmaları için çeşitli tipte kıskaçlar kullanılır.

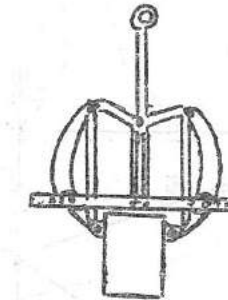
Aşağıdaki şekillerde çeşitli tipte kıskaçlar görülmektedir.



Şekil : 36 Hamut



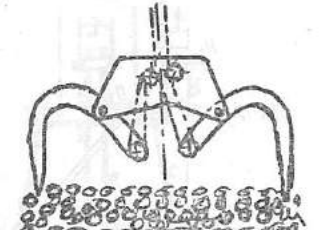
Şekil : 37 Sandık kavrama kıskaçının mekanik yapısı.



Şekil : 38 Tutma ağırlığı ayarlanabilen kıskaçın mekanik yapısı (taşların taşınması için).



Şekil : 39 Odun kıskaçının mekanik yapısı.



Şekil : 40 Odun parçalarını taşıyan kıskaçın mekanik yapısı. (odunlar azami 200 mm Ø ve 2 m. uzunlukta)

d) Taşıma traversleri :

Profillerden ve çelik saçlardan imal edilmişlerdir. Bilhassa daha uzun parçaların nakil işlerinde yardımcı olurlar.

Yine mesela dökümhanelerde döküm potalarının taşınmalarında kullanılırlar.

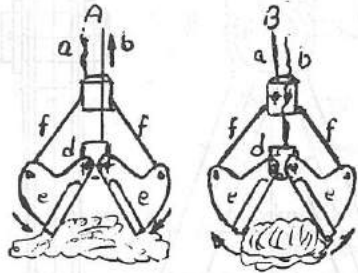
e) Kıskaçlı kepçe :

İşleri daha seri yürütmek için kapama, kaldırma ve tutma, boşaltma halatlarıyla donatılmış kıskaçlı kepçeler kullanılırlar. Boşaltma ve kapama halatları çift veya daha fazla sayıda olabilir.

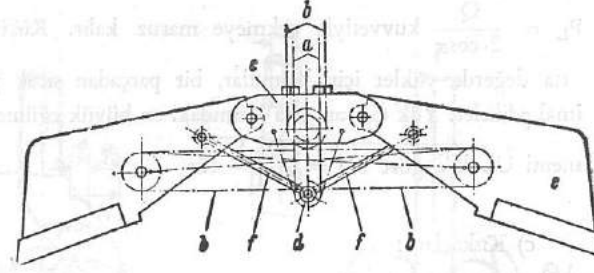
Şekil 41 de iki halatlı kıskaçlı kepçenin şeması görülmüyor. Kaldırma ve kapama işi b halatının çekilmesi ile sağlanır. Kepçenin açılması için a halatı çekilir ve b halatı boş bırakılır.

Şekildeki harflerin manaları şöyledir : c : Baş, d : travers, e : kepçeler, f : baskı çubukları. Kaldırılacak malzemenin cinsine (tahıl, kömür, cevher) ve ağırlığına bağlı olarak kepçelerin baş, baskı çubukları ve traversler uygun olarak şekillendirilirler.

Şekil 42 de ayarlanabilen bir cevher boşaltma kepçe modeli görülmüyor. a : tutma, boşaltma halatları b : kapama kaldırma halatları (ceraskal tahrikli), c : baş, d : açma makarası, e : kepçeler, f : açma çubukları.

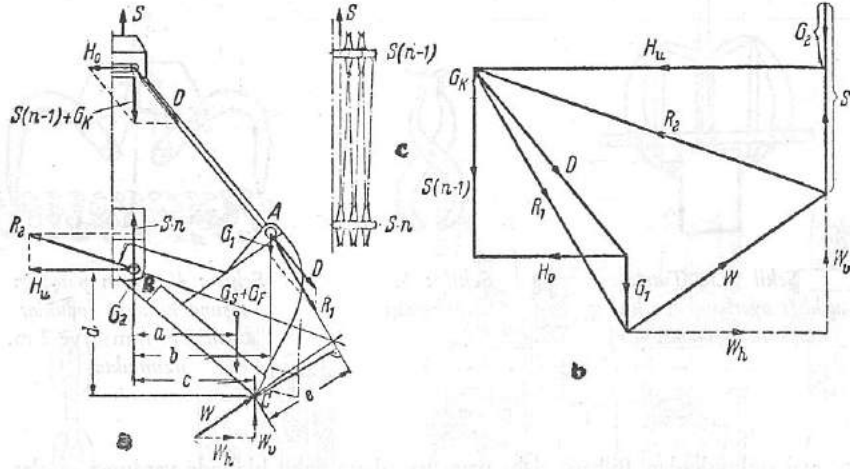


Şekil : 41 İki halatlı kısıkaçlı kepçenin tesir şeması
A : Kapama kaldırma
B : Açma, boşaltma.



Şekil : 42 DEMAG firmasının gemilerden cevher boşaltmalarda kullanılan bir kepçe tipi görülmüyor.

Aşağıdaki Şekil 43 de 4 halatlı bir kepçede, kapama ve kaldırma esnasındaki kuvvetlerin durumu gösterilmiştir.



Şekil : 43, 4 Halatlı bir kepçede kuvvetlerin dağılışı planı :

- Tesir eden kuvvetlerin yeri
- Kuvvetlerin poligonu
- Kasnaklardaki halat sarımları

A ve B noktalarında ağırlık kuvvetleri G_1 ve G_2 olduğunda G_1 ve G_2 nin değerleri :

$$G_1 = \frac{G_D}{2} + (G_S + G_F) \cdot \frac{a}{b} \text{ ve } G_2 = G_U + (G_S + G_F) \cdot \frac{b-a}{a} \text{ dir.}$$

Şekil 43 de (b) kısmında gösterilen kuvvetler poligonu, eğer kepçenin kapanması esnasındaki S halat kuvveti biliniyorsa çizilebilir.

$S(n-1) + G_K$ değeri, iki ayrı kuvvete, yani çubuk başı kuvveti D ile yatay kuvvet H_0 ya ayrılabilir. D kuvveti ile G_1 kuvvetinin bileşkesi R_1 i verir.

Şekilde kepçenin sadece yarısı ele alınmıştır.

- S : Kapama halatının çekme kuvveti
- G_K : Üst traversin (başın) yarı ağırlığı
- G_D : Baskı çubuklarının yarı ağırlığı.
- G_U : Alttraversin yarı ağırlığı
- G_S : Bir kepçe kısmının ağırlığı
- G_F : Bir kepçede tutulan malzemenin ağırlığı

Üst traversde halat sarım adedi (n-1) ve alt traversdede halat sarım adedi (n) dir.

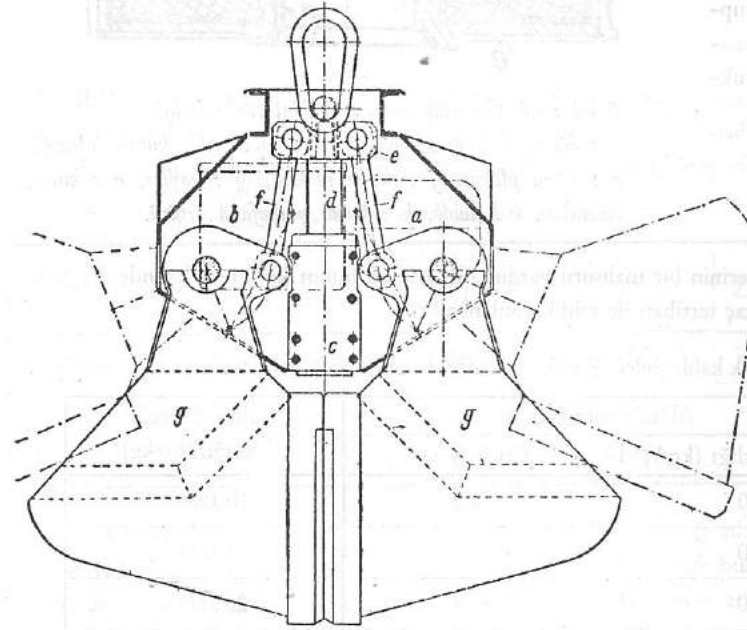
Kepçe üzerine tesir eden kuvvetlerin dengede olması gerekir. C noktasına göre ifade edilen bir moment eşitliğinden H_u kuvveti elde edilir. H_u nun değeri : $H_u = \frac{[R_1 \cdot e + (n \cdot S - G_2) \cdot c]}{d}$ dir.

Kepçenin kapalı ve yüklü durumuna göre, S, G_F ve W kuvvetlerinin yatay bileşenleri biliniyorsa, kuvvetler poligonu çizilebilir.

f : Elektro — hidrolikli kepçeler :

Tamburlu vinç tesislerinde kullanılır. Kepçelerin açılıp kapanması motordan tahrik alan vidalı ana mil veya hidrolik pompaya bağlı bası silindiri vasıtasıyla sağlanır. Hidrolik pompalı kepçelerle sistemin yapısı ve ağırlığı küçük olup, kapama ve açma kuvvetleri daha büyüktür.

Şekil : 44 de WÖHR firmasının imali olan elektro-hidrolikli tip kepçesinin şeması görülmektedir.



Şekil : 44 Elektro-hidrolikli kepçeler.

- a : motor, b : yağbasınç pompası, kumanda organları ve yağ deposu
- c : silindir, d : piston kolu, e : enine travers, f : direksiyon kolu,
- g : kepçeler.

g) Kübel :

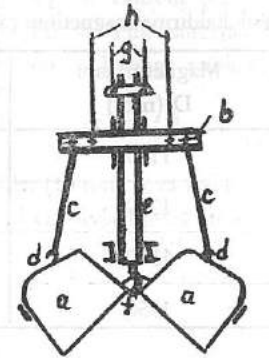
Kepçe hacimleri (0,3-3) m³ arasında olup, dönebilir şekilde imal edilirler. Kok, kömür ve briket gibi parçaların taşınması halinde kepçe hacmi 24 m³ e kadar olabilmektedir.

Şekil 45 de kübelin şeması görülmektedir. Burada aynı şekilde a kepçeleri mafsallı olarak birbirine bağlanmıştır. Kepçelerin açılmaları b traversi üzerinden olur. b traversi, d kancalarını c çubukları yardımıyla tutar. b içinde kayabilen e kısmı ise f kancasını tutar.

Kepçelerin açılması için g halatlarına bağlı e traversi boş bırakılırsa b kısmı h tutma halatları ile çekilir. Kaldırma halatlarının çekilmesi ile kübelin kepçeleri kapanır. İşin kolaylaşması için travers dönebilir ve kendiliğinden kavramalı olarak imal edilir.

h) Yük kaldırma magnetleri :

Demir çelik endüstrisinde ingot, kütle, hurda, kırıcı bilyalar ile yerleştirme sahalarında profil ve rayların naklinde kullanılırlar. Daha ziyade yuvarlak magnet tipleri kullanılır. Çapları 700-1900 mm. olup, kaldırma güçleri 4-30 tondur. Talaş ve ince hurdalarda kaldırma gücü bunun 3-5 % dir.



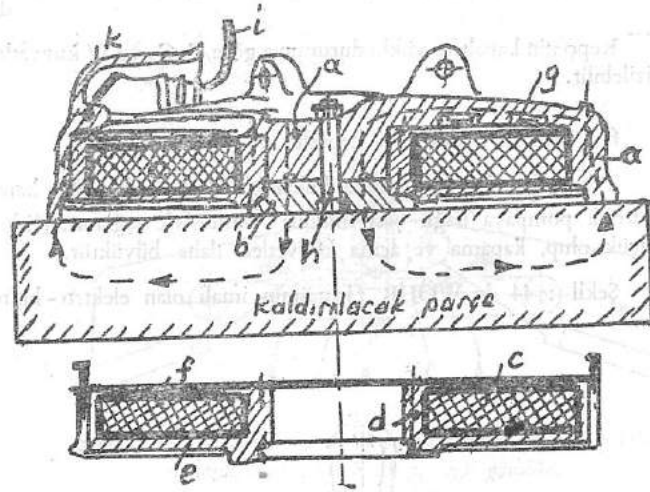
Şekil : 45 Kübel'in şeması

Azami 500°C ısı altındaki parçayı rahat kaldıracaklardır. Demir 700°C nin üzerinde (takriben 721°C) mıknatıslığı kaybettikten, çekme kuvvetide ortadan kalkar. Mıknatıslanmanın olması için mangan oranı demirde % 7 yi aşmamalıdır.

Magnetin ana kısımları şunlardır : Dirençli starter, emniyet kısımları, akım kabloları, kablo tutma tamburları, gövde ve bobindir.

Bobin yük kaldırma magnetinin en önemli parçasıdır. Bobinin sarım malzemesi bakır veya alüminyumdur.

Kaldırılacak malzemenin geometrik şekillerine göre dörtgen veya dikdörtgen (inci uzun) magnet tipleri de vardır. Bazı özel hallerde, kutupları küçük mesafelerde hareket edebilen magnetler kullanılır. Bu kutup hareketi sayesinde mıknatıslanma tesiri yükseltilebilir.



Şekil : 46 Yuvarlak magnet (bobini çıkarılabilir)
a : gövde, b : kutup başlığı, c : bobin, d : kutup bileziği, e : taban plakası, f : örtme plakası, g : yaylar, h : kutup civataları, i : kablo, k : kablo muhafaza örtüsü.

Emniyet yönünden yük kaldırma magnetlerinin bir mahsuru vardır. Elektrik akımının kesilmesi halinde bir tehlike yaratabilir. Fakat özel olarak yapılmış kısaç tertibatı ile tehlike önlenir.

Yük kaldırma magnetinin çapına bağlı olarak kaldırabileceği yükün takribi değerleri aşağıdaki tablo 7 de verilmiştir.

Magnetin çapı D (mm)	Alüminyum bobin		Kaldırabileceği blok ağırlığı (kg)
	Magnet ağırlığı (kg.)	Gücü (Kw)	
1100	1350	4,5	10.000
1300	1600	5,5	15.000
1500	2100	7,5	20.000
1750	3300	10,0	23.000

D — PALANGALAR VE CERASKALLAR :

a) Palangalar :

a1. Basit Palanga

n = makara sayısı

n = taşıyan halat sayısı

Zt = teorik tahrik kuvveti

$$= Q/n$$

Zg = Zt/ηp = gerçek tahrik Kuvveti

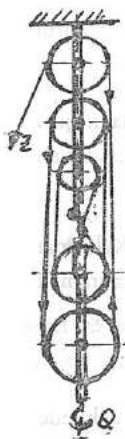
$$\eta p = \frac{1}{n} \cdot \frac{1 - \eta_m^n}{1 - \eta_m} \cdot \eta_m$$

= Palango randımanı

ηm = makara randımanı

ηm = 0,95-0,97-kayma yataklar için

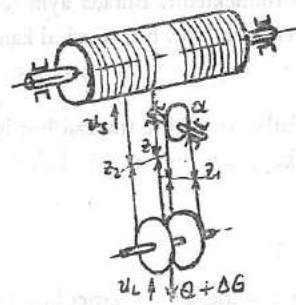
ηm = 0,97-0,98 rulmanlı yataklarda



Şekil : 47 Basit palanga

a2. İkiz Palangalar :

motorlu vinçlerde yükü birçok halata taksim etmek için ikiz palangalar kullanılır. Vinç arabalarında taşıma gücüne göre, 4,8,12 halatlı olurlar.



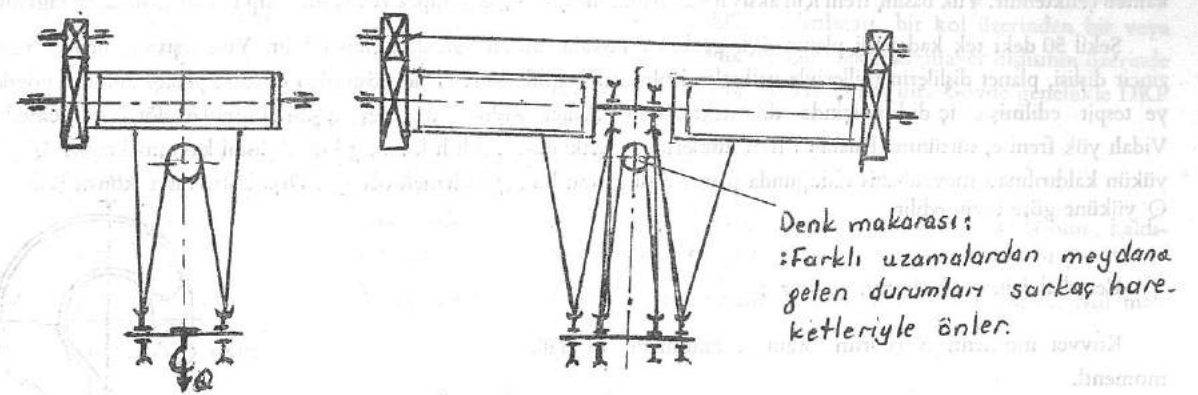
Şekil : 47 İkiz palanga

a) denk makarası (şekilden)

$$Q + \Delta G = 2(Z_1 + Z_2)$$

$$Z_1 = \eta \cdot Z_2$$

$$Z_2 = \frac{Q + \Delta G}{2} \cdot \frac{1}{1 + \eta}$$



Şekil : 48, İkiz palanga şemaları

İkiz palangaların faydaları : 1 — Yük çok sayıda halata bağlanmıştır. Dolayısıyla halat, makara, tambur çapı küçülür. Tambur devri arttığından dişli redüksiyonu kolaylaşır. 2. kaldırmada yükün tambur eksenine paralel hareketi önlenir. 3. Halatlar tambur vida yivlerine iki yönden girdiğinden yatay tambur yüklenmesi zıt tesirle kalkar.

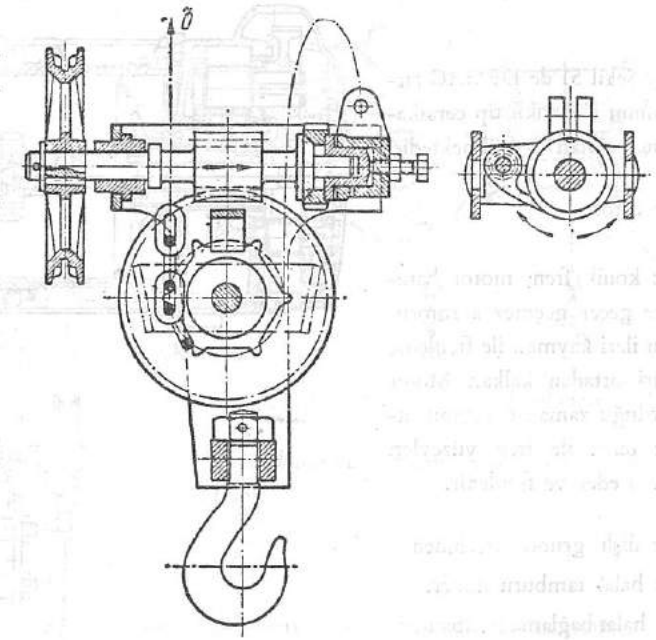
Tablo : 8, Palanga, tip, hız ve randımanları.

İkiz palanga tipi	ip	$V_T = I_p \cdot V_K$	ηp	$Z_t = \frac{Q}{n} \cdot \frac{1}{\eta p}$	ip = Palanga çevrim oranı, V _T = Tambur çevre hızı V _K = Yük kaldırma hızı ηp = Palanga randımanı
4 Halatlı	2	= 2. V _K	0,96/0,98	= Q/2.ηp	
8 "	4	= 4. V _K	0,93/0,96	= Q/4.ηp	
12 "	6	= 6. V _K	0,90/0,94	= Q/6.ηp	

b) Ceraskallar : 1. Sonsuz vidalı ceraskallar : Yük taşıma organları baklalı zincirler (10 ton) veya roleli zincirler (20 tona kadar). dir. Çalışması : el zincir kasnağı aynı mil üzerinde bulunan sonsuz dişliyi, buda büyük dişli üzerinden yük kaldırma zincir dişlisini çevirir. Sonsuz vidanın eğim açısı α ≈ 20° dir.

Sonsuz vidanın aksiyal kayması konik veya lamellifrene tesir eder. (Yük basınç freni). Bu ceraskallarda randıman η ≈ 0,60 tır.

Şekil 49 da yükün ağırlığı nedeniyle sonsuz vida üzerine tesir ettiği aksiyal kayma okla gösterilmiştir. Bu kuvvet aynı mil üzerine tespit edilmiş olan konik freni de aynı yönde itmiş olur. Oraya uygun olarak yerleştirilmiş olan bir kilit, sistemin aksi yönde dönmesine mani olur. Kilitin milin dönmesine mani olması ve konik frenin de tesiri ile yük istenilen durumda tutulmuş olur. Yükün tekrar iniş geçmesi için konik fren yüzeyleri arasındaki ilk sürtünme tesirinin ortadan kaldırılması kâfidir.



Şekil : 49 Konik frenli sonsuz vidalı ceraskal.

c) Dişli çarklı (planet dişli sistemi) ceraskallar :

Taşıma yükleri azami 10 ton kadar olup, randımanı sonsuz vidalara nazaran daha iyidir. Dişlilerin malzemeleri kaliteli çeliktendir. Yük basınç freni için aksiyal kaymanın meydana gelişi trapez veya testere tip vida bağlantısıyla sağlanır.

Şekil 50'deki tek kademeli planet dişli grublu ceraskalın bütün yatakları rulmanlıdır. Yük taşıyan zinciri çeviren zincir dişlisi, planet dişlilerin milleriyle irtibatlandırılmıştır. Şekilde b harfi ile gösterilen iki adet planet dişlileri, gövdeye tespit edilmiş c iç dişlisi içinde dönmektedirler. Planet dişlileri, d güneş dişlisi tarafından döndürülmektedir. Vidalı yük freni e, sürtünme balataları f fren disklerini tutmaktadır. Yaylı h kilidi, g kilit dişlisini kavramaktadır. Büyük yükün kaldırılması mevzu bahis olduğunda planet dişli grubu birkaç kademeli olabilir. Dişli kutusunun konstrüksiyonu Q yüküne göre tayin edilir.

Ceraskal için şu bağıntıyı yazarız :

Kuvvet momenti X çevrim oranı X randıman = Yük momenti.

Çevrim oranı i ile ifade edildiğinde bağıntı :

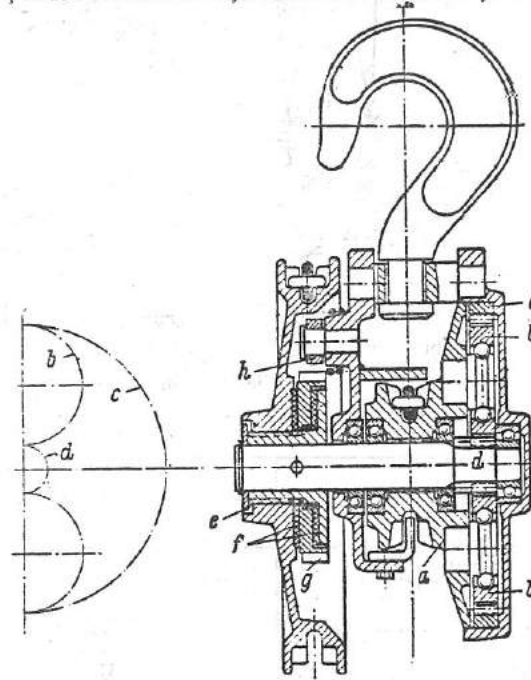
$$i = \frac{Q \cdot r_E}{K \cdot r_Y \cdot \eta} \text{ dir.}$$

r_E = el zinciri dişli yarıçapı

r_Y = Yük zincir dişli yarıçapı

η $\approx$ randıman (planet dişli ceraskal için $\approx 0,85$)

K elle tatbik edilen kuvvetin değerini gösterir. Elle çevrilen zincir dişlisine tatbik edilecek K kuvveti azami 35 kg. dir.



Şekil : 50, Tek kademeli planet dişli grublu ve taşıma gücü 0,5 ton olan bir ceraskal şeması

d) Elektrikli ceraskallar :

Elektrik motoru a, (kaymalı rotorlu) normal dişli çarkı veya planet grubu üzerinden halat tamburunu çevirir. Ceraskalın hacmini küçültmek için motor ekseriya tambur içerisine yerleştirilmiştir. Yükün bağlanması bir, iki, üç veya dört halatla olabilir. Kaldırılan yük değerleri 0,25-0,5-1-2-3,2-5-8 tondur. Kaldırma hızları 4-20 m/dak. arasındadır.

Şekil 51'de DEMAG firmasının elektrikli tip ceraskalının şeması görülmektedir.

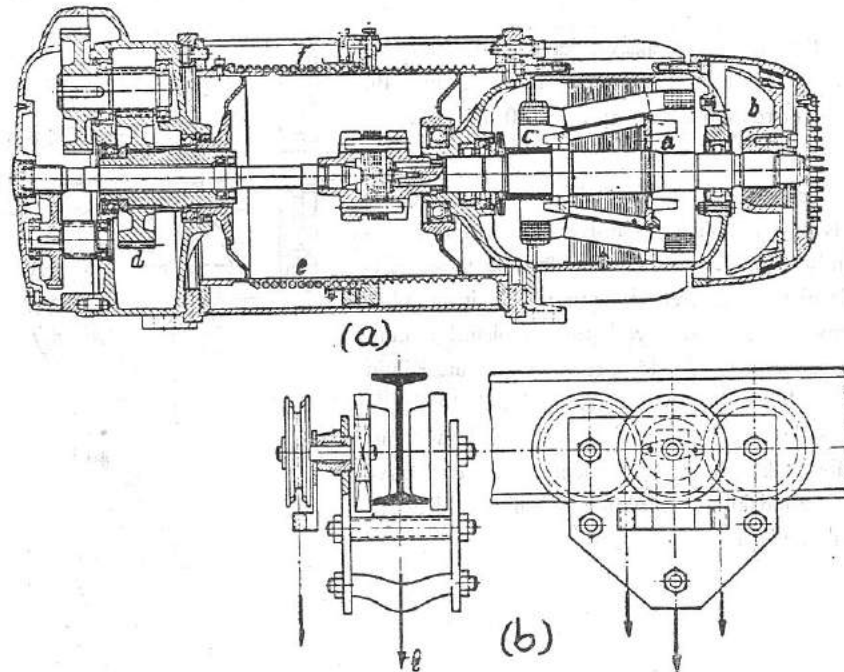
a : rotor

b : konik fren, motor hareketi geçmez a rotorunun ileri kayması ile frenleme tesiri ortadan kalkar. Motor durduğu zaman c yayının itme tesiri ile fren yüzeyleri temas eder ve frenlenir.

d : dişli grubu üzerinden

e : halat tamburu döner.

f : halat bağlama tertibatıdır.



Şekil : 51, a) Elektrikli ceraskal (DEMAG) b) Elle tahrikli araba

E. 1 — KALDIRMA KURSU KÜÇÜK VİNÇLER :

1) Krikolar : Montaj hizmetlerinde veya arabaların kaldırılmasında kullanılırlar. Kaldırma güçleri 2-25 tondur. Kaldırma yüksekliği 300-400 mm ve kendi ağırlıkları 20-180 Kg. Yükün kaldırılması, bir kol üzerinden bir veya iki kademeli dişli kutusu vasıtasıyla kramayer dişlisine iletilerek sağlanır. Yük taşıyan başlık, kramayer dişlisinin üzerinde dönebilir şekildedir. Kuvvet kolu 250-300 mm ve tatbik edilen azami kuvvet değeri 35 kg. dir. Gövde genellikle DKP saçıdır ve yük bir kilit dişlisi sayesinde emniyetle tutulur.

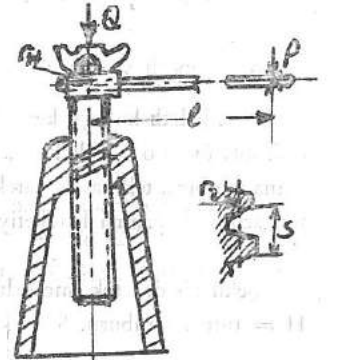
2) Dişli vinçler :

Dişli vinçlerde montaj hizmetlerinde kullanılırlar. Bunların da taşıyabileceği yükler 2-25 ton arasında olup, kaldıracağı yükseklik 100-300 mm. dir Kendi ağırlıkları 5 ile 50 kg. arasındadır. Q yükü, trapez dişli (eğimi açısı $\gamma = 4^\circ$, or-talama çapı r_2 , hatve s, $\text{tg} \gamma = \frac{s}{2\pi \cdot r_2}$) veya testere dişli mil yardımıyla ve elle tahrikli bir sistemle kaldırılır. Mil mal-zemesi için (St 42.11) seçilebilir.

$$\text{Randıman } \eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg} (\gamma + \rho)} \approx 0,4 \text{ } 0,45 \text{ (sürtünme açısı } \rho = 6^\circ \text{ ve bunun karşılığı } \gamma \approx 0,1). \text{ Yükün}$$

kaldırılması ve indirilmesi için gerekli moment P.l. dir. Bu moment yükün kaldırılması ve sürtünmeyi yoketmesi için gereklidir :

$$P.l = Q \cdot r_2 \cdot \text{tg} (\gamma \pm \rho) + Q \cdot \gamma_H \cdot r_H \quad \begin{array}{l} \text{+ işareti yük kaldırıldığı zaman} \\ \text{— " " indirildiği " } \end{array}$$



Şekil : 52, Basit dişli vinç.

4) El halat vinçleri :

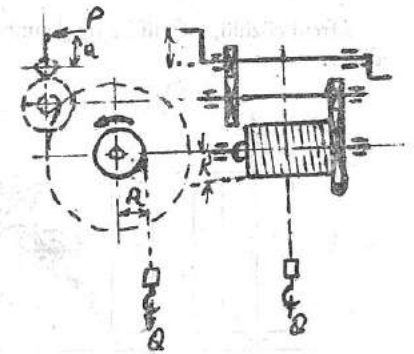
Taşıyabileceği yükler 50-6000 kg. dir. Kaldırma kursu diğerlerine nazaran fazladır. Yük, halat tarafından taşınır ve bir tambur üzerine katlı olarak sarılır. Taşıyabileceği yüke göre bir, iki, üç kademeli dişli çarkı veya sonsuz dişli sistemli olabilir. Dişli çevrim oranı şu bağıntıyla bulunur.

$$i = \frac{\eta \cdot P \cdot a}{Q \cdot r} = \frac{\eta \cdot \text{kuvvet momenti}}{\text{Yük momenti}}$$

2 — KALDIRMA KURSU BÜYÜK VİNÇLER :

5) Elektrik motor tahrikli vinçler :

Hesapları : Eğer bir Q (kg.) yükü v' (m/dak.) hızı ile kaldırılmak istenirse, motor tarafından verilecek güç : $N = \frac{Q \cdot v'}{60 \cdot 102 \cdot \eta_H}$ (Kw.) tır. Burada η_H sistemin tüm randımanını ifade eder



Şekil : 53, El halat vinç

Motor seçiminde gücü tahdit eden ölçü, emniyetli ısınma sınıdır. İşletmelerde vinçler belirli aralıklarla yüklenme durumuna girdikleri için motor seçimi relativ çalışma süresi ED ye göre tespit edilir.

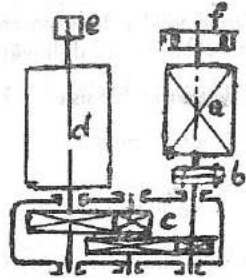
$$ED = \frac{\text{Çalışma süreleri}}{\text{çalışma süreleri} + \text{boş zamanlar}} \%$$

Motorlarda hızlanma momenti kontrol edilmelidir. Hızlanma süresi (2-4) saniye olduğuna göre hızlanma momenti :

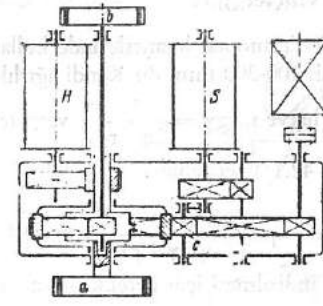
$$M_B = \frac{1}{120 \cdot \pi \cdot g} \cdot Q \cdot V_H^2 \cdot \frac{1}{\text{ta} \cdot n \cdot \text{mot} \cdot \eta} + \frac{\pi}{12 \cdot g} \cdot \frac{\Sigma G D^2 \cdot \eta_i^2 / \eta_i}{n \cdot \text{mot} \cdot \text{ta}}$$

α) Parça yükleme vinçleri :

Döner kreynlerde (tersane, inşaat ve yüzer kreynlerinde) dişli kutusu, döküm veya kaynaklı bir gövdeden ibaret olup, helis dişli ve rulmanlı yataklarla donatılmıştır. Böylece sessiz çalışması sağlanır. Mekanik fren, elektrik akımı olmadığı zaman, tutma freni vazifesi görür. Şekil 54 de bir tersane kreyninin vinç sistemi görülmektedir. Şekildeki harflerin ifade ettiği parçalar şunlardır. a : motor, b : elastik kavrama, c : iki kademeli dişli kutusu, d : halat tamburu, e : limit şalter, f : fren.



Şekil 54, Bir tersane kreynin kaldırma sistemi şeması



Şekil : 55 Bir motorlu keşeli vinç

β) Keşeli vinçler :

Çok halatlı kısıklı keşeler veya kübellerin kapama ve tutma halatları ayrı tamburlara sarılmaktadır. Motor ve dişli sisteminin o şekilde konstrüksiyonu yapılmıştır ki keşeyi kapama ve keşeyi tutma tamburları beraberce veya kapama tamburu tek başına hareket edebilir. Her iki tamburun mekanik bağlantısı planet dişli grubu üzerindedir. Keşenin açılma kapanma hareketiyle, kaldırma ve indirme hareketleri birbiriyle koordinelidir.

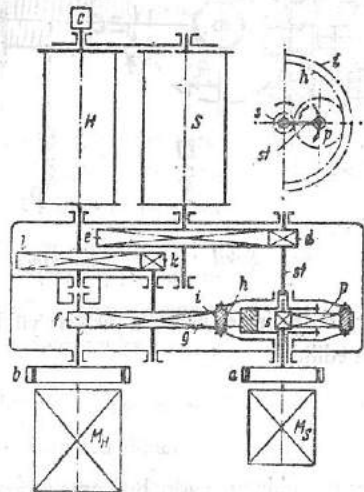
Şekil 55 de, tek motorlu bir keşer vinci şeması görülmektedir. (Kampfnagel - Hamburg). M = Motor H = tutma tamburu, S = kapama tamburu, a, b : çift pabuçlu frenler, c : ara dişlisi

Çalışma şekli : 1. keşenin açılıp kapanması :

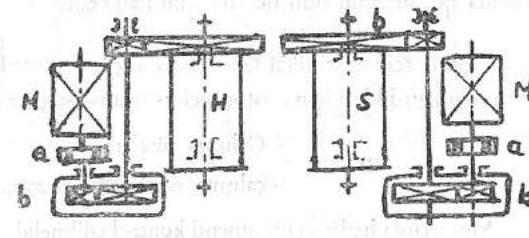
1. a freni frenlenmiş, b freni ise çözülmüştür. S tamburu kaldırma ve indirme yönünde dönmekte, H tamburu ise dönmemektedir.

2. Kapalı keşenin kaldırılması ve açık keşenin indirilmesi :

a freni çözüldü, b freni ise frenlenmiştir. S ve H tamburları kaldırma ve indirme yönünde eşit çevresel hızla dönmektedirler.



Şekil 56, İki motorlu keşer vinci şeması (DEMAG)



Şekil : 57 Her tamburu ayrı bir motorla tahrik edilen vinci şeması. Aralarında mekanik bir kavrama yoktur.

Şekil 56 da DEMAG firmasının iki motorlu keşer vinci şeması görülmektedir. Ms = kapama motoru, MH = kaldırma motoru, S = kapama tamburu, H : tutma tamburu; a, b çift pabuçlu frenler. c : limit şalteri.

Çalışma şekli :

1. Keşenin açılıp kapanması : Ms motoru kaldırma veya indirme yönüne göre çalıştırılır. Bu motor s güneş dişlisi ile P planet dişlilerinin St kolunu çevirir. Planet dişlileri dönmeyen h dişlisinin iç yüzeyi üzerinde dönerler. St mili d ve e dişlilerini döndürerek S tamburunu tahrik etmiş olur.

2. Kapalı keşenin kaldırılması ve açık keşenin indirilmesi : MH motoru her iki tamburu eşit çevresel hızla ve istenilen yönde çevirir. H tamburu : f-g ve k-l dişlileri üzerinden döndürülür. S tamburu ise; f, g, (g ara dişlisi), i, h-p-st ve d-e dişlileri üzerinden döner. Her iki motorun çalışması halinde her iki hareket birbirine koordineli olarak girer.

Şekil 56 daki DEMAG keşer vinci : Q = 10 t (keşeleme+doldurma) tüm ağırlık, v' = 40 m/dak. MH kaldırma motoru 80 KW, ED % 60, n = 735 d/dak.; kapama motoru Ms ise : 40 Kw., ED % 60, n = 730 d/dak.

Şekil 57 de bilhassa Amerika'da kullanılan müstakil iki motorlu keşer vinci şeması görülmektedir. Yerleştirme şekli simetriktrik.

d) Gezer vinçler :

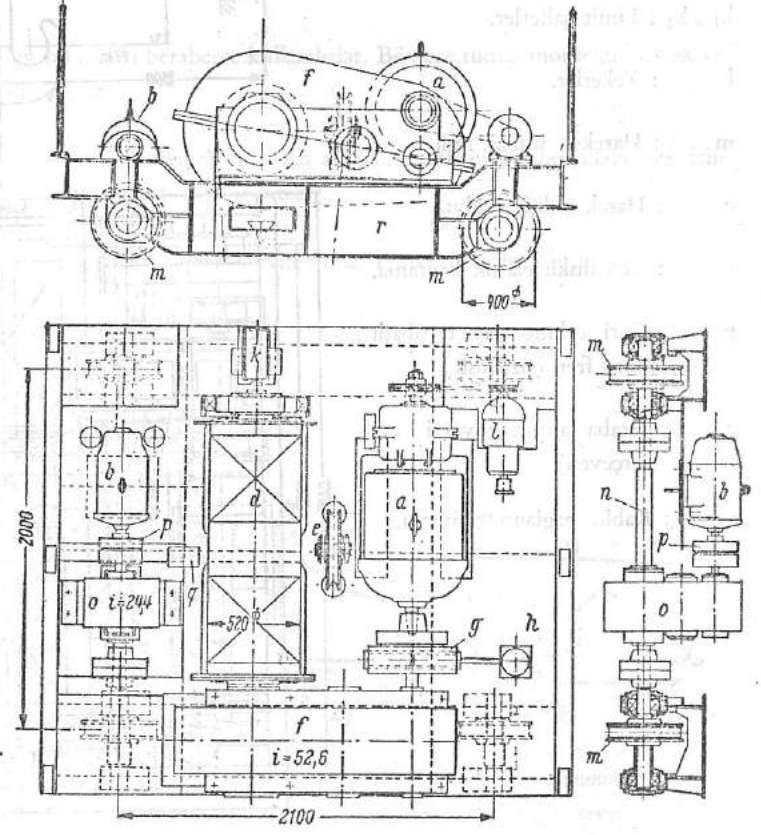
Bu vinçlerin diğerlerine nazaran farkı tamburların ikiz palanga tipinde olmalarıdır. Kaldırabileceği azami yük değerleri; (2 makaralı 4 halat sarımlı 30 tona kadar, 4 makaralı 8 halat sarımlı 100 tona kadardır.) Dişli kutusunun toplam çevrim oranı oldukça büyüktür.

Şekil 58 de normal bir kreyn vinci (arabası) görülmektedir. MAN firmasının bir imalat modeli olan bu arabanın taşıma gücü 20 ton ve kaldırma hızı 15 m/dak. dır. Kaldırma motoru a'nın gücü ED % 20 de 72 Kw. ve n = 965 d/dak. dır. Arabanın hızı 45 m/dak. olup, arabanın hareket motorunun gücü ED % 20 de 5,2 Kw. ve devri n = 875 d/dak. dır.

b : araba hareket motoru.

d : halat tamburu, e : dengeleme makarası, f : kaldırma sistemi dişli grubu, g : fren diski ile beraber elastik kavrama, h : eldro fren çözücüsü, k : limit şalter, l : Eldro fren çözücüsü için ayarlanabilen frekans vericisi, m : hareket tekerleri, n : hareket sisteminin mili, o : hareket sistemi dişli kutusu, p : kavrama, fren diski elastik, g : Eldro fren çözücüsü, r : Araba taşıyıcı çerçevesi.

Dişli kutularının içi yağla dolu olması, ve rulmanlı yataklama yapılması nedeniyle dişliler sessizce çalışırlar. Genel yapısının mümkün olduğu kadar hafif olması ve küçük hacim kaplaması için elemanların dar bir alan içerisinde toplanmasına çalışılmıştır. Aynı zamanda kaldırma ile ilgili bütün dişli grupları bir dişli kutusu içinde toplanmıştır. Dişli çarkının birinci kademesindeki bütün dişliler, sessiz çalışmayı temin etmesi için genellikle helis dişlilerdir. Çok ağır kaldırma sistemlerinde sadece tambur açığta bırakılmışlardır.



Şekil : 58 Normal kreyn arabası (MAN)

Şekil 59 da, taşıma gücü 50 ton olan bir kreyn arabasının şeması görülmektedir. Kaldırma hızı 2m/dak. dir. Yardımcı kaldırma sisteminin kaldırma gücü 10 ton olup, bunun kaldırma hızı 5m/dak. dir.

Ana motor a_1 : gücü ED % 40 da 21 Kw ve devri $n = 850$ d/dak.

Yardımcı motor a_2 : gücü ED % 40 da 11 Kw ve devri $n = 1100$ d/dak. dir.

Araba hareket hızı 15 m/dak. dir.

Araba hareket motoru b : gücü ED % 40 da 6,3 Kw ve devri $n = 1100$ d/dak.

Bu kreyn arabası 60 Hertz frekansta çalışmakta olup, araba ağırlığı takriben 12 tondur.

C_1, C_2 : Yüik kaldırma elemanları.

d_1, d_2 : Halat tamburları.

e_1, e_2 : Dengeleme makaraları.

f_1, f_2 : Kaldırma sistemi dişli çarkları

g_1, g_2 : Elastik kavramalar.
(g fren diski ile beraber).

h_1, h_2 : Fren diskleri,

i_1, i_2 : Eldro fren çözücülerini geri çekme yayları ile beraber)

k_1, k_2 : Limit şalterler.

l : Tekerler.

m : Hareket sistemi mili

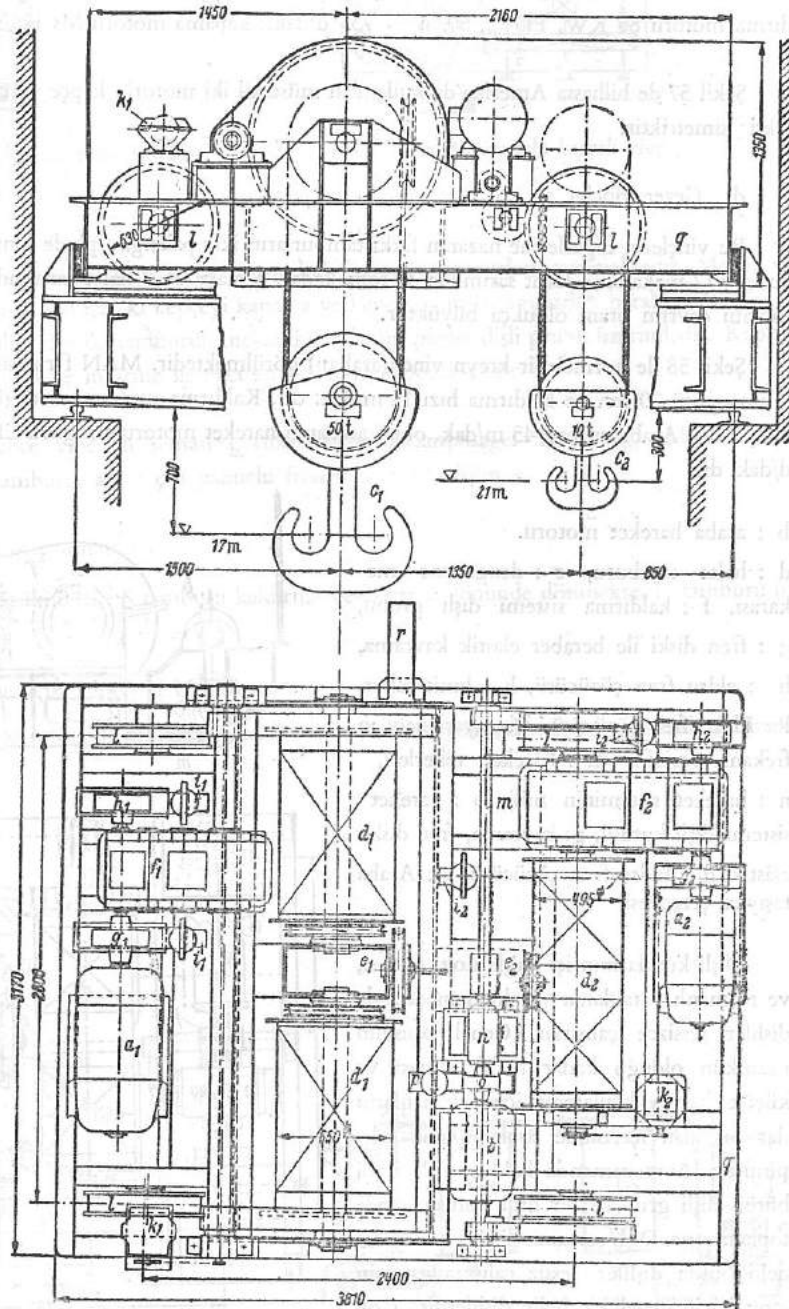
n : Hareket dişli grubu.

o : fren diski elastik kavrama,

p : Geri çekme yay tertibatlı
Eldro fren çözücüsü

q : Araba taşıyıcı gövdesi
(çerçevesi)

r : Kablo bağlantı taşıyıcısı.



Şekil : 59, Taşıma gücü 50 ton olan bir kreyn arabasının şeması

F — KALDIRMA MAKİNALARINDA KULLANILAN ELEKTRİK MOTORLARI :

Kaldırma makinalarında kullanılan elektrik motorlarından istenilen şartlar şunlardır : Tutma momenti büyük olmalı, kısa bir zaman içerisinde yüksek hıza erişebilmeli, sık sık çalışma ve durma imkânını sağlamalı, darbe tesiri yapmamalı, iki yönde de dönebilmeli ve motorun devri yükün ağırlığına bağlı olmamalı gibi hususlardır.

A — DOĞRU AKIM MOTORLARI :

1 — Doğru akım seri motorları

Endüvi ve magnetik alan aynı elektrik akımı tesirinde bulunurlar. Motorun çalıştırılmasında R direnci, max. n devrine ulaşabileneye kadar kademeli olarak ayarlanabilmektedir. Motorun devir yönünün değişmesi için endüvi akım yönün de değişmesi gereklidir.

Seri motorların tutma momenti çok büyüktür. Normal momentin 3-25 katıdır. Motorun devri yükün değerine bağlı olarak değişir. Yüik azaldıkça devir artar. çoğaldıkça azalır. Bu özelliklerinde dolayı da seri doğru akım motorları kreyn işletmelerinde çok kullanılabilmektedir.

2 — Paralel bağlı doğru akım motorları :

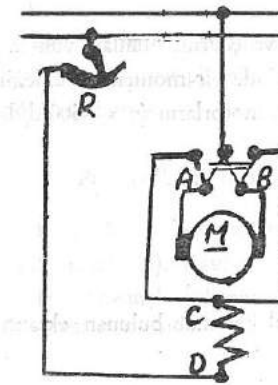
Bunlar tek başlarına pek kullanılmayıp, genellikle leonard-Agregat ile beraber kullanılırlar. Burada rotor ve alan sarımı paralel bağlanmıştır. Şekil 61 de paralel sarım doğru akım motorunun şeması görülmektedir.

Bu motorlarda devir yüke bağlı değildir. Tutma momentleri seri bağlı doğru akım motorlarına nazaran daha küçüktür.

Bazı hallerde seri ve paralel bağlı doğru akım motorları beraberce kullanılırlar. Böylece tutma momenti yüksek ve devri yüke bağlı olmıyan bir sistem elde edilmiş olur.

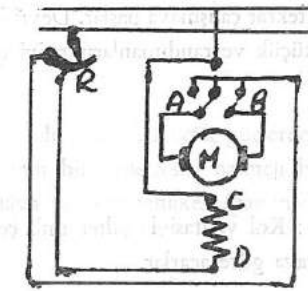
Motorlarda daha büyük güç, sık sık açma kapama (çalıştırma) ve hassas ayarlama imkânına sahip olabilmek için Leonard-Aggregat kullanılır. Şekil 63 de bu sistemin şeması görülmektedir.

Leonard aggregat, bilhassa dökümhane gezer kreynleri, yüzer kreynlerinde, konveyörlerde kullanılır.

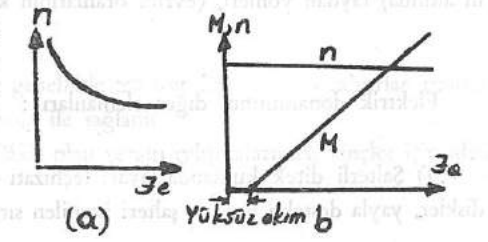


Şekil : 60, Seri motor akım şeması :
motoru şeması

A-B Endüvi statörü, C-D alan, R direnç



Şekil : 61, Paralel sarım
doğru akım motoru şeması



Şekil : 62; (a) İkaz akımına bağlı
doğru akım motorunun devri
(b) : Yüik altında paralel bağlı doğru
akım motorunun durumu.

A = Tahrik motoru (dizel motoru, doğru akım veya asenkron motorundan biri olabilir.)

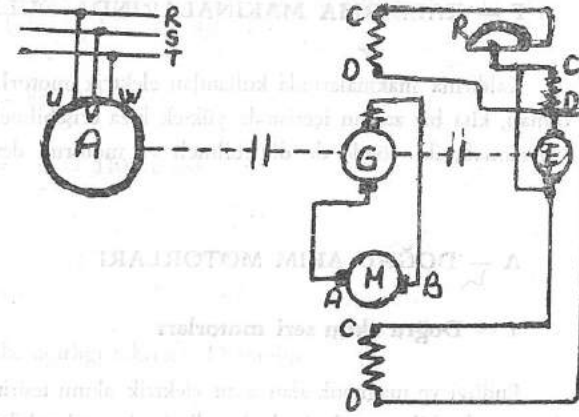
B = Leonard-Jeneratörü,

E = İkaz dinamosu

M = Motor, A-B = Statör

R = Direnç, C-D : Alan

Bu sistem sayesinde devir istenilen değerde ayarlanabilir ve yüke bağlı değildir.



Şekil : 63; Leonard-Aggregat şeması.

B — ALTERNATİF AKIMLI MOTORLAR :

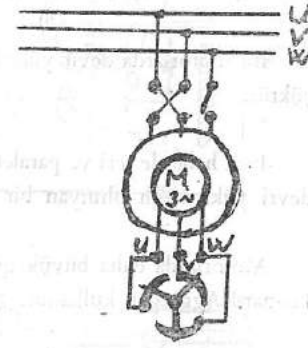
Genellikle indüktif tesirli asenkron motorlar kullanılırlar. Kısa devre rotorlu motorlar daha ziyade küçük güçteki kaldırma makinelerinde kullanılırlar. Diğer hallerde bilezik rotorlu motorlar kullanılır. Rotor, küçük güçlerde iki fazlı büyük güçlerde üç fazlı olarak bağlanmıştır.

Endüktör sarımı direk olarak harici devreye bağlı olup, rotor sarımının uçları ise dirençleri ayarlanabilen üç bileziğe bağlanmıştır. Bu üç direnç aynı anda açılıp kapanabilirler. Şekil 64.

Motorun devir yönünün değiştirilmesi istendiğinde, endüktör sarımının iki harici bağlantısının birbirine değiştirilmesi kâfi gelir. Motorun devri, kutup sayısına ve harici bağlantının frekansına bağlıdır. Frekansı 50 Hz olan bir harici bağlantıda normal motor devirleri 1500, 1000, 750, ve 600 dır.

Asenkron motorunun normal devri hem yüküzsüz durumda ve hemde rotor dirençleri devreye girdiğinde vardır. Motor güç vermeye başladıkça ve dirençlerin devreye girmesiyle devir biraz düşmeye başlar.

Devri yüksek olan motorların hacimleri küçük ve ucuzdurlar, fakat çabuk aşınır ve çevrim oranları yüksektir. Bunlar hızlı ilk hareket için uygundur. Eğer asenkron motor, düşme momentinin üzerinde bir momentle yüklenirse motor derhal durur ve yükün azalmasıyla motor tekrar çalışmaya başlar. Devri küçük olan motorların (n = 600/d/dak. m altında) faydalı yönleri, çevrim oranlarının küçük ve randımanlarının iyi olmalarıdır.



Şekil : Alternatif akım motor şeması

Elektrik donanımının diğer elemanları :

α) Şalterli direk kumanda (ayar) teçhizatı : Kol vasıtasıyla şalter mili çevrilir. Mil üzerinde bulunan eksantrik diskler, yayla destekli her bir şalteri istenilen sıraya göre açarlar.

β) Dirençler : Dirençler genellikle (Cu, Ni alaşımı) tellerden meydana gelmiştir. Direnç kademeli bağlama başlıklarına sahiptir.

μ) Ana ve yardımcı akım limit salteri : Bunlar kaldırma ve işletme hareketlerini sınırlamak için gereklidir.

Aşağıdaki tablo 9 da motor tip ve güçleri verilmiştir. M_K : Devrilme momenti, M_N : Nominal moment.

Tip hR	ED % 25			ED % 40			ED % 65			Rotor savurma momenti GD ² (kgm.)	Ağırlık (Kg.)
	Nominal güç (PS)	Nominal devir (d/dak.)	$\frac{M_k}{M_n}$	Nominal güç (Ps)	Nominal devir (d/dak.)	$\frac{M_k}{M_n}$	Nominal güç (PS)	Nominal devir (d/dak.)	$\frac{M_k}{M_n}$		
671-6	12,9	920	2,2	11,6	930	2,4	10,2	935	2,6	0,45	128
771-6	17,5	930	2,2	15,5	935	2,4	1,4	940	2,6	0,65	148
971-6	20,0	935	2,2	21,0	940	2,4	20,0	945	2,6	0,95	175
1271-6	37,0	940	2,4	32,5	945	2,7	30,0	950	2,9	1,70	250
1371-6	51,5	950	2,4	46,0	955	2,7	42,0	960	2,9	3,05	325
1271-8	27,0	705	2,1	24,5	710	2,3	22,0	715	2,5	1,95	245
1371-8	41,0	715	2,1	35,5	720	2,3	32,5	720	2,6	3,15	320
1571-8	54,5	715	2,2	49,0	720	2,4	45,0	725	2,6	5,80	450

Diğer Güç Kaynakları :

a) Dizel motorları : Hareketli döner kreynler, vasıta üzerine monteli kreynler 1500-2000 d/dak. lı dizel motorları ile tahrik edilirler. Motorun ağırlıkları 8-10 kg/PS olup su veya hava soğutmalıdır. Muhtelif hareketlerin sağlanması için şalterli kavrama ile bağlanmıştır.

Dizel elektrikli büyük yüzer ve seyyar kreynlerde, dizel motoru sabit bir devirle harici ikazlı doğru akım jeneratörünü çevirir. Çeşitli hareketlerin sağlanması için jeneratörden, sabit ikazlı tahrik motorları beslenirler.

Orta veya büyük güçteki seyyar kreynlerinde ekseriya elektrikle kuvvet iletimi mevcuttur. Fakat tahrik, dizel motordur. Dizel motoru kendiliğinden ikazlı jeneratörü tahrik eder. Kreyn motorları jeneratöre normal dirençli şalterlerle bağlıdır. Eğer jeneratör dizel motoru tarafından sabit bir devirle çevrilirse, jeneratörün gerilimi, yüküzsüz durumdaki maksimum durumdan, yüklü durumdaki minimum değere kadar düşer. Gerilimin bu minimum değeri, motor momenti dolayısıyla, kanca yükünün sınırlayan emniyetli azamı akıma tekabül eder. Motorun devri artan yük karşısında otomatikman düşmeye başlar. jeneratörün gerilimine ve dolayısıyla motorun devrine tesir etmek için, gaz pedalını hareket ettirmek lazımdır.

b) Hidrolik motorlar :

Kaldırma makina elemanlarının doğru hareketleri, basit veya çift tesirli piston üzerinden basınçlı yağ ile sağlanır. Yağ basıncı, genellikle 120 atüye kadar basit dişli pompa ile sağlanır. İşletme basıncının daha büyük olduğu hallerde, pistonlu pompalardan istifade edilir. Basınçlı yağ, kumanda organları tarafından iş silindirene ayarlı olarak gönderilir.

Dönme hareketlerinin kademesiz olarak yapılması istenirse (maden endüstrisindeki seyyar kreynlerde), pompalar radial veya aksiyal pistonlu veya son zamanlarda çok kullanılan döner pervaneler olurlar. Bunlara ait motorlarda aynı yapıya sahiptirler.

c) Pnömatik motorlar :

İş silindirisinin kaldırıcı pistonlarının yolu kısadır. Küçük güçlerde genellikle ≈ 6 atüyük basınçla çalışırlar (meselâ dökümhanelerde). Kavrama ve dişlilerinin birbirine tesiri basınçlı hava ile sağlanır.

Hava basınçlı dişli pompaları, bilhassa patlama tehlikesi (gaz infilâki) olan yeraltı çalışmalarında, vinçler için ideal bir tahrik elemanıdır.

G — KREYNLER :

Kreynlerin gövdesi (taşıyıcı kısım) genellikle normal profillerden veya şekillendirilmiş sac konstrüksiyondan teşekkül etmiştir. Malzeme, St 37 kalitesinde çelik veya daha kaliteli (St 52) çeliği (hadde profilleri ve saclar), hafif yapı için köşeli profiller, soğuk çekilmiş ve haddelenmiş profiller, perçin (St 34 veya St 44) cıvatalar (St 38, St 52) dir.

Seçilen kreyn iskeleti yapısına, yerine, büyüklüğüne ve istikametine göre tesir eden dış kuvvetler tespit edilir. Statik yolla dahilî kiriş kuvvetleri, eğilme momentleri, enine kuvvetler çizimle veya hesaplara bulunarak meydana gelen gerilmeler saptanır. Bu gerilmeler, mevcut yüklenme durumuna göre, seçilen malzemelerin emniyetli gerilme değerlerinden daha küçük olmalıdır. Hareket yükünün en kritik durumları, elemanların kendi ağırlıkları, rüzgâr ve frenleme kuvvetleri ve gerilmelerin birbiri üzerine etkileri hesaplarda ayrı ayrı dikkate alınmalıdır.

KREYN ÇEŞİTLERİ :

1 — Gezer kreynler: Bunlar kaldırma ve indirme, araba hareketleri ve kreyn hareketleri olmak üzere üç ayrı hareket yapacak şekilde imal edilirler. Herbirinin tahrik sistemi ayrıdır. Bu kreynler bilhassa atelyelerde ve malzeme sahalarında kullanılırlar.

Elle hareketli gezer kreynlerinde, tüm veya sadece kreyn hareketi zincir ve zincir dişlisi vasıtasıyla yapılır.

Motorlu gezer kreynlerde taşıyacağı yük ve kaldıracağı yükseklığe bağlı olarak işletmedeki hızlar normlaştırılmış olup, tablolardan okunurlar.

Tablo : 10 Motorlu gezer kreynlerde taşıma güçleri ve iş hızları

Kreyn işletme şekli			I Hafif işletme	II Normal işletme	III Ağır işletme
Saatteki azamî iş sayısı adet/saat			18 e kadar	30 a kadar	60 a kadar ve (daha fazla)
Araba hızları [m/dak.]			16-31,5	20-40	25-63
Kreyn hızları [m/dak.]			25-63	50-100	63-160
Kaldırma hızları [m/dak.]	Kaldırılan yük [ton]	3,2	6,3	16	31,5
		5	6,3	16	31,5
		8	5	12,5	25
		(10)	5	12,5	25
		12,5	5	12,5	25
		(16)	5	10	20
		20	4	8	16
		32	3,15	6,4	12,5
		50	2	4	8
		80	2	2-5	5
		100	2	2-4	4
Hassas kaldırma $\frac{m}{dak.}$		0,3	0,5-0,8-1,0	1,25	

Kreyn köprüsü : Kreyn gövdesi arabanın hareket sahası olan ana taşıyıcı kısım ile onu destekleyen, tamamlayan yardımcı yapıdan ibarettir. Ana ve yardımcı taşıyıcılar arasındaki yatay kuvvetleri baş kirişleri destekler.

Hadde profillerinin ve taşıyıcı sac konstrüksiyonunun seçiminde ele alınacak hususlardan biri kreyn köprüsünün ortadaki eğilmenin değeridir. Bu eğilme $(1/500 + 1/600) L$ değerinden daha büyük olamaz. L = köprü tekerler arası mesafesi. Motorlu kreynlerde ise eğilme azamî $(1/750 + 1/1000) \cdot L$ olabilir. $L/[m]$.

Tablo : 11 Normal kreyn arabasının taşıyacağı yükte göre kendi ağırlığı :

Taşıma gücü Q [ton]	5	(8)	(10)	12,5	16	20	32	50
Arabanın ağırlığı G_0 [ton]	2,4	3,5	3,7	4	5	6	8	10

Tablo : 12 Kreynler için tahrik sisteminin gruplandırılması

Gruplar	Hareketin sıklığı	Yüklenme durumu
I	Ayarlama hareketleri	gelişi güzel
II	Hareket sıklığı az	kısmî yüklenme
III	Hareket sıklığı az sık sık hareketler	kısmî yüklenme azamî
IV	Sık hareketler	Azamî yüklenme
V	Sık	İmalât cevher yüklenme haddehane

I : Döner, yüzer kreynler ve yüklenme köprüleri.

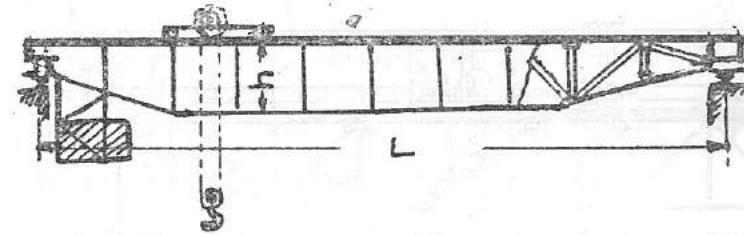
II ve III : Genellikle bütün atelyeler ve dökmühane kreynleri

IV : Çeşit parça ve blok taşıma kreynleri

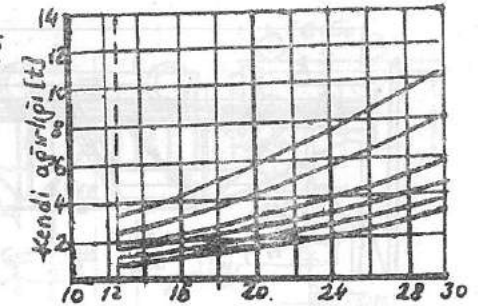
V : Kokil, blok, derin firm ve sıyırma kreynleri.

Tablo : 13 Kreynlerde kullanılan çelik telli halatlara ait k ve c faktörleri ve v emniyet sınır değerleri

Kreyn Grupları	Halat		Tambur C	Makara C	Dengeleme makarası C
	Takribî v değerleri ($\sigma_b = 180 \text{ kg/mm}^2$ için)	k	Çelik telli halatlar için ($\sigma_b = 160$ ve 180 kg/mm^2)		
I	5,5-6,0	0,30-0,32	5-6	5,5-7	4,5-5
II	5,5-6,0	0,30-0,32	6-7	7-8	4,5-5,5
III	6-7	0,32-0,34	7-8	8-10	5-6
IV	7-8	0,34-0,37	8-9	9-12	6-7,5
V	8-9,5	0,37-0,40	8-9	9-12	6-7,5



Şekil : 65, Profil ve sac konstrüksiyonlu gezer kreyn köprüsü



Şekil : 66, Kreyn ağırlığı ile köprü arası mesafesi [m] bağıntısı

P = Teker basıncı (Kg.)

L = Tekerler arası mesafesi (m.)

b = Arabanın tekerler arası mesafesi (m)

f_m = Köprü ortasındaki eğilme (cm.)

E = Elastisite modül = $2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$
olduğuna göre köprünün gerekli atalet momenti J_{ger} .

$$J_{ger} \approx \frac{P}{48 \cdot E \cdot f_m} \cdot (L-b) [3 \cdot L^2 - (L-b)^2] [\text{cm}^4] \text{ dür.}$$

Şekil 65 e göre h ve h_0 yüksekliklerinin değerleri;

$$h = (1/12 \div 1/15) L \text{ ve } h_0 = (0,4 \div 0,5) h \text{ dir.}$$

Kreynin taşıma gücüne göre sac kalınlıkları : $s = 6 \div 12 \text{ mm. dir.}$

Eğilme momentleri :

1. Daimi yükten meydana gelen eğilme momenti :

$$G_1 = q \cdot L = \text{Kreyn köprüsünün tüm ağırlığı}; \quad G_2 = \frac{\text{Hareket eden sistemin ağırlığı}}{2}$$

(q = Metre başına düşen ağırlık.)

Buna göre köprünün ortasındaki max. Eğilme momenti :

$$ME_{max} = \frac{G_1 \cdot L}{8} + \frac{G_2 \cdot L}{4}$$

Gerektiğinde kreyn operatör mahalli G_L nin ağırlığı da dikkate alınmalıdır.

2. Hareketli yükün meydana getirdiği eğilme momentleri :

Q = kaldırılan yük,

Arabanın her teker üzerine isabet eden

G_o = Arabanın ağırlığı

teker basıncı $P \approx \frac{Q+G_o}{L}$

Buna göre max. Eğilme momenti :

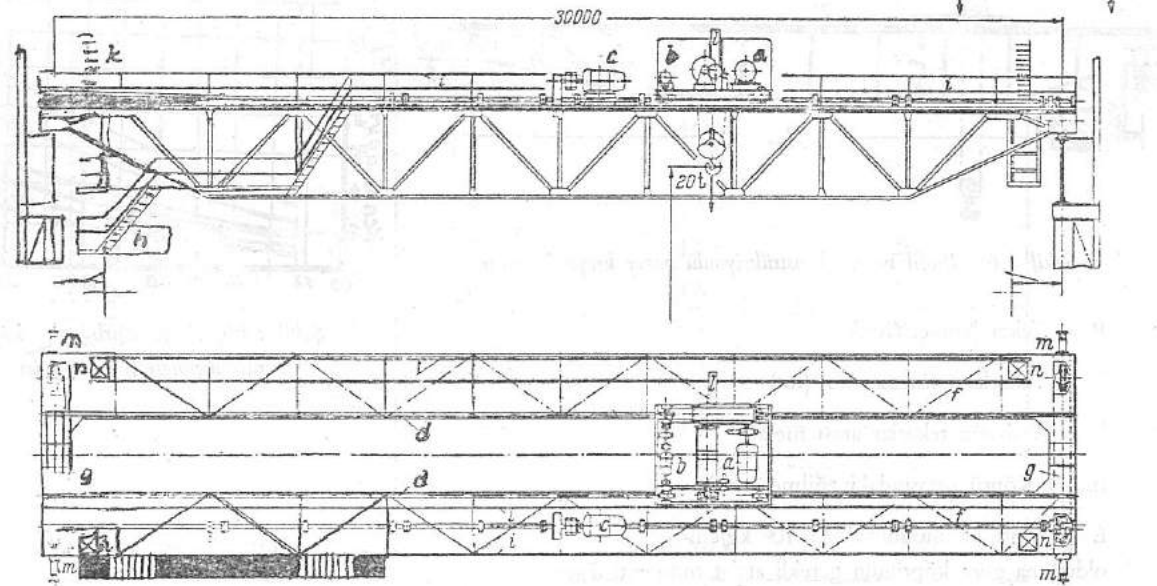
$$ME_{max} = \frac{P \cdot (L-b/2)^2}{2 \cdot L} \text{ dir.}$$

Eğer arabanın tekerleri üzerine tesir eden P_1 ve P_2 kuvvetleri eşit değilse, meydana gelen max. Eğilme momenti;

$$ME_{max} = \frac{(P_1 + P_2) \cdot (L-b_1/2)^2}{4 \cdot L}; R = P_1 + P_2 = \text{toplam kuvvet}$$

$b_1 = R$ kuvvetinin köprünün ortasına olan uzaklığı.

Kreyn köprüsünün tekerler arası mesafesi 12,5 m. den daha büyükse konstrüksiyonu şekil 67 deki gibi uygulamak yerinde olur. Burada köprünün h yüksekliği $h = (1/10 \div 1/12) L$ dir.



Şekil : 67, Elektrikli gezer kreyn, taşıma gücü 20 ton ve köprü uzunluğu 30 m. (FİRMA KRUPP), a: motoru ile kaldırma hızı 9 m/dak, b: motoru ile tahrikli arabanın hareket hızı 41 m/dak, c: motoru ile tahrikli kreynin hareket hızı 92 m/dak, d: Ana taşıyıcı kireşler, e: yardımcı taşıyıcı kişiler, f: delikli saçtan bağlantılar, g: köprübaşı kirişleri, h: operatör mahalli, i: muhafaza, l: kablo bağlantıları, l: elektrik akımı giriş bağlantıları, m: tampon, n: merdiven

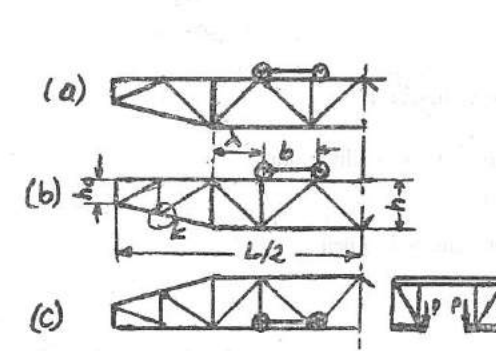
Şekil 68 de gezer kreyn köprülerinin konstrüktif tipleri görülmektedir.

a : Perçin bağlantılı trapez şekilli köprü

b : Kaynaklı, basit köşelendirilmiş köprü (k)

c : Nadiren imal edilen alt tabandan arabalı köprü.

Şekil 69 da, kreyn köprülerinin alt ve üst yapı bağlantıları görülmektedir.



Şekil : 68, Gezer kreyn köprü tipleri.

Bunlar ana taşıyıcı kiriş sistemleridir.

a,b : Perçin bağlantılı tipler,

c,d : Kaynak bağlantılı konstrüksiyon çeşitleridir.

Köprü başının konstrüksiyonu :

Bu kısmın konstrüksiyonu ve hesapları kreyn hareket sistemleri ile yakinen ilgilidir. Bu kısımda U profillerinden ve saçlardan kaynak ve perçin bağlamalı olarak imal edilmişlerdir.

Daimi yükü teşkil eden elemanlar, kreyn ana ve yardımcı taşıyıcı elemanlarının ağırlıklarının toplamının yarısıdır (Yani : $G_{Hsol}/2$, $G_{Nsol}/2$ ve $G_{Hsağ}/2$, $G_{Nsağ}/2$). Operatör mahallinin ağırlığının yarısı da buna eklemek gerekir. $G_{FA} = \frac{G_F (L-f)}{L}$

En büyük eğilme momenti hareketli yükten meydana gelmektedir. Arabanın ağırlık merkezinin kreyn tekerine olan uzaklığı e olduğunda $M_E = Pp \cdot \frac{L-s}{2} = \frac{Q + G_o}{2} \cdot \frac{L-e}{L} \cdot \frac{L-s}{2}$ dir.

Şekil 70 de kreyn köprü başı kuvvet şemaları görülmektedir.

a : Durum şeması, b : Daimi yükle ve bunların meydana getirdiği momentin dağılışı. c : Hareketli yükün meydana getirdiği moment.

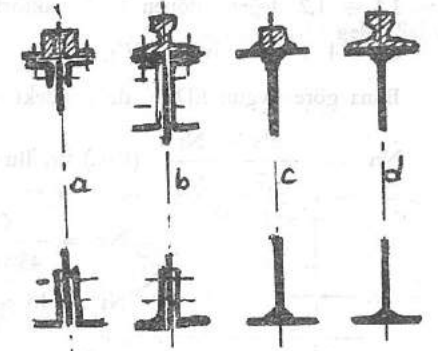
Kreyn hareket sistemi hesapları :

Kreyn tekerlerinin seçimi en büyük teker yüküne bağlıdır. Değişmeyen şartlar ve sabit ivmedeki mukavemet direnci W

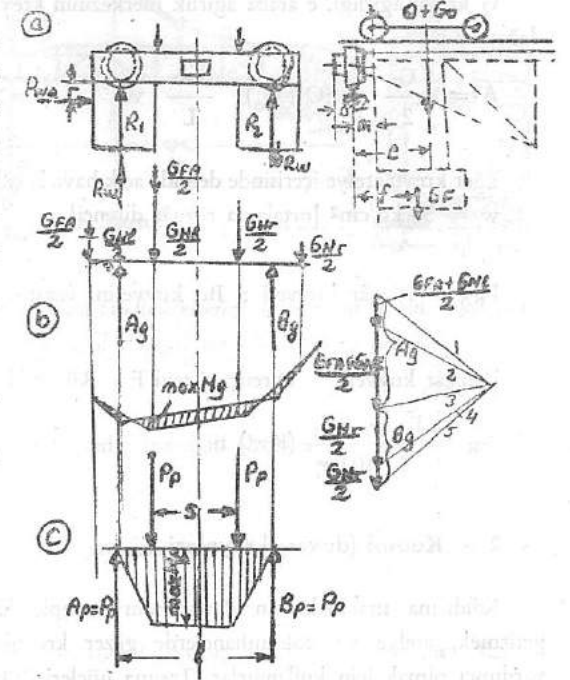
olduğunda ve tam yükteki motor gücü : $Nv = \frac{W \cdot V'_L}{60 \cdot 102 \cdot \eta}$ (Kw.)

Tüm kreyn kütlesini G_T/g yi, t_a (saniye) zamanı içinde V [m/dak.] hızına çıkarmak ve dönen kütlelere ivme sağlamak için, hareketin nihayetinde şu ivme gücü gereklidir

$$Ni = (1,1 \approx 1,2) \cdot \frac{G_T}{g} \cdot \frac{V'_L}{60 \cdot t_a} \cdot \frac{V'_L}{102 \cdot \eta} \text{ (Kw.)}$$



Şekil : 69, Köprünün alt ve üst yapı bağlantı şekilleri.



Şekil : 70, Kreyn köprübaşı kuvvet şemaları

V_L = Hareket hızı (m/dak)
 η = Tüm randıman.

Gr ve W değerleri kg olarak formüle konacaktır.

1,1 ÷ 1,2 değeri, dönen kütle faktörleridir.

ta = 4 ÷ 10 saniye, ve V'L = 25 ÷ 160 (m/dak.)

Buna göre uygun ED % değerindeki motorun normal güç hesabı :

$$N_n = \frac{N_v + N_i}{(1,7 \div 2,0)} \quad (\text{Kw.}) \quad \text{tır. Bu değerlere göre motor tespit edilmiş olur.}$$

$$N_v = \frac{Q \cdot V}{4500 \cdot \eta_{\text{tüm}}}; \quad \text{Motor tam yük gücü}$$

$$N_i = \text{Motor ivme gücü}$$

Kepçe kreynlerde ve yükleme köprü kreynlerinde motorun ısınması kontrol edilerek araştırılmalı, gerekirse daha büyük güçte motorun seçimine gidilmelidir. ta, t, tx zamanlarındaki motorun ortalama gücü :

$$N_{\text{ort}} = \frac{(N_v^2 + N_i^2) t_a + N_v^2 \cdot t + N_i^2 \cdot t_x}{t_a + t + t_x}; \quad \text{Buradan } N'_{\text{normal}} \approx 0,9 \cdot N_{\text{ort}}.$$

ta = hareket süresi

tx = frenleme süresi,

Frenleme gücü N'F = (Ni - Nv) · η² dir.

Hareket tahrik mili ve teker dişli grubunun hesaplarında gözönüne alınacak kuvvet, arabanın köprü üzerindeki en kritik yüklenme değeridir (Max. Yüklenme durumu).

G kreyn ağırlığı, e araba ağırlık merkezinin kreyn tekerine mesafesi olduğuna göre, köprü başlarındaki kuvvetin değerleri :

$$A = \frac{G}{2} + (Q + G_o) \cdot \frac{L - c}{L} \quad \text{ve} \quad B = \frac{G}{2} + (Q + G_o) \cdot \frac{c}{L} \quad \text{dır.}$$

Eğer kreyn atelye içerisinde değilde açık havada çalışıyorsa, rüzgâr direncinin büyüklüğünü kontrol etmek lâzımdır : w = 50 kg/cm² [ortalama rüzgâr direnci].

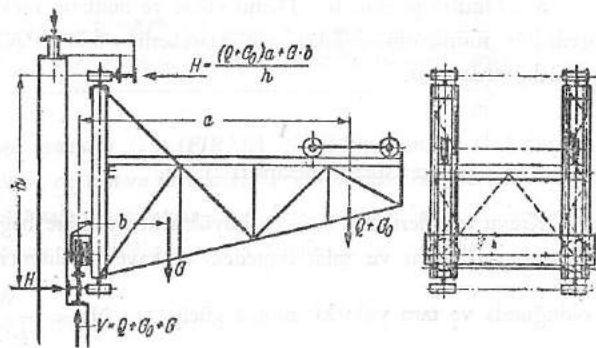
PRa = rüzgâr kuvveti : Bu kuvvetin yarattığı teker basıncı : RR = PRa · r dir. Şekil 70 e bakınız.

Rüzgâr kuvveti = Direnç yüzeyi F · Rüzgâr basıncı w dir. Bu direnci yenmek için ilâve motor gücü :

$$N_R = \frac{F \cdot w \cdot V'_L}{60 \cdot 102 \cdot \eta} \quad (\text{Kw.}) \quad \text{tır.}$$

2 — Konsol (duvar) kreynleri :

Kaldırma makinalarının donanımını komple hale getirmek, atelye ve dökümhanelerde gezer kreynlere yardımcı olmak için kullanılırlar. Taşıma güçleri 2;3,2; 5;8 ve 10 tondur. Kaldırma sahası 4-10 m. kadardır. Araba hızı 120 m/dak. ya kadardır. Köprü bir kiriş etrafında dönebilir ve köprü üzerinde araba vardır. Şekil 71 de sabit köprülül, bir konsol kreyninin şekli ve tesir eden kuvvetler görülmektedir.

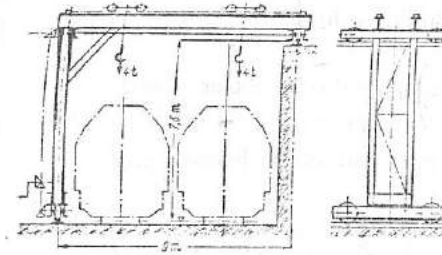


Şekil 71, Sabit köprülül bir konsol kreynleri

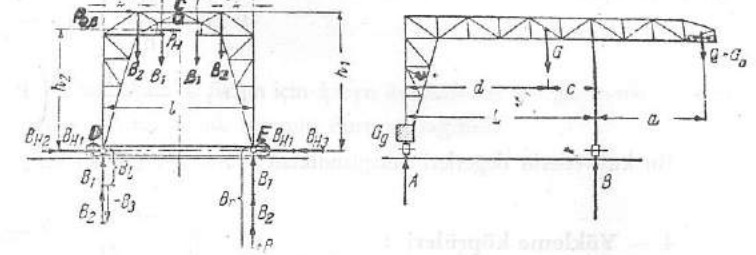
Genellikle bu tip kreynler sütun etrafında dönebildiklerinden kreyn kolu mesafesindeki daire alanı içerisindeki yükleri kaldırabilir. Bunlar gemi üzerinde de inşa edilerek, diğer gemilere yükleri boşaltma ve alma hizmetlerinde kullanılır.

3. Sehpa kreynleri :

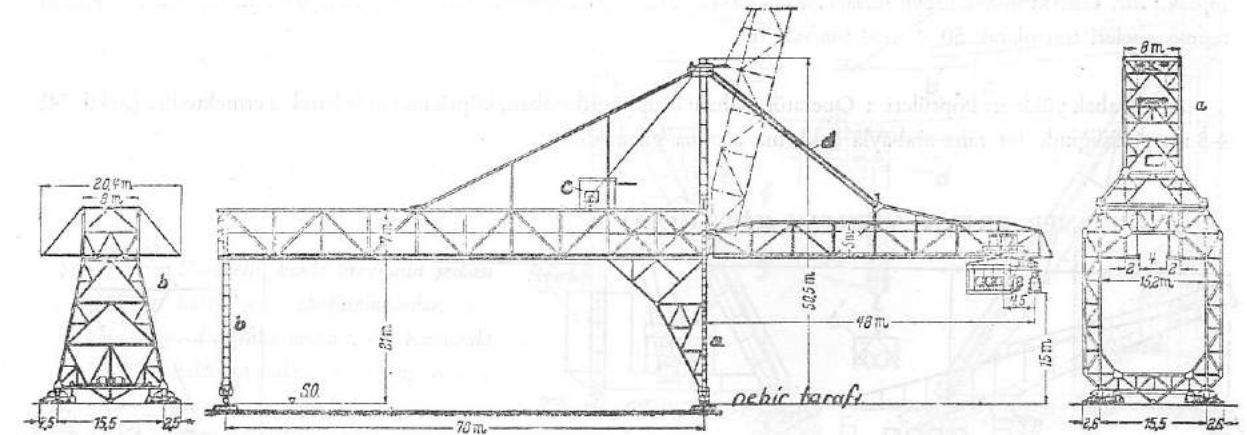
Kreyn köprüleri bir veya iki kirişle desteklenmişlerse, yarım veya tam girişli sehpa kreynleri meydana gelir. Şekil 72 ve 73 de sehpa kreyni ile ilgili şema ve tesir eden kuvvetler görülmektedir.



Şekil : 72, iki arabalı, yarım girişli (kapılı), taşıma gücü 4 t. olan sehpa vinci



Şekil : 73 Tek, tarafı vinç kolu sehpa vinci, B mafsallı destek



Şekil : 74, Döner arabalı yükleme köprüsü, Taşıma gücü 16 tondur. Nehir tarafındaki kreyn kolu köprü tarafına çekilebilir. a : Sabit destek, b : mafsallı destek, c : kreyn kolunu çekme mekanizması, d : meyil verilebilen çekme çubuğu.

Sabit kreyn olarak demiryolu veya işletme İstasyonlarında, ray üzerinde; hareketli olarak açık işletme sahalarında veya limanlarda kullanılırlar.

Kreyn kolları köprünün bir veya iki tarafında bulunabilir. Köprü aralıkları daha büyük olan sehpa kreynlerine yükleme köprüleri denir.

Sehpa kreynlerinin taşıma güçleri 5-12 tondur. Normal olarak 8 m. aralıkta iki ray üzerinde hareket eder. Vasıta giriş kısmının yüksekliği 6-7 m. dir.

5 ile 20 ton taşıma gücünde, kreyn köprü uzunluğu 10-25 m. olan hareket edebilen sehpa kreynleri tamamen elektrikle çalışır. Taşıma gücü 300 t. olan sehpa kreynleri de vardır.

Şekil 73 de, sistem C,D,E noktalarından mafsallı olarak kabul edilerek aranılan değerler kolayca bulunabilir. Eğer araba, kreyn kolu ucunda bulunursa, B mafsal noktasına maksimum yük tesir etmiş olur. Buna göre :

$$B_1 = \frac{Q + G_o}{2} \cdot \frac{L + a}{L} \quad \text{ve} \quad G \text{ kreyn ağırlığı olduğunda } B_2 = \frac{G}{2} \cdot \frac{d}{L} \quad \text{dir.}$$

ufki yönde tesir eden kuvvetler, rüzgâr kuvveti P_{rb} ve kütle kuvveti P_H dir. Bu harici kuvvetler dikkate alınarak, kuvvet reaksiyon bağlantılarından şu değerler elde edilir :

$$\text{Düşey yönde : } B_1, B_2, B_3 = \pm \frac{1}{1} \cdot (P_{rb} \cdot h_1 + P_H \cdot h_2)$$

$$\text{Yatay yönde : } B_{H1} = \pm \frac{1}{h_1} (B_1 \cdot i + B_2 \cdot k)$$

$$B_{H2} = \frac{1}{h_1} \left[B_3 \cdot \frac{1}{2} - P_H (h_1 - h_2) \right]$$

$$B_{H3} = -\frac{1}{h_1} \cdot \left(B_3 \cdot \frac{1}{2} \right) \text{ dir.}$$

Bu kuvvetlerin değerleri hesaplandıktan sonra, her taşıyıcı kiriş üzerine gelen kuvvetlerin hesabına geçilir.

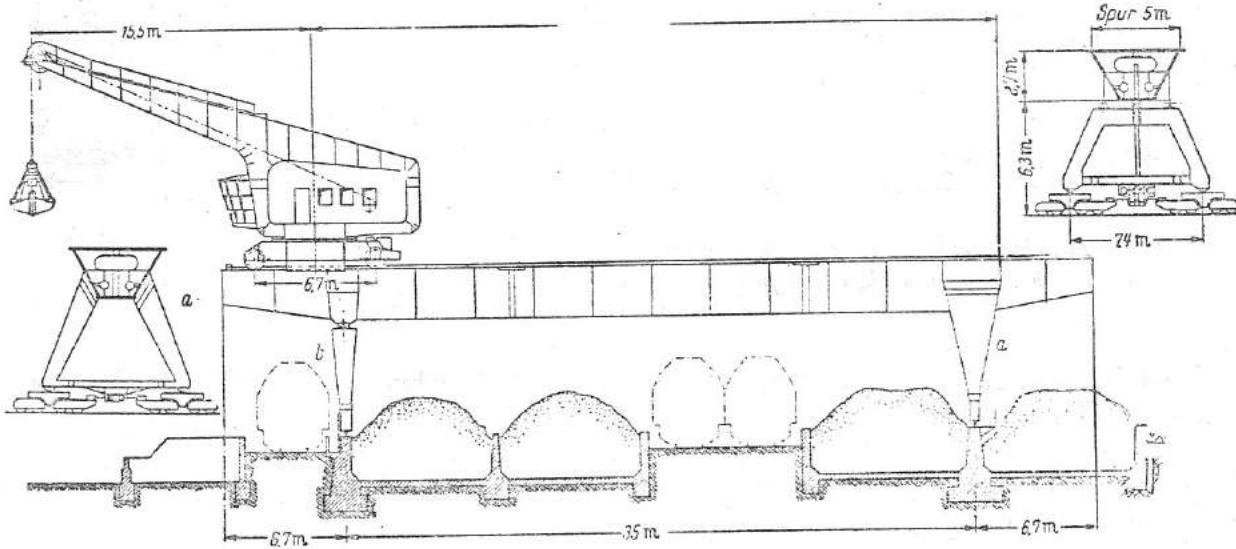
4 — Yükleme köprüleri :

Bugün daha ziyade konveyör sistemleriyle beraber kullanılan yükleme köprüleri, malzemelerin taşınmasında büyük kolaylıklar sağlarlar. Şekil 74 de bir yükleme köprü modeli görülmektedir (KRUPP-MAN imalı).

Bu tip kreynlerin taşıma güçleri 3 ÷ 30 tondur. Taşıma yoluna göre, kaldırma hızları 4-100 m/dak. (veya 80-300 m/dak.) dir. Üstteki döner kreyn hızları ise 60-200 m/dak. (veya köprünün hızı azami 60 m/dak. ya kadardır. Bunların taşıma güçleri ton olarak 50 ÷ 500 ton/saat tır.

α) Arabalı yükleme köprüleri : Operatör mahalli olan köprü arabası, köprü üzerinde hareket etmektedir. (Şekil 74) 4-5 m. genişliğinde bir saha arabayla kaldırma alanına girmektedir.

β) — DÖNER KREYNİ YÜKLEME KÖPRÜLERİ :



Şekil : 75, Döner kreynli yükleme köprüsü (DEMAG), Cevher aktarılması için kullanılan bu sistemdeki kreynin taşıma gücü 10 tondur. Köprünün hacmi 1,6 m³ ve ağırlığı 4,5 tondur. a : sabit, b : mafsallı destek.

Döner kreynin büyük ağırlığına rağmen, uygun konstrüksiyon sayesinde köprünün ağırlığı arabalara nazaran daha büyük değildir. Bunlar, daha ziyade nehir limanları, malzeme ve hurda sahalarında kullanılırlar. Döner kreyn sayesinde yükleme köprüsünün nehir tarafındaki kolundan tasarruf edilmiş olur. Yani köprü uzatması daha kısadır.

Şekil 76 da yükleme köprülerinde uygulanan konstrüksiyon tipleri görülmüyor.

Küçük tip yükleme köprülerinde köprü tekerleri köprü ortasında bir motor vasıtasıyla transmisyon mili üzerinden tahrik edilir. Büyük tip yükleme köprülerinde ise :

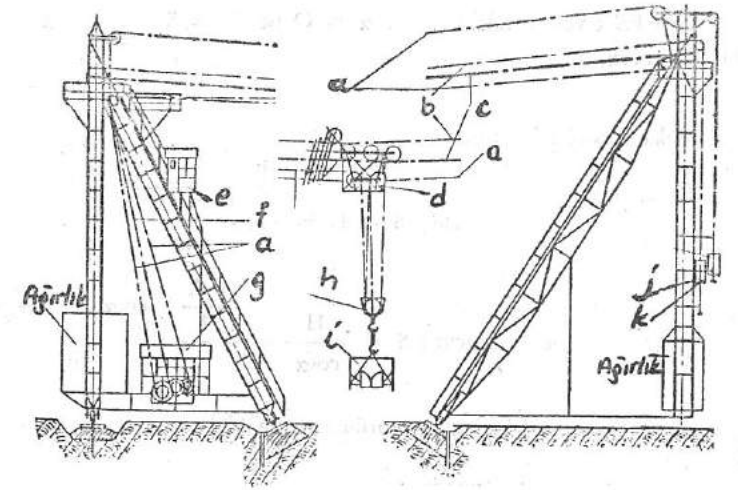
- 1) Her teker tarafı müstakil bir tahrik gücüne sahiptir. İki tahrik sistemide bir mil bağlantısıyla eşit hızlanmaya zorlanır. Bundan dolayı, sistemin konstrüksiyonu, hareket direnci büyük olan taraf dikkate alınarak uygulanır.
- 2) Yukarıda 1. deki gibi. sadece her iki tahrik sisteminin bir elektrik kavraması vardır. «Elektrik mil»
- 3) Meyilli ayarlanabilen köprülerde, her iki hareket kısmı için ayrıca bir mekanik veya elektrikli kavramaya ihtiyaç yoktur.

Havanın aniden rüzgârlı oluşu bu sistemi tehlikeye sokabilir. Onun için kreyn üzerinde bir «rüzgâr saati» bulunur. Rüzgâr belirli bir hıza eriştiği zaman, bu saatten kumanda alarak sistemin durması sağlanır.



Şekil : 76, Yükleme köprüsü taşıyıcılarının kesitleri a,b : Arabalı yükleme köprülerinde. c : dönerkreynli yükleme köprülerinde, d,e : Trapez şekilli delü profil

Şekil : 77, Hareketli kablo kreyninin şeması a : Hareket halatı, b : Düşümlü halat, c : Taşıma halatı d : Halat arabası, e : Kumanda kabini, f : kaldırma halatı, g : Vinç kabini, h : zincir makarası, i : kübel, j : halat germe ağırlığı, k : Düşüm halatının germe ağırlığı.



5 — Kablo kreynleri :

Bilhassa büyük sahalarındaki, çeşitli malzeme ve araçların taşınmalarında kullanılırlar.

Genellikle çelik konstrüksiyon iki direk arasına bir veya birçok halat bağlantısı yapılmıştır. Bu halat bağlantıları aynı zamanda arabanın hareket organıdır. Yani arabalar, halatlarla ileri geri hareket ederler.

Direk aralıkları 150 ÷ 400 m. (800 m. ye kadar). Taşıma güçleri 2-5 tondan 20 tona kadar. Özel hallerde 150 tona kadar olabilir. Yükseklik tahdit edilmemiştir.

İş hızları : Yükle kaldırma : 60-90 m/dak. Boş iken 150 m/dak. dir. Araba hızları : 8-24 m/dak. dir. Direk hızları ise : 8-24 m/dak. dir. Taşıma yük kapasitesi 250 ton/saat e kadar olmaktadır.

Kablo kreynleri sabit veya hareketli olurlar. Hareketli kablo kreynlerinde direkler aynı anda ve hızda hareket ederler.

Burada taşıyıcı halatlar, ağırlıklarla gerilmişlerdir. Bu halatlar, 3-6 mm. kalınlığında, çekme mukavemetleri 180 kg/mm² olan halatlardır. Halatlar korozyonu karşı mukavim ve yüzeyleri parlaktır.

Halat hesabı : Taşıma halatı çekme mukavemetine karşı 3,5-4 misli emniyet faktörü ile hesaplanır.

Halatın azamî sehimi :

$$f_{\max} = \frac{25}{1} \cdot L \text{ dir. } L = \text{Halat gerilim uzunluğu.}$$

Herhangi bir X noktasındaki sehimin değeri şu bağıntıdan bulunur.

$$f_x = \left(\frac{P}{L} + \frac{q}{2 \cdot \cos \alpha} \right) \cdot \frac{(L-x) \cdot x}{H} ; \text{ dir.}$$

$$x = \frac{L}{2} \text{ için } f_x = f_{\max} \text{ tır.}$$

$P = (Kg) = \text{Arabanın ve yükün ağırlığı.}$

$q = (Kg/m) = \text{Taşıyıcı halatların her metresinin ağırlığı.}$

$S = (Kg) = \text{Halat kuvveti}$

$H = (Kg) = \text{Halat kuvvetinin yatay bileşeni.}$

Taşıma halatı bir ucunda sabit, diğer ucunda makara üzerinden gergin bağlanmıştır.

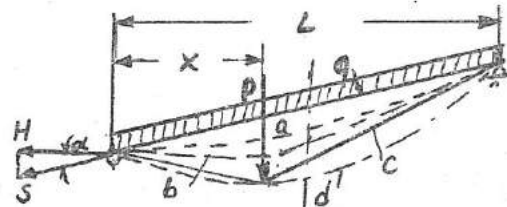
Eğer halat yere paralel ise, yani $\alpha = 0$ ise, $H = S$ dir. Eğer α açısı kadar bir sehim var ise, H nin değeri : $H = S \cdot \cos \alpha$, dir.

Halat kuvvetinin değeri :

$$\alpha = 0 \text{ için : } S = H = \frac{\frac{P \cdot L}{4} + \frac{q \cdot L^2}{8}}{f_{\max}} \text{ tır.}$$

$$\alpha = \alpha \text{ için : } S = \frac{H}{\cos \alpha} = \frac{\frac{P \cdot L}{4} \cdot \cos \alpha + \frac{q \cdot L^2}{8} \cdot \cos^2 \alpha}{f_{\max}}$$

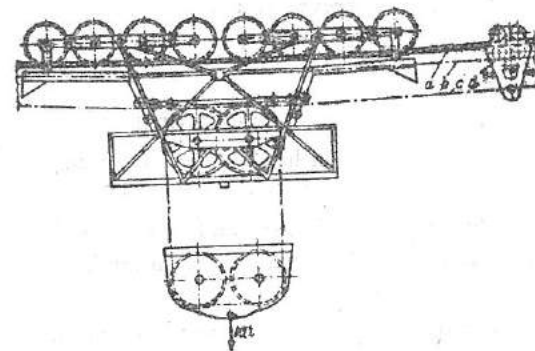
Taşıma halatının kullanma ömrünün uzun olması için teker basıncı R [kg] nin halat kuvveti S [kg] ye oranı $\frac{1}{30} \div \frac{1}{60}$ 1 aşmamalıdır.



Şekil : 78, Kablonun kendi ağırlığı ve taşıdığı yük nedeniyle sehim şeması. a : Taşıma halatının kendi ağırlığı ile sehim eğrisi; b : münferit yükler altında sehim; c : a ve b sehimlerinin toplamı; d : Hareket esnasında tümünün toplamı.

Şekil 79 da kablo kreyn arabasının şeması görülmektedir. Şekildeki arabanın taşıma gücü 10 tondur. Kablo kreyn arabalarının konstrüksiyonu, arabanın taşıyacağı gücün değerine çok sıkı bağlıdır.

a : Taşıma halatı, b : Hareket halatı, c : Kaldırma halatı, d : Takip eden kısım.



Şekil : 79, Kablo kreyn arabası (10 ton taşıma gücünde) (firma PÖHLIG)

6 — Döner kreynler :

Bunlar atelyelerde, genellikle her tip işlerde; limanlarda, tersanelerde, cevher yerlerinde, gemilerde vs. kullanılırlar.

Döner kısmın konstrüktif şekillerine göre döner kreynler : Sabit sütunlu, döner sütunlu (ana göbek mili döner), döner tabanlı ve kreyn kolu çekme tertibatlı (wipp sistemli) döner kreynler diye ayrılırlar.

a) Sabit sütunlu döner kreynler :

Sütun, ya yere betonla tespit edilmiş bir taşıyıcı üzerine veya tekerlekli özel bir vasıta üzerine veya hatta bir gemi gövdesi üzerine monte edilmiştir.

Küçük tip kreynler için sütunlar dövülmüş dolu parçalardandır.

Orta tipler için içi boş silindirik, piramit şekilli veya konik silindirik sütunlar kullanılır. Kule tipi imal edilen sütunlar ise, ağır kule kreynlerinde ve yüzer kreynlerinde kullanılırlar.

Sütun üzerine tesir eden kuvvetler, üst kısımda bir boyuna mesnetle, yatay kuvvetler ise, enine boyun yatakları tarafından alınır.

Şekil 80 e göre kreyn hesapları :

Düşey kuvvet : $V = Q + G_1 = \text{Dengeleme ağırlığı yok iken}$

$V = Q + G_0 + G_g \text{ dengeleme ağırlığı } G_g \text{ var.}$

Burada $G_0 = G_1 + G_2$ dir.

Eğer dengeleme ağırlığı G_g nin momenti, kreynin kendi ağırlık momenti + yük momentinin yarısını karşılaması isteniyorsa :

$$G_g = [G_0 \cdot e_0 + \frac{1}{2} Q \cdot a] / b \text{ dir.}$$

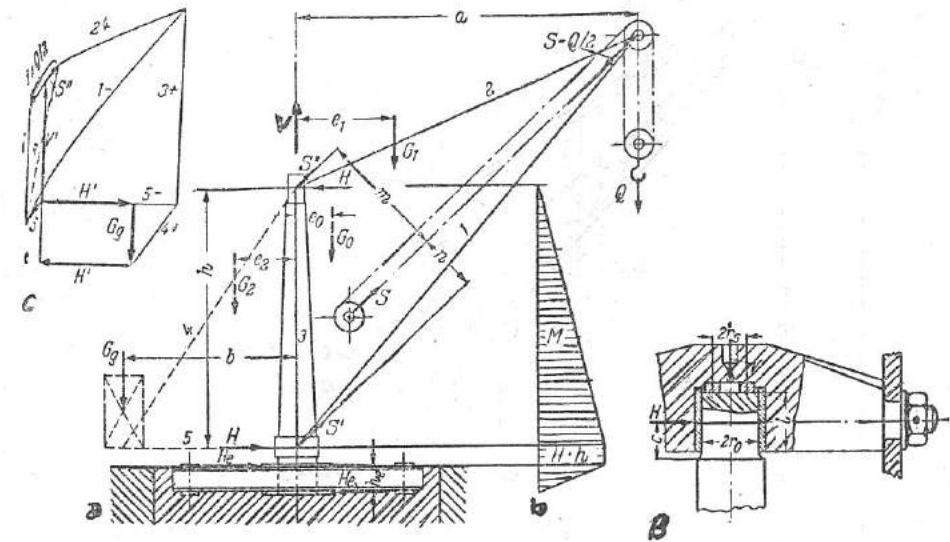
Sütun yüksekliği : $h = (0,4 + 0,6) \cdot a$ dir.

Yatay mesnet kuvvetleri H nin değeri şöyle ifade edilir.

$$H = (Q \cdot a + G_1 \cdot e) / h$$

$$H = (Q \cdot a + G_0 \cdot e - G_g \cdot b) / h \text{ ve burada } G_0 \cdot e_0 = G_1 \cdot e_1 - G_2 \cdot e_2 \text{ dir.}$$

$$H_e \text{ kuvvetinin değeri ise : } H_e = H \cdot \frac{h}{h_e} \text{ dir.}$$



Şekil : 80, Sabit sütunlu bir döner kreyn şeması.

a : Şema ve kuvvetlerin dağılımı,

b : Sütun boyunca eğilme momentinin dağılımı

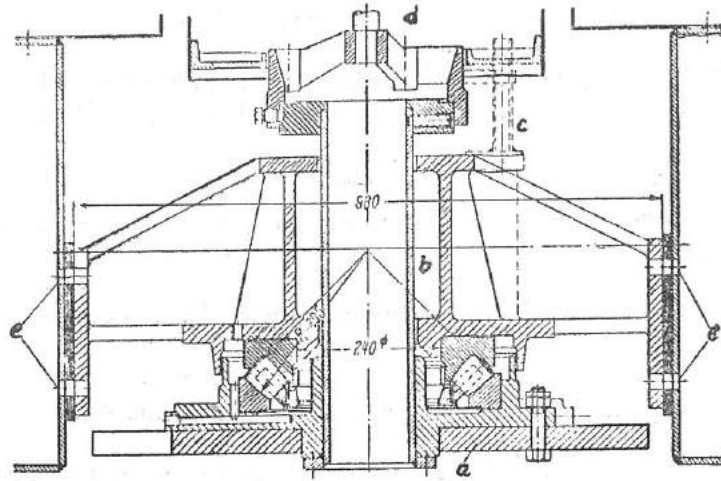
c : Cremona planı=kuvvetlerin planı (Dengeleme ağırlığı G_g ile)

B : Gst mesnet boyun yatağı (kaymalı yataklı)

Şekil 81 de, bilhassa ağır tip kreyinlerin sütunlarının yataklanma şekli görülmektedir.

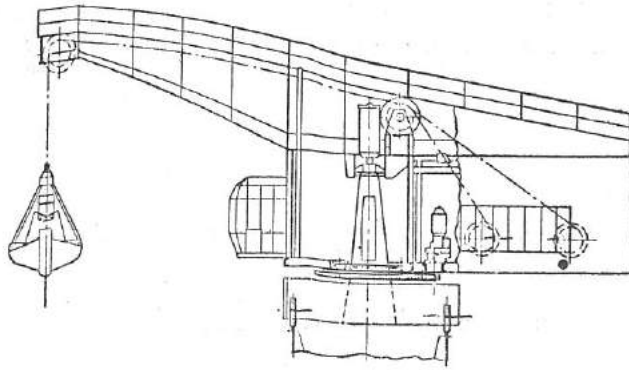
Mesnet ve boyun yatakları konik silindirik rulmanlı yataklara birleştirilmiştir. Kapalı bir gövde içinde rulmanlar yağ içerisinde hareket etmektedirler.

Şekildeki ana elemanlar şunlardır. a : Sabit kısım, b : Dönen kısımlar, c : Elektrik bağlantıları, d, e : Ayar cıvataları. Travers, çelik konstrüksiyon kısmına bu cıvatalarla bağlanmıştır.

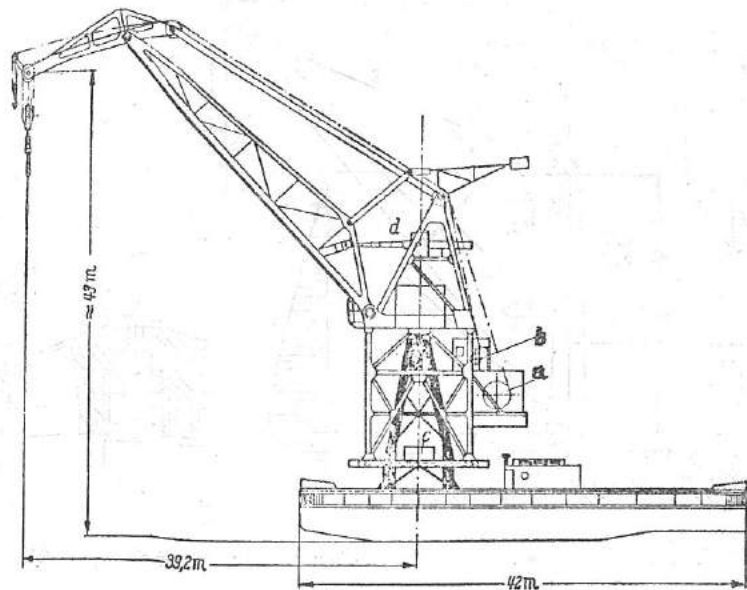


Şekil : 81, Birleştirilmiş konik silindirik rulman yataklı mesnetin kesiti (MAN)

Şekil 82 de, hareket edebilen keçeli döner kreyin tipi görülmektedir. Taşıma gücü 12,5 ton ve kreyin kolu uzunluğu da 12,5 m. dir. Kreyin sabit sütunlu olup, daha ziyade yükleme köprüleri üzerinde iş görürler (MAN).



Şekil : 82, Hareket edebilen keçeli döner kreyin (MAN)



Şekil : 83, Yüzer kreyin (DEMAG)

Dönebilen üst kısma geçiş içi boş sütun içerisindedir.

Şekil 83 de, sabit bir sütun üzerine inşa edilen, ve üst kısmı dönebilme imkânına sahip, DEMAG firmasının yüzer kreyinin şeması görülmektedir. Gemi üzerine monte edilirler. a : Her biri 100 ton taşıma gücünde iki adet kaldırma vinç sistemi, b : Taşıma gücü 10 ton olan yardımcı vinç sistemi, c : iki adet döndürme tahrik sistemi, d : Mil tertibatı ile kreyin kolunu çekme tertibatı.

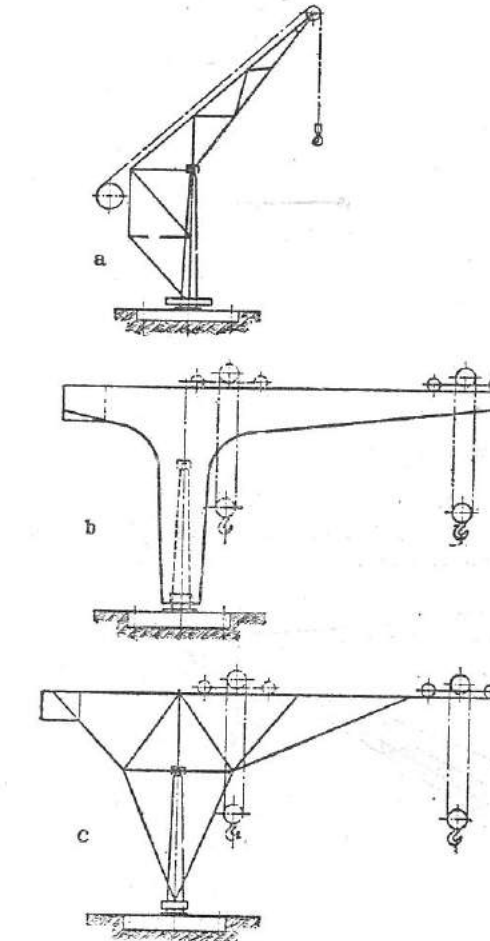
Şekil 84 de, sabit sütunlu küçük döner kreyinlerin çeşitli tipleri görülmektedir. Bu kreyinlerin konstrüksiyonunda dikkat edilecek husus, tesir eden kuvvetlerin, duvarlardan sütun üzerindeki mesnetlere uygun şekilde aktarılmalıdır. Kreyinin taşıyıcı yapılarının şekilleri, kullanma maksatlarına uygun olarak imal edilmelidirler. Şekil 84 deki kreyin tipleri şunlardır.

a : Makara başlıklı nehir liman kreyini. b : Arabalı dökümhane döner kreyini. c : Arabalı atelye döner kreyini.

β) Döner sütunlu (ana göbek mili döner) kreyinler.

Bu tip kreyinlerin genel olarak iki ana yapı tipi mevcuttur. Biri, Şekil 85 de görüldüğü gibi, kreyin sisteminde ve altta birer mihver yatakları öngörülmüştür. Üstteki yatak enine yatak olarak ve alttaki de enine ve boyuna yatakları olarak öngörülmüş ve sütun desteklenmiştir.

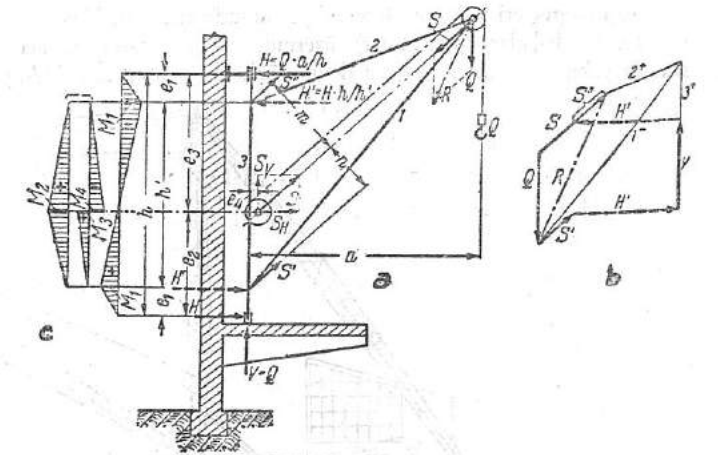
Şekil 85 deki makara başlıklı duvar kreyinde : a : Kuvvet tesir noktalarını gösteren durum planı, b : Kuvvetlerin planı (Cremona planı), c : Eğilme momentleri :



Şekil : 84, Çeşitli sabit sütunlu küçük tipte döner kreyinler

$$\begin{aligned} M_1 &= \pm H \cdot e_1 \\ M_2 &= +S_H (e_2 - e_1) (e_3 - e_1) / h' \\ M_3 &= +S_V \cdot e_4 (e_1 - e_1) / h' \\ M_4 &= -S_V \cdot e_4 (e_3 - e_1) / h' \end{aligned}$$

Diğer imalat tiplerinde belirli bir sütun mevcut olup, bunun sadece alt kısmında destek ve sevk mihveri yatağı vardır. Üst boyun yatakları ise, silindirik rulman yataklarıyla desteklenmiştir. Şekil 86 da görüldüğü gibi. Bunlar genellikle 3 ton taşıma gücünde olurlar, liman ve tersanelerde kullanılırlar. Kreyin kolu sahası 20 m. ve daha fazladır.



Şekil : 85, Makaralı döner duvar kreyini

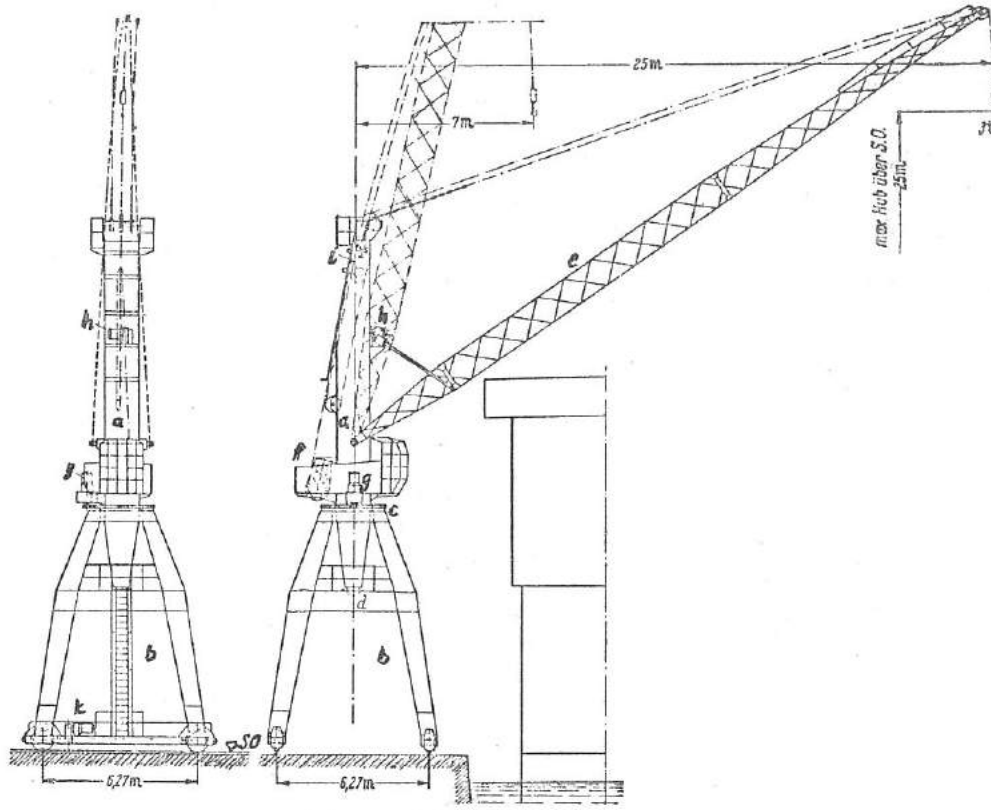
Göbek mili (sütun) burada, çeki, bası ve eğilmeye zorlanır.

Şekil 86 da blok sütunlu kreyin görülmektedir.

a : Blok sütun, b : Kreyin açıklığı (girişi), c : Üst boyun yatağı, d : Alt boyun ve mesnet yatağı, e : wipp'li (yük yere paralel hareket ediyor) kreyin kolu, f : Blok kaldırma düzeni, g : Döndürme tertibatı, h : Kremayer dişli Wipp sistemi, i : Dengeleme ağırlığı, k : Hareket sistemi

İş hızları :

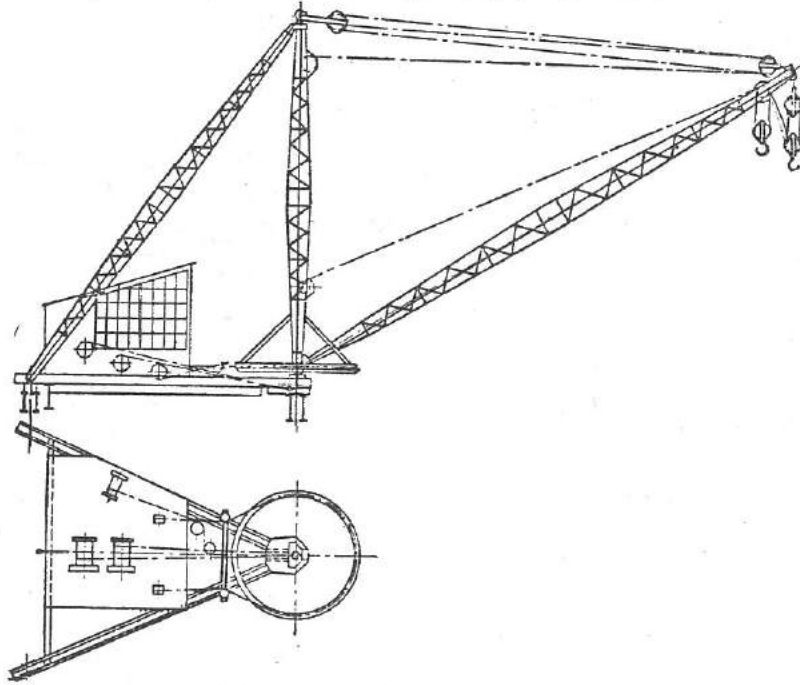
Kaldırma, 40 m/dak, kreyn kolunun yatay hareketi 63 m/dak. devir 2,8 d/dak. ve kreynin tekerler üzerindeki hareket hızı : 20 m/dak. dir.



Şekil : 86, Blok sütunlu kreyn (MAN)

Şekil 87 de, montaj hizmetlerinde, malzeme sahalarında u.s kullanılan Derrik kreyni (direkli kreyn) görülmüyor.

Taşıma güçleri 5-20 ton. Kreyn kolunu indirmek ve kaldırmak için makaranın çekme halatı ile her iki yük makarasının çekme halatları (makaralar) üzerinden vincin tamburlarına irtibatlandırılmışlardır. Direğin dönebilmesi vinç sistemi yakınına yerleştirilmiş zıt devir yönlü iki tambur sayesinde gerçekleşmektedir.



Şekil : 87, Derrik kreyn (Schmidt-Tychsen)

8 — Taban dişlisi dönen döner kreynler : En küçükten en büyük taşıma güçlerine kadar imal edilen tipleri vardır. Dönebilen kreyn üst kısmı, sabit alt kısım üzerine desteklenmiştir. Bu desteklenme bir döner dişli kranz (bilyalı döner bağlantı) la sağlanmıştır. Bu kranz axial, radial kuvvetleri ve momentleri taşıyabilecek güçte olmalıdır.

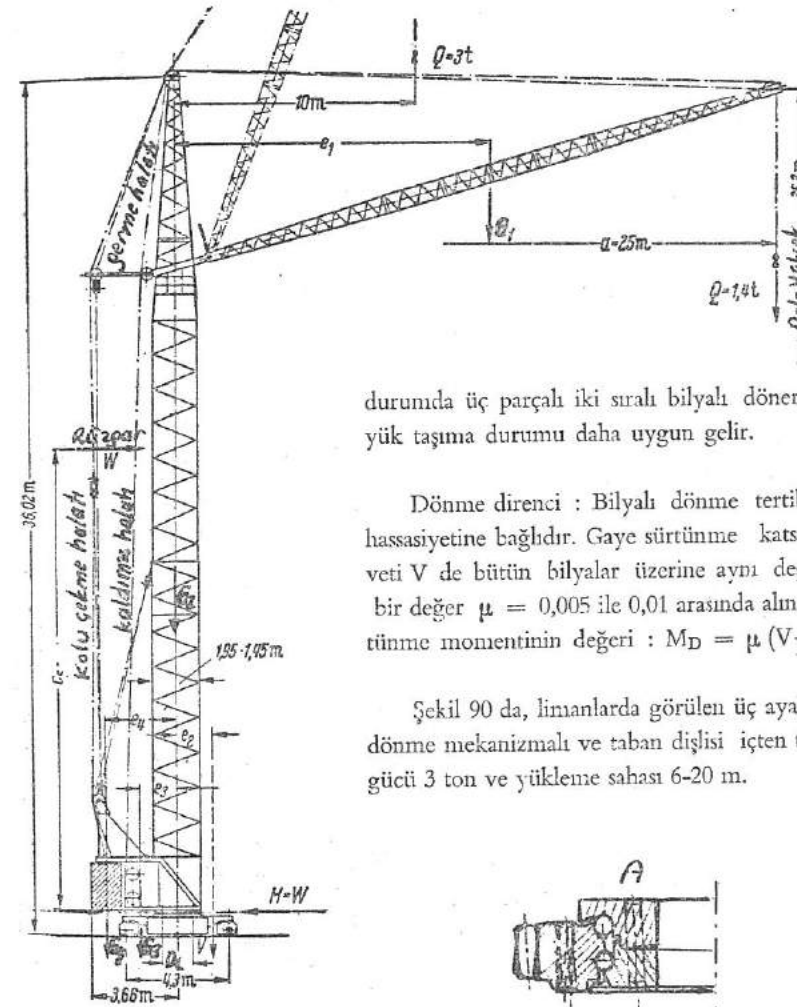
Şekil 88 de iki sıralı döner bilya bağlantılı ve teleskop direkli inşaat kreyni görülmüyor. (firma LIEBHERR)
Kreyn yüklü olduğu zaman kuvvetlerin değeri :

Aksiyal kuvvet : $V = Q + G_1 + G_2 + G_3 + G_g$; (G_1, G_2, G_3 kreyn kısmı ağırlıkları ve G_g dengeleme ağırlığı).

Radial kuvvet : $H = W$. Aksiyal kuvvetin dönme eksenine olan uzaklığı : $e_2 = (Q \cdot a + G_1 \cdot c_1 - G_3 \cdot c_3 - G_g \cdot c_4) / V$

Rüzgâr kuvvetinin momenti : $M_H = W \cdot c_3$

Toplam moment : $M = V \cdot e_2 + W \cdot c_3$



Şekil : 88, İnşaat kreyni

Bu kreynin hesaplanmasında en önemli bir husus toplam axial kuvveti V_L nin D_L dairesi içerisinde bulunması gerekir. Yani V kuvvetinin dönme eksenine olan e_2 uzaklığı küçük olmalıdır. Yatay kuvvetlerin (rüzgâr) meydana getireceği devrilme momentinin değeri de küçük olmalıdır.

Şekil 88 de V aksiyal kuvveti D_L çapının dışına rastlamaktadır. Bu durumda üç parçalı iki sıralı bilyalı döner kranz kullanılır. Böylece D_L büyür ve yük taşıma durumu daha uygun gelir.

Dönme direnci : Bilyalı dönme tertibatında, sürtünme imalâta ve montajın hassasiyetine bağlıdır. Gaye sürtünme katsayısı μ minimum olmalıdır. Aksiyal kuvveti V de bütün bilyalar üzerine aynı değerde yüklenmeyebilir. μ için ortalama bir değer $\mu = 0,005$ ile $0,01$ arasında alınabilir. Böylece dönme eksenine göre sürtünme momentinin değeri : $M_D = \mu (V+H) \cdot D_L/2$ dir.

Şekil 90 da, limanlarda görülen üç ayaklı (üç teker üzerinde), iki sıralı bilyalı dönme mekanizmalı ve taban dişlisi içten tahrikli kreyn tipi görülmektedir. Taşıma gücü 3 ton ve yükleme sahası 6-20 m.



Şekil : 89, 3 Parçalı ve iki sıralı bilyalı döndürme tertibatı
A) Dıştan dişli düzeni, B) İçten dişli düzeni

Kaldırma hızı : 39 m/dak; motor 25 Kw. Dönüş devri : 1,4 m/dak. Kreynin tekerler üzerindeki hareket hızı : 20 m/dak. herbiri 5,6 Kw güçte motorla tahrikli. firma (DEMAG).

λ) Döner tabanlı döner kreynler :

Kreynin dönebilen üst kısmı ray üzerinde dönen dört tekerler vasıtasıyla desteklenmiştir. Fazla yükler için 8 tekerlekli olabilir. Tekerler kendi eksenı etrafında küçük dönebilme imkânına sahiptirler. Kreyn gövdesi ise ana taban mihveri etrafında dönmektedir. Bu mihver devrilme momenti tazyikine maruz kalmaz (sadece rüzgâr ve fazla yük kuvvetiyle çekmeye zorlanır). Kreynin ağırlık merkezi, yüklü ve yüksüz durumda taşıyıcı tekerlerin hareket ettikleri daire içerisinde bulunmak mecburiyetindedir. Bu şart, yükün değeri arttıkça ray çapında büyük olmasını gerektirir.

Şekil 91 de döner tabanlı döner kreyin tipi görülüyor :

S : Döner tekerlerin rayı,

O : Döner tekerler.

K : Taban ana mihveri,

Z : Dişli kranız.

Kreyn yüklü veya yüksüz durumda iken ağırlık dengeleme şartı olarak 1 veya II noktasına göre devrilme durumunu şu bağıntıyla kontrol ederiz :

$$1,5 \cdot Q(a-1/2) = G_o(l/2 - e_o) + Gg(g+1/2) \text{ ve yine yük-}$$

$$\text{süz durumunda iken : } G_o \cdot \left(\frac{1}{2} + l_o \right) = Gg \left(g - \frac{1}{2} \right) \text{ dir.}$$

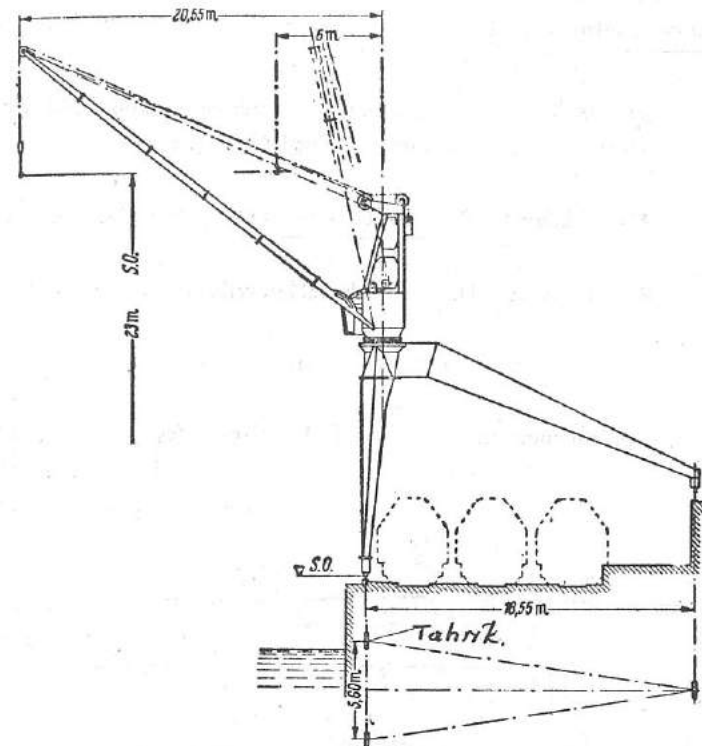
Eğer kreyin dönme tekerleri; yüklü durumda iken ön tekerler veya yüksüz durumda iken arka döner tekerlerin eşit basınç altında olması istenir ve dönen tekerler arasındaki açı, 45° ise, teker eksen merkezlerinden meydana gelen dairenin çapı :

$$D_s \approx 2,2 \cdot \frac{Q \cdot a}{G_o + G_g + 2 \cdot Q} \text{ d\"ur.}$$

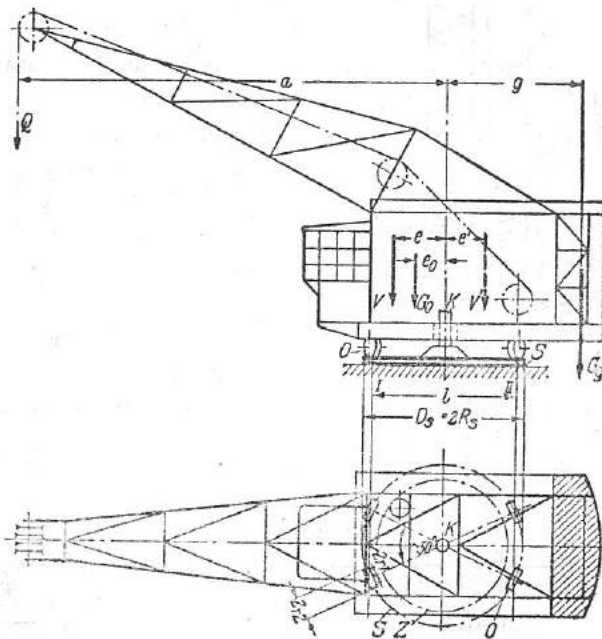
Dönen sistemlerin hesabı : Döner sistemlerde hesaplanması gereken üç ana husus vardır.

- 1) M_d = Dönme mukavemet momenti.
- 2) M_I = Dönen kütlelerin atalet momenti.
- 3) M_R = Rüzgâr tesirinin meydana getirdiği moment.

$$2) M_I = \frac{\pi}{30 \cdot g} \left[Q \cdot a^2 + G_A \cdot e^2 + \sum G m_i \cdot m_i^2 \right] \cdot \frac{n}{t_a} ; M_I = \text{Dönme eksenine göre hesaplanmıştır.}$$



Şekil : 90, Döner liman kreyni



Şekil : 91

G_A = Kreyin kolu ağırlığı ve e = Onun eksene olan mesafesi.

G_m = Diğer dönen kreyin kitlelerinin ağırlığı (Dengeleme ağırlığı V.S. dahil) (motor ve dişli kutusunun ağırlığı dikkate alınmamıştır).

m = Gm nin eksene olan mesafesi

$$n = \text{Kreyn devir adedi} = (1 \div 3) \text{ d/dak.}$$
$$t_a = \text{Hızlanma süresi} = 5-10 \text{ saniye}$$

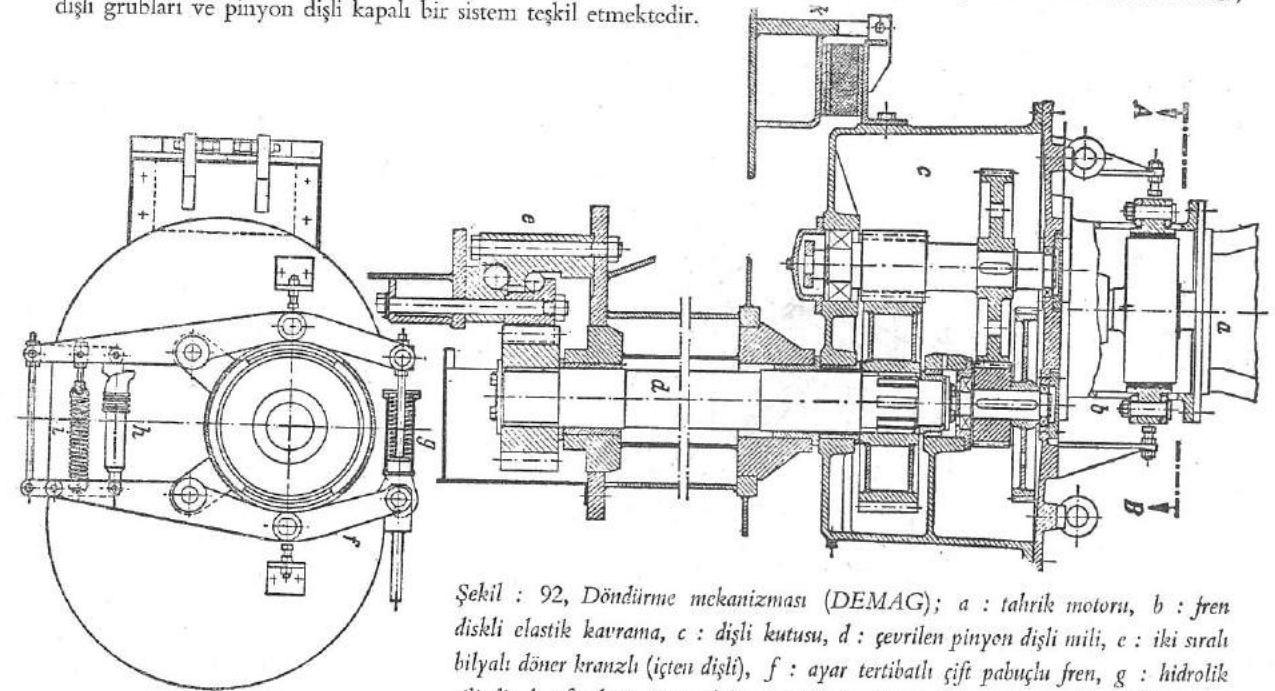
3) Rüzgâr momenti M_R nin hesaplanması için ortalama basınç değeri w nin tam olarak bilinmesi gerekir. Hesaplarda, ortalama olarak w değeri için $w = 15 \text{ kg/cm}^2$ kabul edilmektedir. Dönme ekseninin sağ veya solunda bulunan kreyn yüzeyleri F_1 ve F_2 olsun ($F_1 > F_2$). Bu yüzeylerin ağırlık noktalarının mesafeleri s_1 ve s_2 olduğunda : $M_R = F_1 \cdot w \cdot s_1 - F_2 \cdot w \cdot s_2$ dir.

Buna göre seçilecek kreyin motorunun gücü :

$$N = \frac{(M_D + M_I + M_R)}{1,7974 \cdot \eta} \text{ n [Kw.]} ; \eta = \text{sisteminin tüm randımanı}$$

Motor gücü tespit edildikten sonra, motor imalat firmalarının kataloglarından kreynin işletme durumuna göre, relatif çalışma süresi (ED % si) uygun bir değer seçilir. Dişli kutusunun tüm çevrim oranı i ise, direk olarak $i = \frac{n_{\text{mot}}}{n}$ bağıntısından hesaplanır.

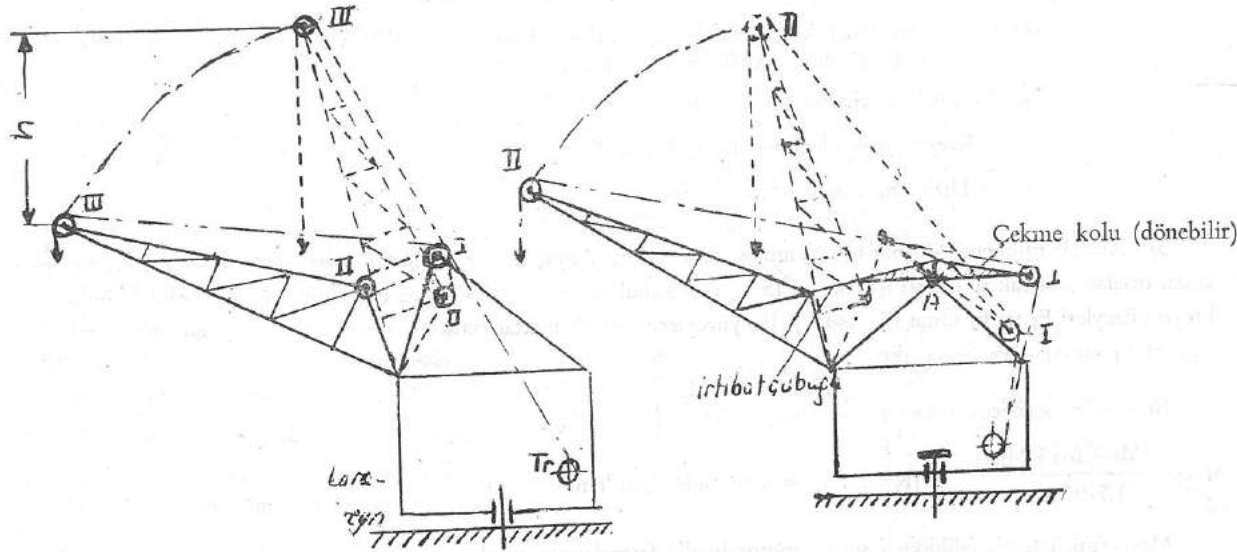
Şekil 92 de kreynin döndürme mekanizmasının kesit şeması görülmektedir. (Firma DEMAG). Her iki dişli grubu, yağ sızdırmazlığı temin edilmiş dökümle veya kaynakla imal edilmiş dişli kutusu içerisinde yer almaktadır. Miller rulmanlı yataklara yerleştirilmiştir. Güç aktarılması d milini üzerinden ve alttaki pinyon dişlisi ile sağlanmaktadır. Çift pabuçlu frenin çekme tesiri ekseriya hidrolikle sağlanır. Kreyn operatör mahallinden ayakla kumanda edilir. Motor, fren diskli elastik kavrama, dişli grupları ve pinyon dişli kapalı bir sistem teşkil etmektedir.



Şekil : 92, Döndürme mekanizması (DEMAG); a : tahrik motoru, b : fren diskli elastik kavrama, c : dişli kutusu, d : gevriken pinyon dişli mili, e : iki sıralı bilyalı döner kranızlı (içten dişli), f : ayar tertibatlı çift pabuçlu fren, g : hidrolik silindir, h : frenleyici, i : yay (fren çözücü), k : titreşimleri azaltıcı yaylanabilir mesnet.

ξ) Kreyn kolunu çekme ve wipp sistemi :

Eğer kreyn kolu sabit bir sistem olarak inşa edilmişse, döner kreynin iş sahası teorik olarak sadece bir daire çizgisinden ibarettir. Fakat kreyn kolu, mafsallı bir şekilde kreyn gövdesine birleştirilmiş ve makaralar, vidalı mil veya kremayer dişli sistemiyle çekilebilir şekilde konstrüksiyonu gerçekleştirilmiş ise, en küçük yükleme dairesi ile en büyük yükleme dairesi arasındaki sahada kreynler hizmet görmüş olurlar. Böylece kreyn hareket etmeksizin sadece «wipp» hareketi ile (yani yükün yere paralel hareket etmesi), yükleme işi gerçekleşmiş olur. Yine, kreyn kolu en uzak durumunda küçük yükün ve en yakın durumunda büyük yükün kaldırılması sağlanmış olur.



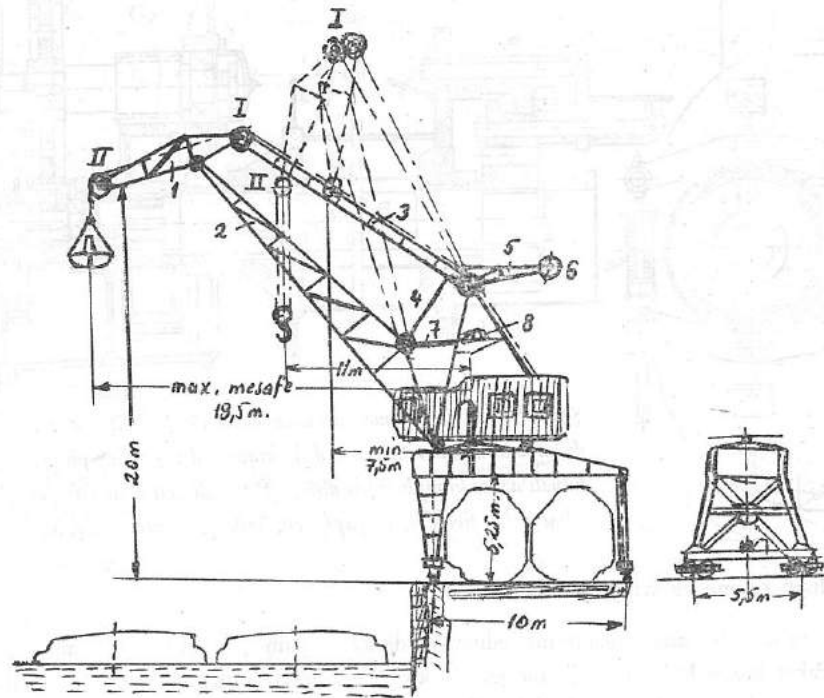
Şekil : 93, I makarası sabit, II makarasının yeri değişen wippli kreyin

Şekil : 94, A ekseninde dönebilen wippli kreyin

Normal döner kreyinlerde yük kaldırılırken, yükle beraber kreyin kolunun ağırlığıda kaldırılmaktadır. Halbuki wippli kreyinlerde yük yere paralel hareket ettiğinden böylece lüzumsuz kaldırma işinden tasarruf edilmiş olunacaktır. Kreyin kolu ağırlığı uygun bir dengeleme ağırlığı ile karşılandığı takdirde geriye sadece mafsallardaki sürtünmelerin etkisini ortadan kaldırmak işi gerekir.

Yükün yere paralel hareketi şu şekillerde sağlanır :

a) Kreyin kolunun çekilmesi esnasında kaldırma sarım tamburu, indirme istikametinde döner. Burada indirme hızı çekme hızına uygun düşmelidir.



Şekil : 95, Demag «wippli kreyin» 5 t x 19,5 m ; 10 t x 11,0 m. 1. uç (tali) kreyin kolu, 2. ana kreyin kolu, 3. çekme kolu, 4. irtibat çubuğu, 5. dengeleme irtibatı, 6. dengeleme ağırlığı, 7. çekme mili (dişli), 8. motor.

b) Şekil 93 de olduğu gibi kaldırma halatı, mesafeleri değişen I ve II makaraları üzerinden geçer. Aynı zamanda I ve II makaraları arasındaki mesafe değiştiğinden (kaldırma tamburu hareketsiz durumda), yükseklik farkı h yı dengelemek için kazanılan bütün halat uzunluğu kifayet etmelidir.

c) Şekil 94. Dönebilen çekme kolu, kreyin kolu ile mafsallı olarak bağlanmıştır. Diğer ucunda kaldırma halatı için bir makarası vardır. Kreyin kolunun çekilmesi esnasında I makarası aşağı kayar. Böylece II-I-Tr halat uzunluğu kısalmır. Böylece yük yere paralel hareket etmiş olur.

d) Çift dönebilen kollu wippli-kreyini Şekil 95. (Lemniskatenlenker) yük hareketi esnasında II makarası hemen tamamen yere paralel olarak hareket eder.

Vidalı mil çekme tertibatında motor dişliler üzerinden dişli milin somununu çevirir. Vidalı mil trapez dişli olup üç ağızlıdır. Somunun dönmesiyle milde ilerleme hareketi kazanmış olur.

Sistem motoru pabuçlu veya kendiliğinden frenlidir. Kuvvetli aksiyal yük meydana geleceği için axial rulmanlı yataklara donatılmıştır. Kurs boyunu, yani kreyin kolu hareketinin yolunu tahdit eden çanak yaylar sistemde mevcuttur. Vidalı mil, harici tesire karşı korunması için teleskoplu boru içerisine yerleştirilmiştir. Böylece milin trapez dişleri harici tesire karşı korunmuş olur.

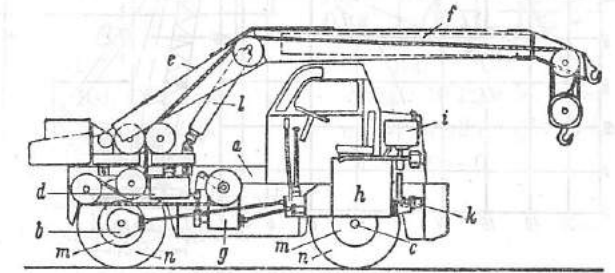
7 — Vasıta üzerine monteli kreyinler .

Bu kreyini taşıyan vasıtalar iki, üç veya dört aklı olurlar. Bu vasıtaların hızları azamî 60 km/s olabilir.

Küçük vasıtalı kreyinler : Taşıma güçleri 2÷7 tondur. Gövde genellikle sac ve profillerden kaynak yoluyla imal edilmiştir. Vasıta genellikle dizel motor tahriklidir. Motor kavrama üzerinden çok kademeli dişli kutusunu tahrik eder. Araba hızları (3÷20) km/s tir. Kreyinin kaldırma ve indirme gibi iş hareketleri, kreyin kolunun çeşitli hareketleri hidrolik, mekanik veya karışık bir sistemle sağlanır.

Şekil 96 da DEMAG firmasının küçük tip vasıtalı kreyini görülmektedir. Taşıma gücü/kreyin kolu sahası : 7 ton/4,9 m ; 1 ton/8,9 m.

a : Vasıtanın gövdesi, b : tahrik dingili (aksı), c : direksiyona bağlı aks., d : Suspansiyon (salantılara karşılık), e : eğilebilen kreyin kolu, f : İç içe kaydırılabilen kreyin kolu kısmı ve başı, g : kaldırma sistemi, h : tahrik sistemi, Dizel motoru-kavrama-vites kutusu, i : hidrolik yağ deposu, k : hidrolik pompa 1 : kreyin kolunun ayarlanmasını temin eden eğik hidrolik silindiri. m : fren tamburu, n : altı adet lastikli tekerler. (Bunlardan dördü kreyin gövdesi altındadır).



Şekil : 96, Vasıta üzerine monteli kreyin ± 180° dönebilen (DEMAG)

Orta büyüklükteki vasıtalı kreyinler, 12 tona kadar yükleri kaldırma ve taşımalarında kullanılırlar. Bu tonaja kadar yükü kaldıracak kreyinlerin vasıtaları iki aklı olurlar. 12 ile 20 ton arasındaki yükler için vasıtalar üç aklı ve 20 tondan daha fazla yükler için vasıtalar 4 aklı olarak imal edilirler.

Çeşitli yüklenme durumlarına ve farklı kreyin kolu uzunluklarının kullanılmalarına göre, destekli veya desteksiz 4 aklı bir vasıtalı kreyinin taşıma güçleri, şekil 97 de gösterilmiştir. Bu şekilde gösterilen kreyin dizel-mekanik tahrikli olup, motor gücü 75 PS tir. Şanzıman 4 ileri bir geri viteslidir. 16 ile 8 km/s arasında 4 ileri hareket hızlarına ve 1,9 km/s olan bir geri hızı sahiptir. 4 ayrı ileri hareket hızları kreyinin bütün hareketlerine aktarılabilir.

Azami iş hızları (kaldırmada) :

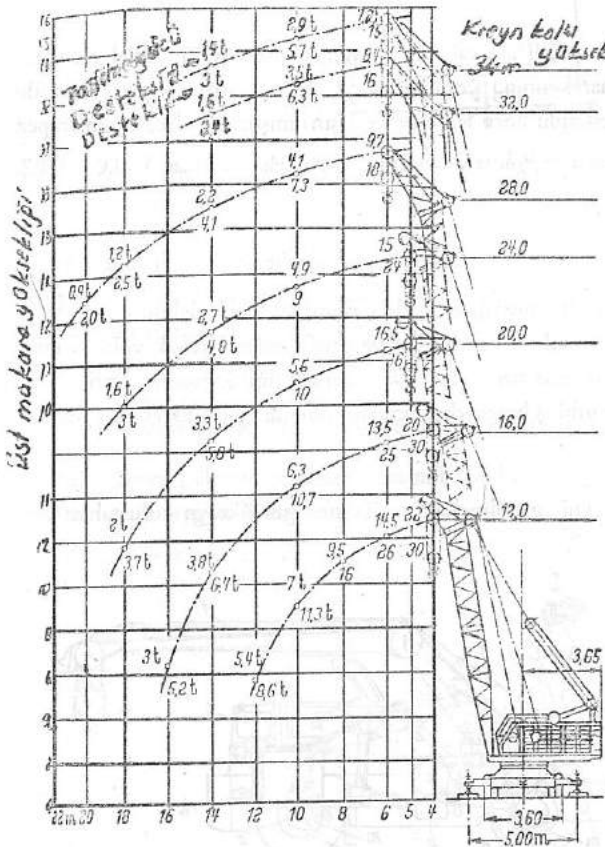
Bir makara üzerinden kaldırma hızı : 48m/dak. ve kaldırılan yük 4 ton. iki makara üzerinden kaldırma hızı : 24 m/dak ve kaldırılan yük 8 tondur.

Böylece makara adedi, dolayısıyla halat adetleri artırılarak kaldırabileceği yükün değeri 25 tona kadar çıkarılabilir. 6 makaralı olduğunda kaldırma hızı 8 m/dak. dır.

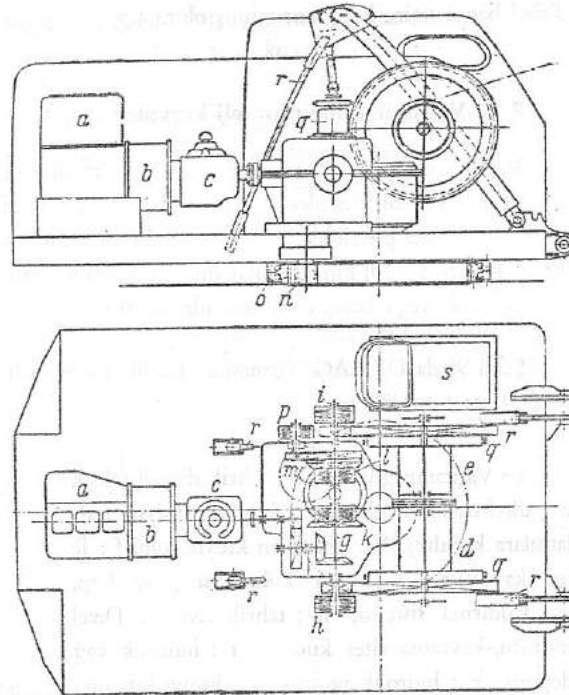
Kepçeli kaldırmada hız : 48 m/dak. ve yük 8 tondur. Kreynin ekseni etrafında dönüş devri 2 d/dak. dır.

Eğer taşıyıcı vasıta, ağır yük vasıtası olarak öngörölmüş ise, bunun üzerine monte edilen kreynin kaldırma sistemleri ile döndürme mekanizmaları kapalı tek bir sistemden ve vasıtada ayrı bir tahrik sisteminden meydana getirilmiştir. Kreyn ve vasıta müstakil tahrik sistemlerine sahiptirler. Tahrik sistemi, dizel-mekanik, dizel-elektrik ve yeni tiplerinde olduğu gibi dizel-hidroliktir.

Vasıtanın motor gücü kreyn sistemine aktarılabilir gibi müstakil de olmaktadır.



Şekil : 97, 4 Akslı bir vasıtalı kreynin taşıma güçlerinin diyogramı



Şekil : 98, Dizel mekanik sistemli vasıtalı döner kreynin araç şeması

Şekil 98 de, dizel mekanik sistemli, orta büyüklükte vasıtalı döner kreynin araç kısmının şeması görülmektedir.

a : Dizel motoru, b : Kuru diskli kavrama, c : Dişli kutusu, d : Kaldırma tamburu, e : Tutma tamburu, f : Çekme halatı tamburu, g : Anamili, h, i : Kaldırma ve tutma tamburları için lamelli kavramalar, k, l : Döndürme mekanizması için konik dişli lamelli kavramalar, n : Döndürme mekanizması pinyon dişlisi, o : İç yüzeyi dişli bilyalı döner çember, p : Döndürme düzeni için ayarlanabilen fren tesirli lamelli kavrama, g : Bandlı fren, r : Destek bağlantısı s : Operatör mahalli.

Genellikle lamelli kavramalar hava basıncı ile kumandalıdır. Bu tip kreynlerin raylar üzerinde hareket eden tipleri de vardır. Kullanma gayelerine uygun olarak imal edilirler.

TAŞIMA MAKİNALARI :

Kontinu bir tesis kısa bir zaman içerisinde büyük miktarda bir malzemenin istenilen sahaya iletilmesinde büyük kolaylık sağlar. Taşınacak sahanın vaziyetine göre taşıma vasıtası şekillendirilir. Taşıma yolu, ufki, hafif meyilli veya düşey olabilir. Böyle bir sistemin gücü saatte sevk ettiği malzemenin miktarı ile tanımlanır.

$$I_H = [m^3/h] = \text{Taşınan malzemenin saatteki hacmi.}$$

$$I_A = [ton/h] = \text{Taşınan malzemenin saatteki ağırlığıdır.}$$

A — BANDLI TAŞIYICILAR (Konveyörler) :

Bir ucunda tahrik tamburu ile hareket ettirilen uzun bir band, diğer ucunda ise yön değiştirme tamburu vardır. Bu iki tambur arasındaki band taşıyıcı silindirik rulelerle desteklenmiştir. Bandın malzemeyi daha iyi taşıması için düz veya yandan meyilli olabilir. Bandın dönüşü alttarafındır ve düz roleler üzerinden kayarlar. Tahrik motorunun bandı daha kuvvetle çekebilmesi için, band bir ağırlıkla gerilir. Şekil 99 da bandlı bir taşıyıcının şeması görülmektedir. a : Tahrik tamburu, b : Yön değiştirme tamburu, c : Tamburun sarılma açısını artıran tambur, d : Taşıyıcı roleler, e : Bandı gerdirmeye ağırlığı. Bunlar çok çeşitli malzemelerin (cevher, kömür vs. gibi) taşınmasında kullanılırlar.

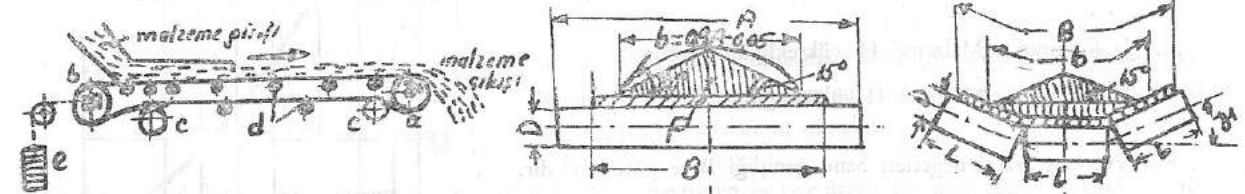
a) Kauçuk bandlar : Bandın ömrünü artırmak için tekstil veya çelik tellerle takviye edilirler. Tekstil maddeleri ile takviyeli bandın tanımı şöyle olur. Büyük harf malzemenin cinsini ve rakamda bandın boyuna istikametteki kopma mukavemetini kg/cm olarak gösterir. Pamuk için B 50,80 B 100 ve suni ipek R 125, 150, 175 gibi. Çelik tel takviyeli bandların tanımı ise : St 1500, 2000, 3000 gibi (1500 bandın her cm. sinin kopma mukavemetidir).

b) Taşıma hesapları : Saatte taşınan miktarın hesaplanması için, akan malzemenin ortalama kesiti $F [m^2]$, malzemenin akış hızı $V [m/s]$ ve malzemenin özgül ağırlığı $\gamma (t/m^3)$ nün bilinmesi gerekir.

$$I_H = V \cdot F [m^3/san] = 3600 V \cdot F [m^3/s]$$

$$I_A = \gamma \cdot V \cdot F [t/san] = 3600 \cdot \gamma V \cdot F [m^3/s]$$

Taşınan malzemenin kesiti, bandın genişliği B ve bandın şekline bağlıdır.



Şekil : 99, Taşıma bandının şeması

Şekil : 100, Düz band
A : Rolenin uzunluğu
B : Bandın genişliği
b : malzemenin band üzerindeki genişliği = 0,05 ÷ 0,90 m.

Şekil : 101, 3 roleli ve yan roleleri meyill e bağlantılı band.
b = 0,05 ÷ 0,9 m.

Şekil 100 ve 101 e göre taşınan malzemenin miktarı şu bağıntılarla bulunur :

$$\text{Band düz ise,} : I_H \approx 240 \cdot V [0,9 \cdot B - 0,05]^2 [m^3/s]$$

$$\lambda = 20^\circ \text{ için} : I_H \approx 465 \cdot V [0,9 \cdot B - 0,05]^2 [m^3/s]$$

$$\lambda = 30^\circ \text{ »} : I_H \approx 545 \cdot V [0,9 \cdot B - 0,05]^2 [m^3/s]$$

Band genişliğine uygun olarak role çapları, aşağıdaki tablo 14 den seçilir.

Band genişliği B [mm]	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2400
Role çapı D [mm]	63,5-89	63,5-89	89-108	108-133	133-159	133-159	133-159	159-191	159-191	191-216

Eğer taşıma band konveyörü yatayla δ° açısı kadar bir sehime sahipse, teorik olarak taşınan malzeme miktarını bulmak için I_H yi k faktörü ile çarpınak gerekir.

δ° açısına bağlı olarak k faktörünü gösteren tablo : 15

δ°	4	10	14	16	18	20	21	22	23	24
k	0,99	0,95	0,91	0,89	0,85	0,8	0,78	0,76	0,73	0,71

Band hızları 1 ile 6 m/san. arasında değişir. Büyük kütelerin taşınmalarında hız 4÷6 m/san. dir (meselâ kömür ocaklarında). Cevher iletiminde 2,5 m/san. kadardır. Tahılın ve çimento, un vs. gibi tozlu maddelerin taşınmasında band hızı 1 m/san. dir.

B — HAREKET DİRENÇLERİ VE MOTOR GÜCÜNÜN HEBASI :

Konveyör sisteminde ana dirençler şunlardır. Taşıyıcı rulelerin dirençleri, band ile malzeme arasındaki malzeme dirençleri, tamburla band arasındaki dirençler, tambur yataklarındaki sürtünme kayıpları ve tali dirençler vs. dir.

f = Tüm konveyör sistemin sürtünme katsayısı

L = (m) = konveyör uzunluğu

C = Tablodan okunacak katsayı (tali dirençler için)

G_m = (kg/m) = Her metre başına taşıyıcı silindir, role, band ve dönen parçaların ağırlığı.

V = (m/san) : Bandın hızı

H = (m) = Taşıma yüksekliği.

Bu ifadelerle, tahrik tamburundan band üzerine aktarılan çevresel kuvvet P nin değeri :

$$P = C \cdot f \cdot L \left(G_m + \frac{I_A}{3,6 \cdot V} \right) \pm \frac{I_A \cdot H}{3,6 \cdot V} \text{ kg) dir.}$$

Tambur miline aktarılabacak gerekli motor gücü :

$$N_a = \frac{P \cdot V}{102} = \frac{C \cdot f \cdot L}{102 \cdot 3,6} (3,6 \cdot G_m \cdot V + I_A) \pm \frac{I_A \cdot H}{102 \cdot 3,6} ; [Kw.]$$

+ İşareti : Malzeme H yüksekliğine taşınırsa

— İşareti : Malzeme H yüksekliğinden aşağıya taşınırsa.

P kuvvetinin azamî değerleri band genişliği B ye göre şöyledir.

Band genişliği B (mm)	500	1000	> 1000
P kuvveti [kg]	75	150	225-300

Motorun randımanı dikkate alınarak gerekli motor gücü.

$$N_m = \frac{N_a}{\eta} ; \eta = 0,8 \div 0,9 = (\text{motor mili ile tambur mili arasındaki tüm aktarma organlarının randımanı}).$$

Band çekme kuvveti T_1 , Eytelwein eşitliğinden hesaplanır. $T_1 = T_2 \cdot e^{\mu \alpha}$

$$\text{Çevresel kuvvet : } P = T_1 - T_2 = T_1 - \frac{T_1}{e^{\mu \alpha}} \text{ ve } T_1 = P \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} \right) \text{ dir.}$$

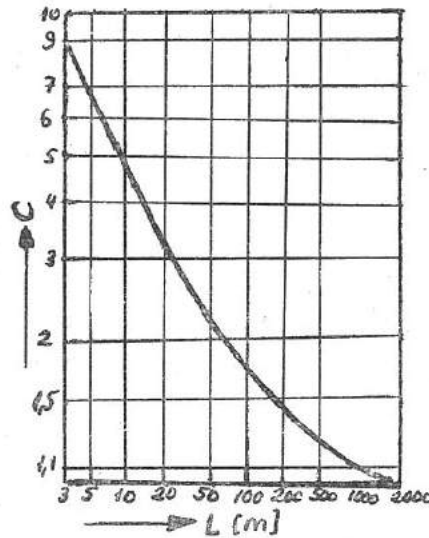
$e = 2,718$ μ = Sürtünme katsayısı; Tambur yüzeyi ıslak iken $= 0,1$, nemli $= 0,2$, kuru iken $0,3$

$\mu = 0,15-0,40$ (Eğer tambur yüzeyin sürtünme balata varsa) α = Sarılma açısı.

Eğer tek tambur tahrik ediliyor ve T_2 kuvveti kâfi gelmiyorsa, iki tamburda tahrik edilir. Teorik olarak her iki tambur üzerine P kuvvetinin dağılışı şöyledir (Şekil 103 A)

$$P = P_1 + P_2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu \alpha_2} \cdot \frac{e^{\mu \alpha_1} - 1}{e^{\mu \alpha_2} - 1}$$



Şekil : 102, Taşıma mesafesi L ye bağlı olarak C katsayısı

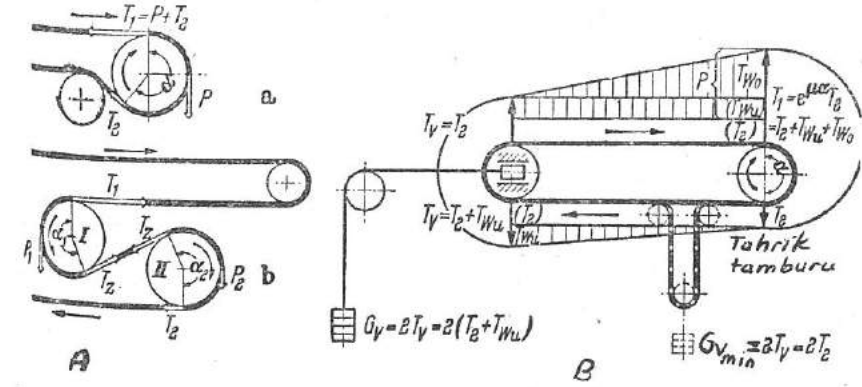
Pratik olarak P_2/P_1 oranı 2 : 1 dir. 1 : 1 oranı da çok kullanılır.

Tahrik tamburunun çapı D_t aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır :

$$D_t = \frac{360 \cdot P}{p \cdot \pi \cdot \alpha \cdot B} [m]$$

$p = 1600-2000 \text{ kg/cm}^2$ (Pamuk takviyeli band için)

$p = 5000-6000 \text{ kg/cm}^2$ (Çelik tel takviyeli band için)



Şekil : 103, A : Tahrik tamburundaki kuvvetler.

a : Tek tambur tahrikli

b : İki tambur tahrikli

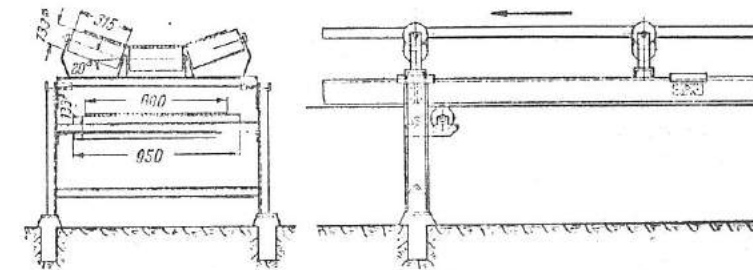
B : Ön gerilme kuvveti T_v nin elde edilmesi için band boyunca kuvvetlerin dağılışı planı

Taşıyıcı Ruleler :

Taşıyıcı Ruleler genellikle mil üzerine rulmanlı yataklarla, bazende ince uzun silindirik rulmanlarla yataklanmıştır. Rule silindiri dikişsiz borudan veya silindirik duruma getirilerek kaynatılmış saçtandır. Yatak yerlerinin yağlanması temin edilmiş ve yağın sızmasına meydan verilmemesi için iyi contalanmış olmalıdır.

Şekil 104 de bir konveyörün şeması görülmektedir. Malzeme üstten, üç rule üzerinden taşınmaktadır. Bandın dönüşü ise alttan düz rule üzerindendir. Üst rulelerin B genişliği 315 mm. ve alt tek rulonunki ise 950 mm. dir.

Şekil 105 de taşıma yüksekliği ayarlanabilen tekerlekli bir konveyörün şeması görülmektedir. Tambur bir veya iki motor tarafından tahrik edilir. Orta ve büyük tesislerde ekseriya tesisin baş kısmından tahrik yapılır.



Şekil : 104, Üç silindirik ruleli konveyörün tanzim şekli (EISENWERK W.) Gövde yere sabit ve $\lambda \approx 20^\circ$

Şekil 105 de taşıma yüksekliği ayarlanabilen tekerlekli bir konveyörün şeması görülmektedir. Tambur bir veya iki motor tarafından tahrik edilir. Orta ve büyük tesislerde ekseriya tesisin baş kısmından tahrik yapılır.

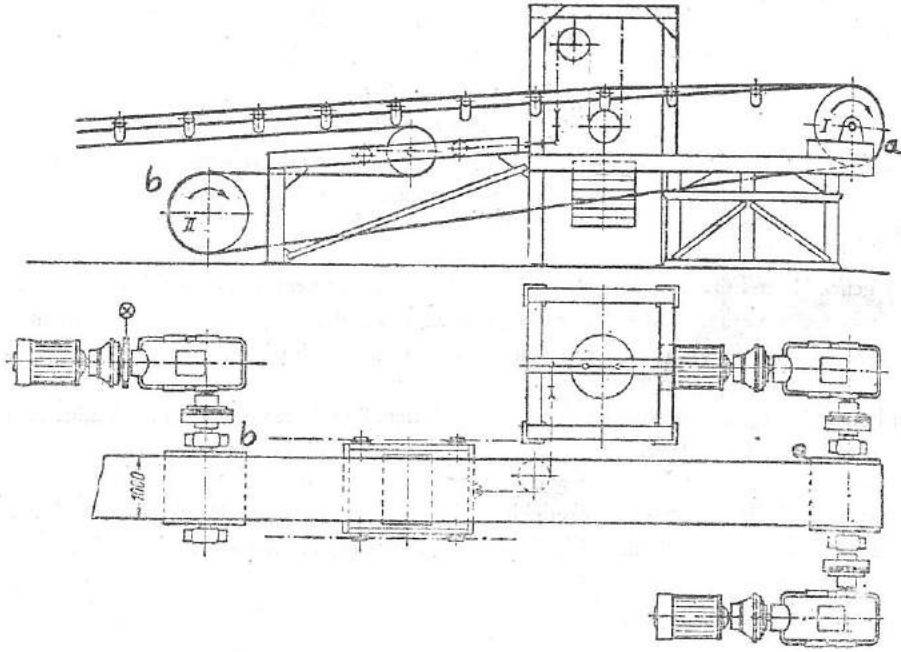
Tahrik sistemi (motor-kavrama-dişli kutusu-kavrama-sabit iskelet üzerinden tamburlardan) meydana gelmiştir.

Şekil 105; a : Tahrik edilen taşıma bandı tamburu, b : Band yönünü değiştirme tamburu, c : Kramayer dişli kaldırma düzeni, d : 90° dönebilen tekerler.

Şekil 106 da görülen konveyör aynı güçte üç adet motor tarafından tahrik edilmektedir. Yani a tamburu iki adet, b tamburu ise bir adet motorla çevrilmektedir. Şekilde görülen konveyörün taşıma mesafesi 1200 m. dir. 4 m/san. band hızında saatte taşınan malzeme miktarı 1400 m³/S tir.

Tahrik tamburu banda temiz yüzeyinden temas etmektedir. Bandın öngerilmesi yan taraftan tesir eden bir ağırlık vasıtasıyla sağlanmaktadır. Sistemin kısa zaman içinde durmasını temin etmek amacıyla, tek motorlu tahrikli kısma II (b) bir Eldro fren çözücüsü konulmuştur.

Taşınabilir ve hareketli konveyörlerle, küçük tesis konveyörlerde germe düzeni olarak şekil 107 de görülen bazı cıvatalı germe düzeni ile, ön gerilmenin sınırlandırmasını temin etmek amacıyla yaylı çekici cıvatalı düzenler çok sık kullanılırlar.

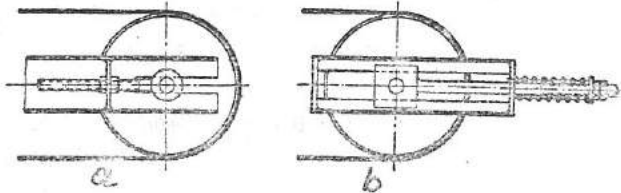


Şekil : 106, İki tahrik tamburlu sistem. Aynı güçte üç adet asenkron motor tarafından çevrilmektedir

Büyük tesislerde germe tamburu gerdirmiş arabası üzerine yerleştirilmiştir. Araba taşınan malzeme yönünde tanzim edilen raylar üzerinde hareket eder. Germe kuvveti ağırlıkla veya vinç sistemiyle sağlanır. Kuvvet, Elektromotorlu bir sistemle ayarlanır ve kuvvetin değeri bir dinamometre göstergesi üzerinden okunur. İki limit değeri arasındaki kuvvet gerilmeleri elektrikli sistemle tam olarak ayarlanabilir.

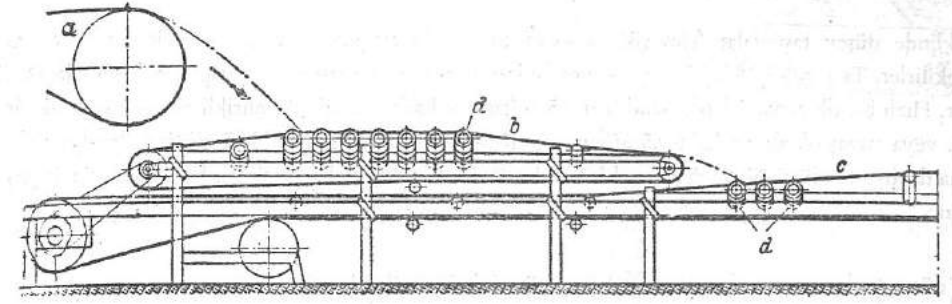
Yüksek hızda çalışan konveyörlerde, yükleme ve aktarma, kısa uzunlukta hızlandırıcı ara bandlarla sağlanır. Şekil 108 de böyle bir sistemi görülmektedir.

a : Sevkedici band, b : Aktarma yüksekliği küçük olan ara band. b band sistemi de, c konveyörünü tahrik eden motor tarafından çevrilir, d: Yaylı (yastıklı) ruleler.



Şekil : 107, Band germe düzenleri

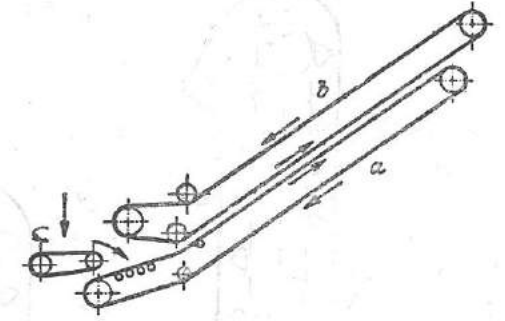
Özel tip konveyörler : Taşınan malzeme ile band arasındaki sürtünmeyi artırmak, böylece daha eğik bir düzlemde akışı sağlamak mümkündür.



Şekil : 108, Hızlandırıcı ara bandlı aktarma düzeni

Şekil 109 da görülen sistemle malzemeyi 35°-40° lik sehim altında yukarıya taşımak mümkün olmaktadır. Burada malzeme iki band arasından taşınmaktadır. Bandlardan biri taşıyıcı ve diğeri örtme bandıdır. İki bandın hızı da aynıdır.

Örtme bandı kendi ağırlığı nedeniyle bir tesir yaptığı gibi, bu tesir baskı ruleleriyle de artırılabilir.

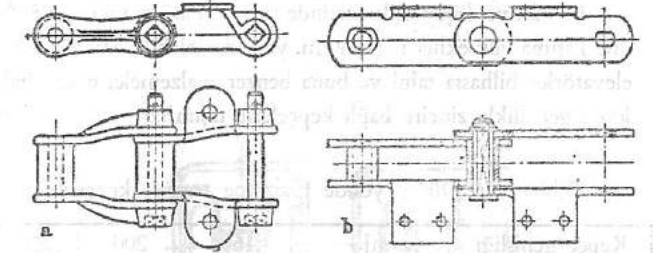


Şekil 109, İki band arasından malzemeyi yükseğe taşıma sistemi. a : normal taşıma bandı, b : Örtme bandı, c : malzeme aktarma bandı.

B — TAŞIMA ELEMANLARIYLA TAŞIMA :

Taşınan malzemelerin şekline bağlı olarak, plakalar, kutular, tekneler, asılı elemanlar, kazıyıcı elemanlar vs. kullanılırlar. Bir sistemde kullanılan taşıyıcı elemanlar birbirinin aynıdır.

Şekil 110 da elemanlı taşıyıcılar için zincir tipleri görülmektedir.

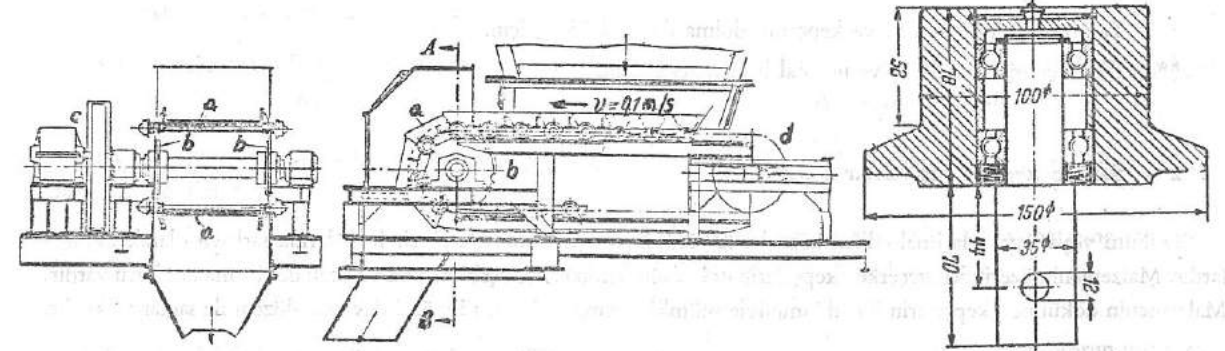


Şekil : 110, Elemanlı taşıyıcılar için zincir tipleri

Şekil 111 de, taşıyıcı elemanların kanalları arasından kömür ve ona benzer malzemelerin taşınmalarında kullanılan zincir tahrikli konveyörün şeması görülmektedir.

Konveyör sevk rayı üzerinde vasıtalarıyla hareket etmektedir.

a : Zincirli band, b : Tahrik zincir dişlisi c : Dişli kutusu d : Germe tertibatı yön değiştirme tamburu.



Şekil : 111, Kömür sevk yatında kullanılan zincir bağlantılı kanallı taşıyıcı

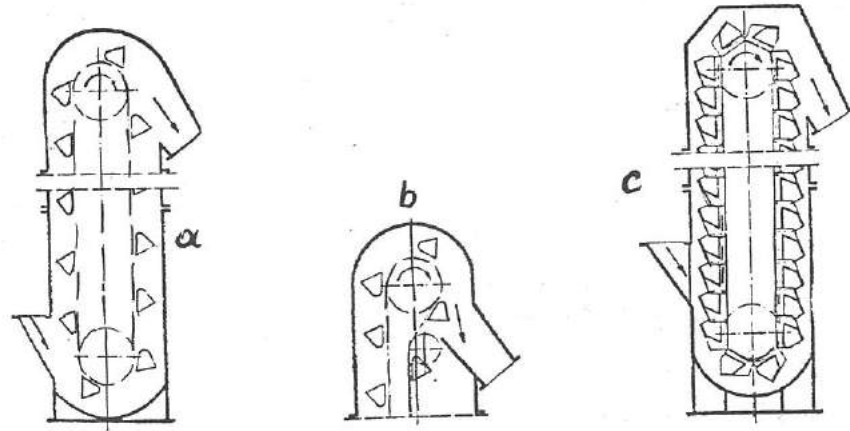
Şekil : 112, Rule yatak şeması

Şekil 112 de, böyle bir taşıma sisteminde kullanılan rulenin yatak kesiti ve ölçü değerleri görülmektedir. Rulelerin dış ölçüleri normlaştırılmıştır. Rulelerin mesafeleri, 1 ile 12 zincir hatve uzunluğu arasında olabilir.

Kepçe [şeklinde düşey taşıyıcılar (elevatörler) kova biçiminde taşıyıcı elemanlar, zincir, band vs. gibi çekme organları ile çekilirler. Tesisin büyüklüğüne, çekme organlarının tipine ve malzemenin yapısına bağlı olarak elevatörün hızları farklıdır. Hızlı bandlı elevatörlerde band hızı 2,5 m/san. ye kadardır. Zincir tahrikli elevatörlerde zincir hızı 1,0-1,2 m/san. veya yavaş olanlarda 0,3÷0,5 m/san. dır. Kepçeler genellikle her ikinci zincir halkasına asılmıştır. Her zincir halkasına da uygun düştüğü takdirde asılabilir. Taşıyıcı elemanların hareketi tambur, rule, zincir dişlileri üzerinden sağlanır.

Şekil 113 düşey istikamette malzeme taşıyan elevatör tipleri görülmektedir.

a : Malzemenin dökülüşü santrifüj kuvvetin tesiriyle olmaktadır, b : Burada malzeme kendi ağırlığı ile dökülmektedir. c : Kepçelerin aralıkları daha kısa ve malzemenin dökülüşü santrifüj kuvvetin tesiriyledir.



Şekil : 113, Çeşitli tipte düşey istikamette taşıyıcılar.

Meyilli ve düşey istikamette malzeme devri takriben 50° den itibaren başlar ve taşıma yüksekliği 30 m. ye kadardır. Taşıma yüksekliği max. 80 m. ye kadar olabilmektedir. Saatte sevk edilen malzeme miktarı 350 t/s. e kadardır. Bandlı elevatörler bilhassa tahl ve buna benzer malzemelerin sevkinde kullanılırlar. Kömür, cevher ve buna benzer maddelerde genellikle zincire bağlı kepçelerle taşınırlar.

Tablo : 16 Düşey yönde malzeme taşıyan kepçeli elevatörlerde normlaştırılan değerler.

Kepçe genişliği [mm]	160	200	250	315	400	500	630	800
Kepçe hacmi [l]	1,5	2,4	3,75	6,0	9,5	15	21,6	37,5
Malzeme miktarı [m³/s]*	10	16	21	33	52	72	90	135
Motor gücü [PS]**	3,5	4	5	6	9	12,5	15	25

* : Taşıma hızı 1,15 m/san. ve kepçenin dolma derecesi 75 % için.

** : Eksenler mesafesi 20 m ve normal band taşıyıcı için.

2 — Sarkaç kepçeli taşıyıcılar :

Döküm veya kaynakla imal edilen kepçeler (28-250 litre) eşit aralıklarla zincir halkalarına sarkaçlı olarak asılmışlardır. Malzemenin üzerinden geçerken kepçelerin dolmasını temin edecek şekilde yön verecek doldurma tamburu vardır. Malzemenin dökülmesi kepçelerin 90° dönmesiyle mümkün olmaktadır. Bu ise özel devirme düzeni ile sağlanmaktadır.

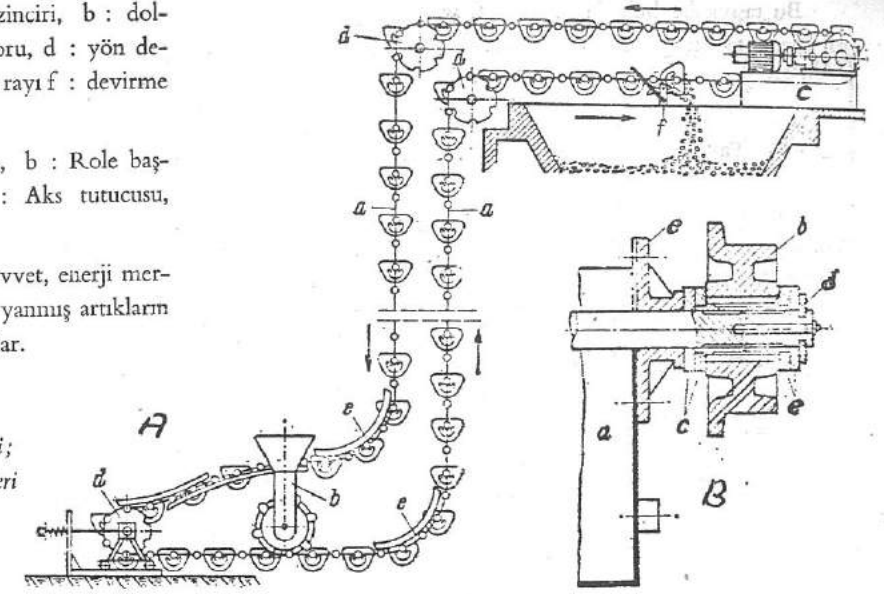
Şekil 114 de sarkaçlı taşıma düzeninin şeması görülmektedir.

Şekil 114 A : a : Kepçe zinciri, b : doldurma tamburu, c : tahrik motoru, d : yön değiştirme diski, e : yön değiştirme rayı f : devirme düzeni.

Şekil 114 B : a : Kepçeler, b : Role başlığı, c : Zincir lamaları, d : Aks tutucusu, e : Flanş yatağı.

Bu tip taşıyıcılar, bilhassa kuvvet, enerji merkezleri ve ambarlarda kömür ve yamış artıkların vs. nin taşınmalarında kullanılırlar.

Şekil : 114, sarkaçlı taşıma sistemi;
Bu sisteme ait hareket roleleri



Burada taşınan malzeme miktarı şu bağıntıyla bulunur.

$$I_H = 3,6 \cdot \varphi \cdot V_K \cdot v/a;$$

$\varphi \approx 0,80 \div 0,90$ = (kepçenin dolma katsayısı)

$a = 1 \div 2$ m = kepçeler arası mesafe.

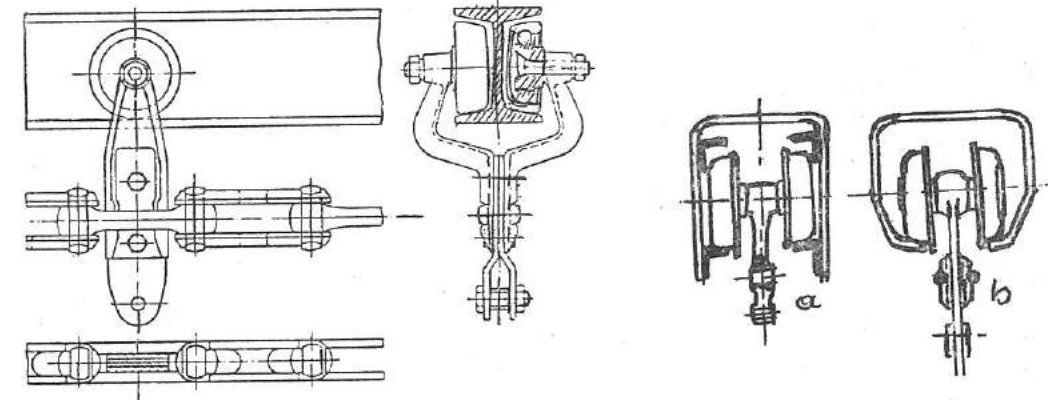
V_K = (Litre) = kepçe hacmi.

$v = 0,25 \div 4$ m/san = malzemenin akış hızı.

3 — Roleli dairesil taşıyıcılar :

Malzemenin özelliğine göre şekillendirilmiş taşıyıcılar, dairesel veya değişken bir hat üzerinde role çiftiyle hareket eden sisteme (iki veya 4 adet role) asılı olarak bağlanmışlardır. Taşıyıcı elemanlar direk olarak zincir dişlisi tarafından tahrik edilen zincire asılmışlardır. Yükün taşıyıcı elemana asılması veya alınması elle veya kendiliğinden olur.

Şekil 115 de I profilli hat üzerinde uygun tekerlerle hareket eden zincirle çekilen taşıma düzeni görülmektedir. Tekerler rulmanla veya kaymalı yatakla yataklanmışlardır.



Şekil : 115, I profilli hat üzerinde hareket eden roleli taşıma düzeni

Şekil : 116, Tekerlerin hareket hattının şekilleri.
a : açık hat, b : kapalı hat.

Bu tip taşıyıcılarda zincir hızları 0,25 m/san. den küçüktür. Genellikle hız kademesiz olarak ayarlanabilir. Taşınan malzeme miktarı :

$$I_A = 3,6 \cdot G \cdot v \cdot a [t/s];$$

$G = [Kg]$ = Her taşıyıcı elemanla taşınan malzeme ağırlığı

$a = [m]$ = İki eleman arasındaki mesafe.

$v \leq 0,25$ m/san. = Hız.

Sistemde meydana gelen tüm dirençler ve sürtünme kayıpları hesaplanarak, sistemi çalıştıracak motorun gücü tespit edilir.

Bu taşıyıcılar bilhassa montaj atelyelerinde ve diğer atelyelerde çeşitli parçaların taşınmasında kullanılırlar. Yine ısı işleme tabi tutulacak veya kaplanacak çeşitli imalat parçaları taşıma elemanlarına asılı olarak kontinü bir hareketle sevk edilirler.

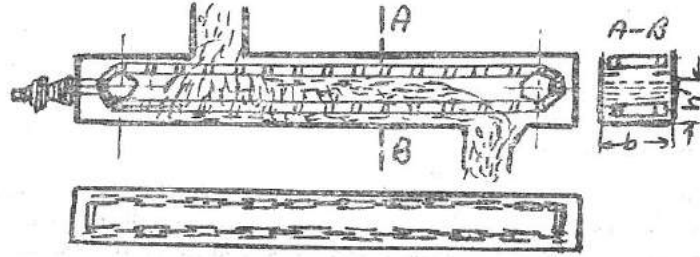
4 — Taraklı, kazıyıcı taşıyıcılar :

Yatay veya hafif eğik durumda bulunan elemanlar, sevk zincirine bağlı olan kazıyıcı saçları ileriye iterler. Böylece taşınacak malzemede sürüklenerek ileri itilmiş olur. Bunlar bilhassa maden endüstrisinde çok kullanılırlar. Sistem, elektrik motoru (hidrolik veya mekanik kavrama üzerinden) veya hava basınçlı motorla tahrik edilir. Hareket dişli kutusu üzerinden zincir dişlilerine iletir. Taşıma hızı 0,6÷0,9 m/san. dir. Saatte taşınan malzeme miktarı tesisin büyüklüğüne göre 80÷300 ton/s. tir.

Kapalı sistemli taşıyıcılar :

Malzemeyi sürükleyici elemanlar kapalı bir kanal içerisinde olup, küçük ilerleme hızıyla ($\approx 0,3$ m/san.) hareket ederler. Taşınan kanal içerisine yukarıdan ince veya kaba taneli malzemeler aktarılır. Bu malzemeler önce itici elemanlar tarafından ve daha sonra biriken malzemeler üzerinden taşınırlar. Taşıma yatay veya çok hafif eğimli bir düzlemde olabilir.

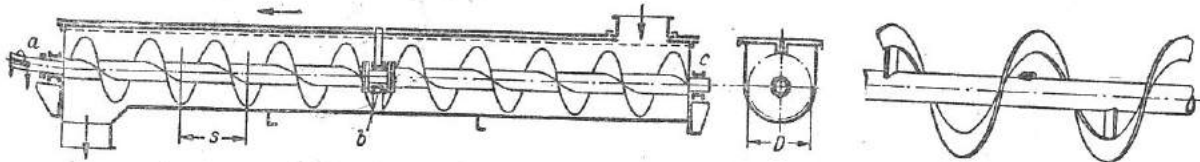
Şekil 117 de bu tip bir taşıyıcının şeması görülmüyor. Toz halinde çeşitli malzemeler, şeker, tuz, çimento, briket kömürü, tahıl, çeşitli kimyasal maddeler, yapışmayan diğer malzemeler bu tip taşıyıcılarla taşınırlar. Nakledilen mesafe küçük ve orta uzunluktadır. silo doldurma ve boşaltma, gemi boşaltması gibi.



Şekil : 117, Kapalı bir kanal içerisinde, zincir tahrikli bir taşıyıcının şeması

C — HELEZONİ TAŞIYICILAR :

Malzemeyi taşıyan eleman uzun bir mil üzerine saç veya band çeliğinden sarılmış bir vida şekline sahip helezondur. Mil dönerken malzemelerde bir kanal veya boru içerisinde ileri doğru itilirler. Helezoni mil rulmanla veya kaymalı yatakla yataklanmıştır. Bu yataklardan biri aksiyal yükü taşıyacak şekilde ve değerdedir. Mil çekmeye zorlanır. Sistem elektrik motoru ve dişli kutusu üzerinden tahrik edilir. Bugün daha ziyade dişli çarklı motorla tahrik edilir.



Şekil : 118, Kapalı (dolü) helezoni bir taşıyıcının şeması

- a : Tahrik tarafındaki yatak (Radial ve aksiyal yük için)
b : Sarkaçlı ara yatak.
c : Milin diğer ucundaki yatağı.

Şekil : 119, Bandlı helezon (Açık sistem)

Taşınan malzemenin hesabı : Helezonun çapı D [m], hatvesi S [m] ve milin devri n [d/dak.] ile ifade edilirse, yatay düzlemde şekil 118 de görülen helezon taşıyıcının sevkettiği malzeme miktarı :

$$I_A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \varphi \cdot 60 \cdot n \cdot \gamma; [t/s];$$

$\varphi = 0,15 \div 0,20$ (Ağır, aşındırıcı malzemeler için)
 $\varphi = 0,20 \div 0,40$ (Kolay, akıcı, hafif, malzemeler için)

Tablo : 17, Helezoni taşıyıcının ana değerleri :

Helezon çapı D [mm]	160	200	250	315	400	500	630	800
Hatve s [mm]	160	200	250	300	355	400	450	500
Devir n [d/dak.] ...	112* (90)**	100 (80)	90 (71)	80 (63)	71 (56)	63 (50)	50 (40)	40 (32)

Tablodaki değerler normlaştırılmıştır.

* = Hafif malzemeler için, ** = normal malzemeler için

L [m] uzunluğunda yatay bir düzlemde çalışan bu tip taşıyıcının tahrik gücü (motor gücü) şu bağıntıyla hesaplanır :

$$Nm = \frac{I_A \cdot L \cdot f_1}{270} [PS] \quad f_1 = 2 \div 4 = (\text{Sistemin tüm direnciyle ilgili katsayı})$$

Bu taşıyıcılar, bilhassa toz halinde veya küçük tanecikler şeklindeki malzemelerin 40 m. nin altındaki mesafelere taşınmalarında (mesafe nadiren 40 m. nin üzerinde) veya ara taşıyıcı olarak kullanılırlar. Sevk genellikle yatay veya çok az eğimli düzlemdir. Daha eğik bir düzeyde sevk, özel konstrüksiyonla mümkündür. (Yüksek devir ve boru içerisinden taşıma)

D) TİTREŞİMLİ TAŞIYICILAR (VİBRATÖRLER) :

Ufki veya çok hafif eğimli düzeyde ileri ve geri hareket yapan sistemde, ileri harekette kütle kuvvetleri, malzeme üzerine aktarılırken; sistem geri hareket ederken, malzeme yine ileri hareket etmiş olur.

a) Sarsmalı (kaydırılmalı) hareketle taşıma :

Hareket ivmesi sabit olmayan sistem üzerinde malzeme; ileri hareket esnasında sürtünme bağlarının kopmasına kadar ivme kazanır (sürtünme katsayısı μ_r) ve nihayet ileri itilir. O andan itibaren ve sistemin geri hareketi esnasında malzeme kinetik enerji nedeniyle kaymaya devam eder. Bu ileri kayma hareketi, kinetik enerjinin kayma direnci μ_K ile yutulmasına kadar devam eder.

Sarsmalı kaydırma hareketi aşağıdaki tahrik sistemiyle elde edilir.

1. Hava basınçlı pistonlu motorlarla.

2. Elektrik motorunun meydana getirdiği dönme hareketi, kısa uzunlukta biyel kolu yardımıyla ($\lambda = \frac{r}{l} = 0,2 \div 0,45$) ivmesi değişken ileri ve geri harekete çevrilir. Böylece malzemenin sevk için gerekli sarsmalı hareket meydana getirilir.

3. iki adet elips şeklinde dişli çifti yardımıyla (biyel kolla bağlanmış).

Sistemin dakikada ileri geri hareket sayısı küçük ($n = 50 \div 100$ gidiş geliş/dakika) olmasına rağmen kurs boyları bu sistem için oldukça büyüktür. (120-300 mm).

Ortalama malzeme akış hızı V_m ,

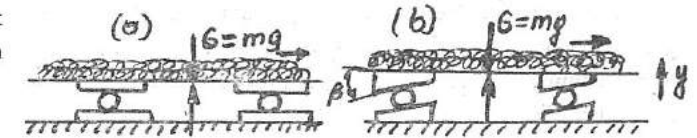
$$V_m = S_u \cdot \frac{n}{60} [m/san]$$

S_u = Bir ileri geri harekette malzemenin kattığı yol

Saatte taşınan malzeme miktarı ise :

$$I_A = 3600 \cdot \gamma \cdot F \cdot V_m [ton/s] \text{ dir.}$$

Sistemin şekli tamamen kullanıldığı yere ve malzemeye bağlıdır. Daha ziyade maden cevherlerinin taşınmalarında kullanılırlar. Taşınan malzeme miktarı 200t/s e kadar çıkabilir. Bu sistemle daha ziyade ince veya kaba taneli malzemelerle aşındırıcı malzemeler taşınırlar.



Şekil : 120, a) Sarsmalı iletmenin prensib şeması, İvme kazanma metodu.

(a) : Yatak kuvveti sabit (ileri ivme $b_1 \leq \gamma \cdot \mu_r$)

(b) : Yatak kuvveti değişken :

$$b_{ymax} = g \cdot \mu_R (1 - \mu_r \cdot \tan \beta) \cdot \tan \beta$$

b) Küçük titreşimli vibratörler :

Boru veya dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde malzeme, küçük kurs boyunda (amplitudunda) fakat hızlı titreşiminde ileri geri hareketle itilirler. Sinüs eğrisi şeklinde titreşim hareketinin ileri ve geri gidişi aynı zaman sürecine sahiptir. Böylece taşınan malzeme, aynı şekilde akım hareketinin yapan (sinüs) akışa çevrilir.

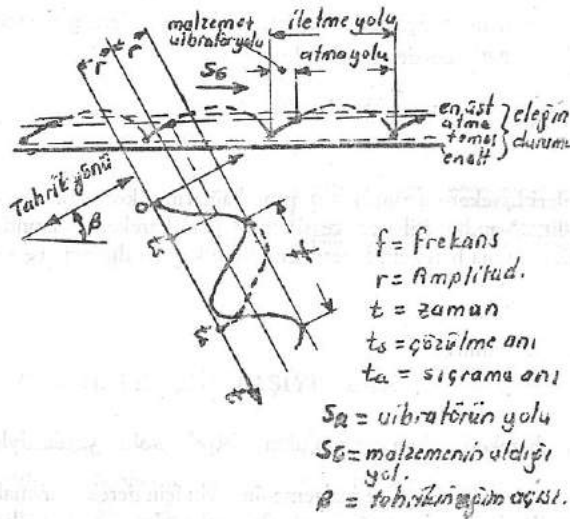
Tahrik sisteminin çeşitleri :

1. Biyel kollu titretme sistemi.

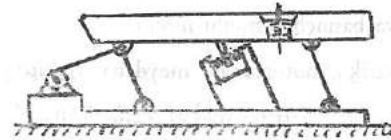
İtici biyel kolunun (l), manivela kolu r (yarıçap r) ye oranı büyük veya r nin l ye oranı çok küçüktür.

$$(\lambda = \frac{r}{1} = 0,1 \div 0,01)$$

Buna göre titreşim hareketinin amplitudları $3 \div 15$ mm olup, ilgili frekans değerleri de $5 \div 25$ Hz dir. Malzemenin taşındığı kanal çelik saçtan veya meşe ağacından olup yaprak yayla desteklenmiştir. İlâve çelik veya lâstik yay elemanları vs. nin frekansı işletme frekansına yakındır. Böylece sistemin güç ihtiyacından biraz tasarruf edilmiş olur. Şekil 121 de biyel kollu titreşim düzeni şeması görülmektedir.

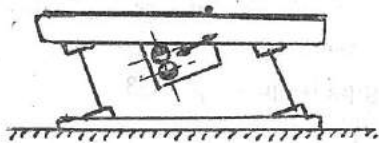


Şekil : 120b Mikro fırlatma hareketli vibratörün çalışma şeması.

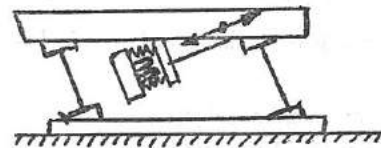


Şekil 121, Biyel kollu titreşim düzeni.

2. Zıt yönde devreden iki eksantrik kütlelerin meydana getirdiği titreşimli taşıma düzeninin şeması Şekil 122 de görülmektedir. Eşit büyüklükte ve birbirinin 180° karşıtı iki büyük kütlelerin zıt yönde dönmelerinin meydana getirdiği titreşimlerin amplitudları $0,5 \div 5$ mm ve frekansı $15 \div 30$ Hz. dir. (50 Hz e kadarda olabilirler). Sistem yaprak veya silindirik yayla desteklenmiştir.



Şekil : 122, Eşit büyüklükte iki kütenin ters devirleriyle elde edilen titreşimli hareketin şeması.



Şekil 123, Elektro mıknatıslı vibratör.

3 — Elektro mıknatıslı vibratörler :

Elektro mknatısın göbeği (ankeri) sadece malzeme kanalı ile irtibatlı olmasına rağmen, serbest kütleli bobin gövdesi ise bütün sistem ile (anker göbeği malzeme kanalı ve taşınan malzeme) ön gerilmeli baskı yayları üzerinden irtibatlandırılmıştır. Elektromanyetik kuvvet, devreyi besleyen elektrik akımının karesiyle doğru orantılı olduğundan 50 Hz'lik dış şebeke frekansı, sistemde 100 Hz. lik bir frekans meydana getirir. Büyük vibratörlerde tek yönlü redresörler 50 Hz. le titreşim de sağlar. titreşimin amplitudları $0,95 \div 1$ mm. dir. Amplitudlar kolayca ayarlanır ve malzeme akış hızında gerilim regülatörüyle ayarlanır. Sistemi destekleyen yayların kanalın titreşimi üzerine bir tesiri yoktur. Sadece hareket yolunu sabit tutar.

Parçali, kaba ve ince taneli, hatta toz halinde malzemeler (mekanik veya kimyasal etkisi olabilen malzemeler) genellikle 30 m. mesafeye kadar (çok nadiren 100 m. ye kadar) yatay veya az hafif eğik düzeyde taşınırlar. Saatte taşınan malzeme miktarı 500 ton/s. e kadar olabilir.

E — MALZEMENİN KENDİ AĞIRLIĞI İLE TAŞINMASI :

a) Kayarak : Malzemeler meyilli veya düşey bir düzeyde kendi ağırlıklarıyla kayarak taşınırlar. Kaymanın meydana gelebilmesi için meylin eğim açısı δ , sürtünme açısı ϕ_s den daha büyük olmalıdır. ($\tan \phi_s = \mu_s$) ; μ_r = Sürtünme katsayısı.

Pratikte çelik saç hat üzerinde kaymayı sağlayan açıların değerleri şöyledir. Tahıl için $30 \div 35^\circ$, çuvallar için $25-30^\circ$, parçanın şekline göre kömürler için $30-40^\circ$, maden cevheri için $\approx 45^\circ$, tuzlar için $\approx 50^\circ$ ve toz halindeki malzemeler için $\approx 60^\circ$ dir.

Başlangıç hızı sıfır, yükseklik farkı h , eğim açısı d ve malzeme ile kayma yüzeyi arasındaki kayma katsayısı μ_k olduğunda, malzemenin düşme anındaki hızı : $V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h (1 - \mu_k \cdot \operatorname{ctg} \delta)}$ dir. $V=(m/san.)$

b) Role hattı üzerinde taşıma :

Saçlardan veya profillerden meydana getirilen taşıyıcı iskelet üzerine sabit akslı rolerler az aralıklarla tespit edilmişlerdir. Rolelerin ölçüleri normlaştırılmıştır. Rulman yataklı rolerle gerekli seçimin değeri 2-5 % tir. 1-3 m. uzunluktaki taşıyıcı iskelet blokları, sabit ayaklara sahip olup, yükseklikleri de ayarlanabilir. Her blok birbiri ile birleştirilerek bir hat meydana getirirler. Eğer taşıma hattı çok uzun olursa, malzeme, hat ortalarında zincir tahrikli rolerle kaldırılarak kayması kolaylaştırılmış olur.

Bilyalar üzerinden elle itmek suretiyle sevk edilen, malzeme taşıma düzenleri de vardır.

Ruleli sevk hatları, bilhassa ambarlarda, paketleme istasyonlarında, atelyeler ve dökümhaneler de kullanılırlar.

F — PNÖMATİK VE HİDROLİKLİ TAŞIMA TESİSLERİ :

Boru veya kanal içerisinde parçaların iletilmesini sağlamak için minimum hava hızının tespit edilmesi lâzımdır. Hava akımına bağlı olarak iki tip taşıma şekli vardır.

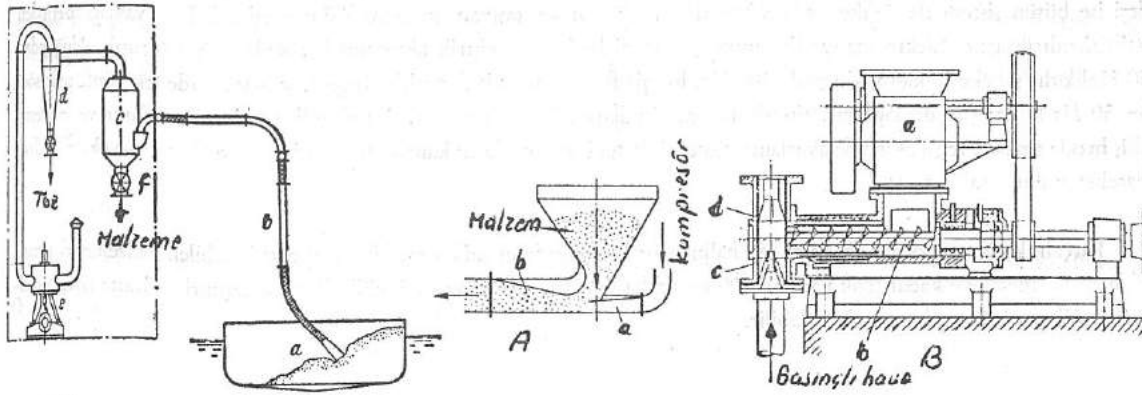
Emiş hava akımında sevk etme : Emme pompası taşıma hattının sonundadır. Malzemenin emilişi bir çok kanaldan olabilir ve toplama yerine nakledilir.

Basılan hava ile taşıma : Basıncı hava taşıma hattının başından sevk edilir. Malzeme bir yerden birçok istasyona dağıtılabilir.

Emişli ve basınçlı hava tesisleri birbiri arkasına da kurulabilir. Bunlar, toz halinde, ince taneli ve küçük parçalı malzemelerin nakli için uygundur.

a) Emişli hava ile taşıma düzenleri :

Şekil 124 de bir emişli hava ile taşıma tesisinin şeması görülmektedir :



a : Hortum emiş ağzı, b : Emiş borusu (hortumu), c : Ayırıcı; Hava akımının yön değiştirmesinden ve hacim büyümesi ile hava akış hızının biraz düşmesinden dolayı malzeme burada birikmeye başlar. Malzeme burada yığılmadan, hücreli (kanatlı) rotor f tarafından dökülür.

d : Kuru toz ayırıcı : Taşıyıcı hava burada tozdan arınmaktadır. (c ve d bazen tek bir sistemde toplanabilir.)
Eniş havasının temini vakum pistonlu pompa ile sağlanmaktadır. $(0,3 \div 0,7 \text{ ata})$. Böyle bir tesis sabit veya seyyar olabilir.

Pompa olarak rotatif kompresörler, pistonlu kompresörler, santrifüj vantilatörler Vs. ler kullanılırlar. Sistemdeki havanın sevk hızı, parçanın şekline, büyüklüğüne ve özgül ağırlığına bağlıdır. Parçaların taşınması için gerekli hava hızı oldukça yüksektir. $(20 \div 40)$ m/san.

Enerji ihtiyacı da oldukça büyüktür. Mesela 120 mm. çapındaki boru içerisinde 20÷25 m. yüksekliğe kadar saatte 40 ton tahıl hava emişi ile çeken sistemin tahrik miline vereceği güç yaklaşık olarak 1 Kwh/t dir. Enerji ihtiyacı büyük olmasına rağmen bazı önemli faydaları vardır : Kullanılması ve monte edilmesi kolaydır. Hacim itibarıyla az yer işgal eder. Sessiz ve toz meydana getirmeden çalışır. Gerektiğinde malzemeyi havalandırır ve soğutma tesiri yapar. (Kimyasal maddelerde). Malzeme yükleme elemanlarına ihtiyaç yoktur. Nakledilecek yatay mesafe 350 m. ye ve yükseklikte 45m. ye kadar olabilir. Tahıl naklinde saatte taşınan azami miktar 150÷300 t/s. dir.

b) Basıncılı hava ile taşıma tesisleri :

Giriş kısmında malzeme direk olarak basınçlı hava akımına maruz bırakılmıştır.

Şekil 125, de taşınacak malzemelerin basınçlı havaya verilmiş şekilleri görülmektedir.

Şekil 125 A : Kompresörden gelen hava a dar kanalından geçerken daha da hız kazanarak yukarıdan inen malzemeyle beraberinde sürtükler. Hava ve malzeme karışımı b diffüzöründen (gittikçe genişliyen boru) geçerek sevk edilir.

Şekil 125 B: Malzeme, kanatlı (hücreli) rotor a üzerinden eşit miktarlarda, b helezoni (sonsuz vida) mil üzerine bırakılmaktadır. Sonsuz vida yoluyla ilerleyen malzeme basınçlı hava tesirine maruz bırakılır. c dar kanalından daha yüksek hızla çıkan hava, d boşluğu içerisinde malzeme ile karışarak yukarı doğru sevk edilir. Borular içerisinde istenilen yere gönderilir.

Basınçlı hava, vantilatörler, döner pistonlu (rotatif) kompresörler vs. lerle temin edilir. Vantilatörler 300 mm. WS ye kadar (Tablolu iletiminde 100 m. mesafeye kadar), Döner pistonlu kompresörler : 0,3÷0,8 atü. (Malzeme sevki azami 100 t/s ve mesafe 500 m. ye kadardır). Toz halindeki malzemelerde basınçlı sonsuz vida ile: Basınç: 0,5÷3 atü. dür. (mesafe 1500 m. ye kadar ve malzeme miktarı 100 t/s e kadardır).

Kullanıldığı yerler : Mahsul siloları içinde, çimento fabrikalarında, kuvvet merkezlerinde kömür tozu naklinde, kimyasal fabrikalarda kullanılırlar. Enerji ihtivacı oldukça fazladır ve boruların kıvrıntı yerlerinde aşınma fazladır.

b) Tazyikli su içerisinde iletme :

Boru veya kanallar içerisinde malzemeler tazyikli su ile istenilen mesafelere kadar taşınırlar. Pompanın emiş borusu yoluyla malzeme basma borusuna sevk edilerek taşınırlar. Buna da emme ve basma yoluyla taşıma denilir.

Su ile daha ağır ve büyük parçaların iletilmeleri mümkündür. Taşıma mesafesi çok büyük olabilir. Meselâ ince veya küçük parçalı kömürler 170 km. mesafelere kadar sevk edilmektedirler.

G — UYGULAMALAR :

1 — Tutma freninin hesabı :

Taşıma gücü 3t ve kaldırma yüksekliği $h = 27$ m. olan bir liman parça taşıma kreynine ait tutma freninin, diskin ısınması dikkate alınarak hesaplanması isteniyor.

$$\text{Ortalama indirilen yük} = \frac{2}{3} \times \text{tam yük} : Q = 2000 \text{ kg.}$$

$$\text{Ortalama indirme yolu} = \text{kaldırma yolu} = \frac{2}{3} \times \text{kaldırma yüksekliği} \dots\dots\dots : h = 20 \text{ m.}$$

Kreynin saatteki ortalama hareket adedi : $z = 40$

Relativ çalışma süresi : ED = % 40

Kaldırma sisteminin mekanik randımanı : $\eta = 0,85$

İndirme hızı = kaldırma hızı. : $v = 66 \text{ m/dak.}$

$$\text{Kaldırma motorunun gücü: } N = \frac{3000 \times 66}{4500 \times 0,85} \dots\dots\dots : N = 52 \text{ PS}$$

Motor devri : $n = 570$ d/dak.

Tablo : 18 Tutma frenli sistemde kaldırma motoruna uygun fren disklerinin tanzimi :

					n devrindeki kaldırma motor gücü (Parentez içindekiler 100°C de sevkedilen ısı (kcal/s)		
Çap (mm)	genişlik (mm)	ağırlık (kg)	Savurma momenti (kg m ²)	Atalet moni (kg ms ²)	n=570	n=730	n=960
250	80	16	0,7	0,018	7 (197)	8 (219)	9 (248)
320	100	29	1,96	0,05	12 (330)	13 (370)	15 (426)
400	125	53	5,5	0,14	21 (610)	24 (680)	28 (790)
500	160	90	15,7	0,40	37 (1055)	42 (1195)	50 (1388)
630	200	135	43,2	1,10	67 (1925)	77 (2196)	— (2570)
800	250	203	86,4	2,20	122 (3486)	144 (4011)	— (4730)

Tablodan mevcut sistem için seçilen diskin çapı 630 mm ve genişliği 200 mm. dir.

1. Saatte meydana gelen ısı miktarı :

$$E = Q \cdot h \cdot z \cdot \eta \cdot \frac{1}{427} = 2000 \cdot 20 \cdot 40 \cdot 0,85 \cdot \frac{1}{427} = 3180 \text{ kcal/s. veya diğer bir formüle göre :}$$

$$E = 316 \cdot N \cdot \eta^2 \cdot ED, \quad X = 316 \cdot 52 \cdot 0,85^2 \cdot 0,40 \cdot 0,67 = 3170 \text{ kcal/s.}$$

1.2. Sevk edilen ısı miktarı : En yüksek ısı $t_1 = 135^\circ\text{C}$ (fren diskinde) dış hava ısı $t_2 = 35^\circ\text{C}$

a) Şua yaymak yoluyla : (Radyasyonla)

$$E_1 = [C_1 \cdot F_1 + C_2 \cdot F_2] \times \left[\left(\frac{273+t_1}{4} \right)^4 - \left(\frac{273+t_2}{4} \right)^4 \right] ; F_1 = \text{Pabuçların örtmediği yüzey}$$

$F_2 = \text{Pabuçların örttüğü yüzey}$
Çift pabuçun kavrama açısı olan $2 \times 70 = 140^\circ$ de, $C_1 = 1,3$ (F_1 yüzeyine ait ısı geçiş katsayısı)

fren pabuçları tarafından örtülmemiş yüzey : F_1 $C_2 = 4,3$ (F_2 yüzeyine ait ısı geçiş katsayısı)

$$F_1 = \pi \cdot 0,63 \cdot 0,20 \cdot \frac{360-140}{360} = 0,242 \text{ m}^2$$

$C = \text{Katsayıları değerleri termodinamik kitaplarından alınabilir.}$

Pabuçlar tarafından çevrilen yüzey:

$$F_2 = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,63^2 = 0,625 \text{ m}^2$$

$$E_1 = (1,3 \cdot 0,42 + 4,3 \cdot 0,625) \cdot \left[\left(\frac{273+135}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+35}{100} \right)^4 \right] = 570 \text{ kcal/s.}$$

b) Konveksiyonla sevk edilen ısı : (sistem dururken)

$$E_2 = \alpha_1 \cdot F_3 (t_1 - t_2) (1 - ED) ; \alpha_1 = 5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{C.h.} = \text{Isı geçirme katsayısı}$$

$$F_3 = F_1 + F_2 + 0,6 \cdot \pi \cdot 0,16 = 0,242 + 0,625 + 0,7 =$$

$$F_3 = 1,167 \text{ m}^2$$

$$E_2 = 5 \cdot 1,167 \cdot (135-35) (1-0,4) = 350 \text{ kcal/s.}$$

c) Fren diskinin hareketi esnasında, ısı geçirme katsayısı fren diski ve çevre hava arasındaki hız nedeniyle artmaktadır. Relativ hız V_o ya çitsse, Nusselt' e göre ısı geçirme katsayısı $\alpha_2 = 6,14 \cdot V_o^{0,78}$ dir. $V_o = \pi \cdot D \cdot n / 60$ dir.

Buna göre bir saatte zoraki akışla sevk edilen tüm ısı miktarı :

$$W_3 = ED \cdot (t_1 - t_2) \cdot 6,14 \cdot \left[F_4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)^{0,78} + 2 \cdot f_1 \cdot V_1^{0,78} + 2 \cdot f_2 \cdot V_2^{0,78} + \dots + 2 \cdot f_n \cdot V_n^{0,78} \right]$$

$F_4 = \text{Fren diski kranızının iç ve dış yüzeyleri (m}^2\text{) ve onun hızı } V_o = \pi \cdot D \cdot n / 60 \text{ dir. } f_1, f_2, f_3, \dots, f_n : \text{Diskin her bir küçük yüzeyleri ve } V_1, V_2, V_n \text{ bunlara ait ortalama hızlar. Yukarıdaki problemde basitçe } f_1 \text{ ve } f_2 \text{ yüzeylerine ayırma yapılmıştır.}$

$$F_4 = \pi (0,63 \cdot 0,2 + 0,6 \cdot 0,16) = 0,7 \text{ m}^2$$

$$f_1 = \frac{\pi}{4} (0,62-0,4)^2 = 0,125 \text{ m}^2$$

$$f_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,4)^2 = 0,125 \text{ m}^2$$

$$V_o = \pi \cdot D \cdot n / 60 = \pi \cdot 0,63 \cdot 570 / 60 = 18,8 \text{ m/san.}$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 570}{60} = 14,9 \text{ m/san.}$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 570}{60} = 6 \text{ m/san. Böylece ısı kaybı :}$$

$$W_3 = 0,4 (135-35) \cdot 6,14 \cdot [0,7 \cdot 18,8^{0,78} + 3,14 \cdot 14,9^{0,78} + 0,25 \cdot 6^{0,78}] = 246 (6,9 + 2,59 + 1,01) = 2580 \text{ kcal/s.}$$

$$\text{Saatte sevk edilen tüm ısı miktarı} = W_1 + W_2 + W_3 = 570 + 350 + 2580 = 3500 \text{ kcal/s.}$$

Sonuç gösteriyor ki, sevk edilen ısı miktarı, meydana gelen ısı miktarından daha büyüktür. (Frenlemede meydana gelen ısı miktarı 3180 kcal/s tir). Dolayısıyla fren diskinin en yüksek temperaturu $t_j = 135^\circ\text{C}$ m altındadır. Ferodo-Fibre balatası 180°C a kadar ısıya emniyetle dayandığından seçilen fren diski, işletme şartlarına uygundur. soğutucu kanatların öngörülmesi tavsiye edilir.

1.3 — Fren balatasının ömür hesabı :

$$\text{Her frenlemedeki iş} : A = \frac{2000 \cdot 20 \cdot 0,85}{270000} = 0,126 \text{ PSs}$$

$$\text{Aşınabilecek balata miktarı} : = 2 \cdot b_o \cdot l_o \cdot s = 2 \cdot 19 \cdot 38,5 \cdot 0,6 = 882 \text{ cm}^2$$

$$\text{Her saatte 40 frenleme olduğuna göre saat olarak ömür} : = 35000/40 = 875 \text{ saat}$$

$$\text{Frenleme adedine göre ömür} : Z = 2 \cdot b_o \cdot l_o \cdot s ; q = \text{aşınma katsayısı} = 0,2 \text{ cm/ps}$$

$$\cdot A) = 8802 / (0,2 \cdot 0,126) = 35000$$

$$8 \text{ saat bir iş güne kabul edildiğinde gün olarak balata}$$

$$\text{ömür} : = 875 : 8 = 109 \text{ gün.}$$

2 — Bir çift pabuçlu tutma freninin hesabı :

Bir gezer kreyn ünitesi için tutma freninin tayini istenmektedir. Kreynin taşıyacağı azami yük $Q=10$ ton ve kaldırma hızı 30 m/dak. (elektrikli fren şalterli) Kreynin işletme tarzı ağır. (150 frenleme/saat)

$$\text{Kaldırma ünitesinin mekanik randımanı} : \eta = 0,8$$

$$\text{Kaldırma motorunun gücü} : N = \frac{10000 \cdot 30}{4500 \cdot 0,8} = 83,5 \text{ PS}$$

$$\text{Kaldırma motorunun devri} : n = 570 \text{ d/dak.}$$

Tablo : 19 Normal işletmede tutma fren disklerinin tanzimi :

(Randıman % 80, çalışma normal, yük değişken, ters yönde çalışmada fren tesiri yok). Fren diski motor mili üzerindedir.

Fren diski		n devrinde kaldırma motorunun gücü (PS)		
Çap (mm)	Genişlik (mm)	n = 570 d/dak.	n = 730	n = 960
160	50	9	10	11
200	65	13	15	16
250	80	19	21	24
320	100	31	35	40
400	125	52	59	67
500	160	85	96	112
630	200	135	156	—
800	250	220	260	—

Tablo 19 a göre, 500 mm. çapında fren diski öngörüldüğünde, normal işletme için $n=570$ d/dak. da 85 PS gücünde bir kaldırma motoru uygun ve yeterlidir. Ağır işletmede motorun gücü % 20 nispetinde daha az, elektrikli fren şalterinde % 20 daha fazla olmalıdır.

b) $P_o \cdot v$ değerinin kontrolü :

$$\text{Motor nominal momenti} : M = 71600 \cdot \frac{83,5}{570} = 10500 \text{ kg. cm.}$$

$$\text{Ferodo-fibre balatasının sürtünme katsayısı} : \mu = 0,45$$

$$\text{Fren pabuçunun sürtünme yüzeyi} : b_o = 15 \text{ cm; } l_o = 29 \text{ cm.}$$

$$\text{Sıkıştırma basıncı} : P_o = \frac{M}{D \cdot \eta} \cdot \frac{1}{b_o \cdot l_o} = \frac{10500}{50 \cdot 0,45} \cdot \frac{1}{15 \cdot 29} = 1,07 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Çevresel hızlar} : v = \frac{\pi \cdot D \cdot 570}{60} = 14,9 \text{ m/san.}$$

$$\text{Buna göre} : P_o \cdot v = 1,07 \cdot 14,9 = 16 \frac{\text{kg m.}}{\text{cm}^2 \cdot \text{san.}} ; \left[(P_o \cdot v) \text{ emn.} = 12 \div 25 \frac{\text{kg m.}}{\text{cm}^2 \cdot \text{san.}} \text{ dir.} \right]$$

c) Fren balatasının ömür kontrolü (Elektrikli frenleme kullanılmaksızın)

Her frenlemedeki iş : $A = M_F \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot t_b \cdot \frac{1}{2}$; Frenleme süresi t_b kaldırma ve indirmede farklıdır.

1) Kaldırmada :

Toplam atalet momenti = $\Sigma J = 1,4 \text{ kg.m.san}^2$

$t_1 = \frac{\Sigma J \cdot \omega}{M_F + M_Y}$; Yük momenti : $M_Y = 67 \text{ kgm}$; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

$M_F = v \cdot M \cdot \eta^2 = 2,5 \cdot 20500 \cdot 0,64 = 168 \text{ kgm}$.

$v = 2 \div 3 = \text{Emniyet faktörü (tutma frenlerinde)}$

$t_{b1} = \frac{1,4 \cdot \frac{\pi \cdot 570}{30}}{168 + 67} = 0,355 \text{ san.}$

2) İndirmede :

$t_{b2} = \frac{\Sigma J \cdot \omega}{M_F - M_Y} = \frac{1,4 \cdot 59,5}{168 - 67} = 0,82 \text{ san. dir.}$

Ortalama süre : $t_b = \frac{1}{2} (t_{b1} + t_{b2}) = \frac{1}{2} (0,355 + 0,82) = 0,59 \text{ san. dir.}$

Frenleme işi : $A = M_F \cdot t_b \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{1}{2} = 168 \cdot 59,5 \cdot 0,59 \cdot \frac{1}{2} = 2980 \text{ kgm}$.

$A = \frac{2980}{270000} = 0,011 \text{ PSs}$

Aşınabilir balata hacmi : $Q = 2 \cdot b_0 \cdot l_0 \cdot s = 2 \cdot 15 \cdot 29 \cdot 0,5 = 435 \text{ cm}^3$; s : balatanın azamî aşınma derinliği

Frenleme adedi : $Z = \frac{Q}{q \cdot A} = \frac{435}{0,2 \cdot 0,011} = 198000$; q = Aşınma katsayısı = $0,2 \text{ cm /PSs}$.

Saatte 150 frenlemeye göre :

Saat olarak ömür : $198000/150 = 1320 \text{ saat}$

8 saatlik işletmeye göre gün

olarak balata ömrü : $1320 : 8 = 165 \text{ gün.}$

d) Isınmanın kontrolü (elektrikli frenlemesiz)

Her frenlemede ısı miktarı : $2980 : 427 = 7 \text{ kcal.}$

150 frenlemede meydana gelen

ısı miktarı : $7 \cdot 150 = 1050 \text{ kcal/s}$

100°C da sevk edilen ısı miktarı : 1055 kcal/s (Tablo 18 ye göre) Yukarıdaki neticeye göre, fren disk 100°C den daha fazla ısınmış olamaz.

e) Fren çözücüsünün tespiti :

Birim yüzeysel sıkıştırma kuvveti : $p = \frac{M_F}{D \cdot \mu} = \frac{16800}{50 \cdot 0,45} = 745 \text{ kg.}$

λ Fren aralığı değeri öyle olmalıdır ki, fren balatası ile disk arasındaki emniyet mesafesi bulunmalıdır.

Tablo : 20; Fren disk çapına bağlı olarak λ hava aralığı değeri ;

Fren disk çapı D (mm)	160 200 250	320 400 500	630 800
Hava aralığı (cm)	0,1 ÷ 0,15	0,15 ÷ 0,20	0,18 ÷ 0,25

Fren çözücüsünün işi : $A = 2,2 \cdot \frac{M_F}{D \cdot \mu} \cdot \lambda = 2,2 \cdot 745 \cdot 0,20 = 330 \text{ kgcm.}$

Aşınma dikkate alınarak, fren çözücüsünün çözme işi bu değer % 25 üzerinde olmalıdır. O halde işin değeri en azından : $330 \cdot 1,25 = 420 \text{ kgcm. dir.}$

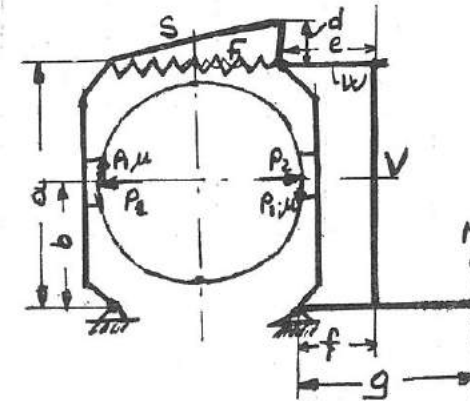
Uygun olarak seçilen fren mıknatısının kursu : $h = 5 \text{ cm}$ ve çekirdek ağırlığı $K = 22 \text{ kg.}$ olsun. Çekme kuvveti :

$Z = \frac{420}{5} = 84 \text{ kg.}$

f) Fren kolunun çevrimini : (Şekil 125) : $5 \cdot 0,8 = 4 \text{ cm.}$ fren çözücüsünün kurs boyu ile fren kolu çevrimi üzerinden iki pabuç için $2 \cdot \mu = 2 \cdot 0,2 = 0,4$ hava aralığına erişilir.

Fren kolunun tüm çevrim oranı :

$i = \frac{g}{f} \cdot \frac{e}{d} \cdot \frac{a}{b} = \frac{4}{0,4 \cdot 1,1} = 9,1 \text{ dir.}$



Şekil : 125 Fren şeması

Paydadaki 1,1 değeri fren kolunun ölü (boş) hareketi için düşünülmüştür.

Frenin çizimi ile şu değerler elde edilir :

$a = 515 \text{ mm}$; $b = 270 \text{ mm}$; $d = 60 \text{ mm}$; $c = 205 \text{ mm}$;

$f = 260 \text{ mm.}$ Fren çözücüsünün tesir noktası için g uzunluğu ise:

$g = 9,1 \cdot \frac{270}{515} \cdot \frac{60}{205} \cdot 260 = 363 \text{ mm.}$

g) Fren yayının tesbiti :

P kuvvetinin değeri : $P = F \cdot \frac{a}{b} + V \cdot \frac{a}{d} \cdot \frac{a}{b}$;

V çeki çubuğuna aktarılan fren çekirdeği ve kol düzeninin ağırlığının değeri

$V = (K + G_{\text{çub}}) \cdot \frac{g}{f} = (22 + 3) \cdot \frac{363}{260} = 35 \text{ kg.}$; ($G_{\text{çub}}$ = kol (çubukların) ağırlığı)

Böylece F değeri : $F = P \cdot \frac{b}{a} - V \cdot \frac{e}{d} = 745 \cdot \frac{270}{515} - 35 \cdot \frac{205}{60} = 390 - 119 = 271 \text{ kg.}$

Seçilen yay: Tel çapı : $d = 12 \text{ mm}$; ortalama sarılım yarı çapı : $r = 3,6 \text{ cm}$; ve tesirli sarım sayısı : $n = 12 \text{ dir.}$

271 kg. lık ön gerilim için gerekli yay yolu :

$$f = \frac{64 \cdot n \cdot r^3}{\delta^4} \cdot \frac{F}{G} = \frac{64 \cdot 12 \cdot 3,6^3}{1,2^4} \cdot \frac{271}{850000} = 5,5 \text{ cm}$$

Buna çözüme esnasındaki yay kursu değeri de eklenir :

$$f_1 = 2 \cdot \lambda \cdot \frac{a}{b} = 2 \cdot 0,2 \cdot \frac{515}{270} \approx 0,8 \text{ cm.}$$

Böylece tüm yay kursu : $5,5 + 0,8 = 6,3 \text{ cm.}$ dir. En büyük yay gerilimi : $271 \cdot \frac{6,3}{5,5} = 310 \text{ kg.}$ dir.

$\tau = 4000 \text{ kg/cm}^2$ için yayın taşıma gücü :

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot \delta^3}{16 \cdot r} \cdot 4000 = \frac{\pi \cdot 1,2^3}{16 \cdot 3,6} \cdot 4000 = 377 \text{ kg.}$$
 dir.

O halde, yay gayet emniyetli seçilmiştir.

Tablo : 21 Fren disk çapları ve hareket motor güçlerinin tanzimi. (saatte 80÷100 frenleme ve randıman $\eta = 0,80$)
Fren diski motor milini üzerinde.

Hareket frenleri için :

Fren diski		Hareket motor gücü (PS) olarak								
Çap	Genişlik	n = 570 d/dak. Hareket hızları (m/dak)			n = 730 d/dak. Hareket hızları (m/dak)			n = 960 d/dak. Hareket hızları (m/dak)		
		90	120	180	90	120	180	90	120	180
250	80	18	13	9	20	15	10	22	17	11
320	100	29	23	15	33	26	17	37	29	19
400	125	50	40	27	56	45	30	65	52	35
500	160	80	65	45	90	73	50	105	85	59
630	200	130	110	80	150	125	90	—	—	—
800	250	210	180	138	250	210	160	—	—	—

Hareket - Frenlerinde, saatte z frenleme adedinde sevk edilen ısı miktarı şu bağıntıyla hesaplanır :

$$W_{\text{Tam}} = z \left[\frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{2} - w_1 \cdot \frac{V \cdot t_s}{2} \right] \cdot \eta \cdot \frac{1}{427} ;$$

w_1 = Hareket direnci (kg);
 V = hareket hızı (m/san)
 t_b = frenleme süresi (san)
 η = Tahrik sisteminin randımanı.

Balata çeşitleri :

- a) Ferodo-fibre : $\mu = 0,4 \div 0,6$; $p_{\min} = 0,5 \text{ kg/cm}^2$; $p_{\max} = 3 \text{ kg/cm}^2$
b) Ferodo-asbest : $\mu = 0,3 \div 0,35$; $p_{\min} = 0,5$; $p_{\max} = 6 \text{ kg/cm}^2$
c) Jurid : $\mu = 0,25 \div 0,30$
d) Emora-Buna çeliği : $\mu = 0,25 \div 0,35$; $p_{\max} = 10 \div 15 \text{ kg/cm}^2$

3. Bir yükleme köprüsünün kepeçli arabasının hareket motorunun hesaplanması isteniyor. Kreynin ağırlığı 80 ton ve taşıma gücü 16 tondur. Hareket hızı 3 m/s; hareket sahası 50 m. dir. Saatteki çalışma sıklığı 40 kaymalı yataklı ve elektrik frenlidir.

3.1 — Norm tablolarından motor seçimi :

Yükleme köprüleri için (kepeçli işletme) motorun ED değeri olarak $ED = 40 \div 60 \%$ öngörülmüştür ve nominal güçte tam yükteki atalet gücün $\% 150-180$ değerindedir. (Kreylerin kullanılma yerlerine göre motorların ED değerleri normlaştırılmıştır.)

Motorun tam yükteki atalet gücü :

$$N_v = \frac{(G+Q)}{1000} \cdot \frac{w \cdot V}{75 \cdot \eta} ; \quad w = 20 \text{ (kg/t.)} = \frac{\text{Hareket direnci}}{15 \div 20}$$

(Hareketli kreyn olduğunda W değeri formüle konulur.)

$$N_v = \frac{80000+15000}{1000} \cdot \frac{20 \cdot 3}{75 \cdot 0,80} = 95 \text{ (PS)}$$

$$N_{\text{nom.}} = 1,70 \cdot N_v = 1,7 \cdot 95 = 161 \text{ PS}$$

3.2) İvmeli güce göre motor seçimi :

$$N_{\text{nom}} = \frac{N_i + N_v}{1,7} \text{ ile } \frac{N_i + N_v}{2,0} \text{ arasındadır.}$$

$$\text{İvme gücü : } N_i = \frac{Q+G}{g} \cdot \frac{V}{t_a} \cdot \frac{V}{75 \cdot \eta} \cdot \beta \quad t_a = 10 \text{ saniye alınmıştır=ivme süresi.}$$

$$N_i = \frac{80000+15000}{9,81} \cdot \frac{3}{10} \cdot \frac{3}{75 \cdot 0,8} \cdot 1,2 \quad \beta = \text{Dönen kütlelerin tesir faktörü} = 1,1 \div 1,2$$

$$N_i = 174 \text{ PS}$$

$$\text{Buna göre } N_{\text{nominal}} = \frac{174+95}{1,8} = 150 \text{ PS}$$

3.3 — Termik yönden gerekli gücün hesabı :

$t_b = 10 \text{ san.}$ deki frenleme gücü :

$$N_F = (N_i - N_v) \eta^2 = (174 - 95) \approx 50 \text{ PS}$$

İvme ve frenleme esnasında araba, ivme ve gecikme eşit değerde kabul edildiğinde ortalama yarı atalet hızına sahiptir. Buna göre bu zaman içerisinde yolun değeri $(t_a + t_b) \frac{V}{2} = (10+10) \frac{3}{2} = 30 \text{ m.}$ geride olur.

Atalet için daha 20 m. lik hareket yolu kaldığına göre, atalet süresi t in değeri : $t_1 = 20/3 = 6,7 \text{ san.}$ dir.

Tüm hareketin devamı : $t_1 = 10 + 6,7 + 10 = 26,7 \text{ san.}$

Saatte 40 defa iş yapıldığında, iş süresi : $T = \frac{3600}{40} \cdot 100 = 90 \text{ san.}$ dir. Buna göre relativ çalışma süresi

$$ED \text{ nin değeri : } ED = \frac{26,7 \cdot 2}{90} \cdot 100 = 60 \%$$
 dir.

Hareketin devamı asnasında ortalama karesel güç :

$$N_{ort} = \sqrt{\frac{(N_i + N_v)^2 \cdot t_a + N_v^2 t_1 + N_F^2 \cdot t_b}{t}}$$

$$N_{ort} = \sqrt{\frac{(174 + 95)^2 \cdot 10 + 95^2 \cdot 6,7 + 50^2 \cdot 10}{26,7}} = 174 \text{ PS tir}$$

Relativ yük dikkate alınarak gerekli termik güç : $N_{th} = N_{ort} \cdot r$ dir. Burada r tablodan alınacak bir değerdir.

$$\text{Relativ yük } g_R = \frac{G + (Q + G)}{2 (Q + G)} = \frac{80000 + 95000}{2 \cdot 95000} = 0,92$$

Tablo 22 : Relatif yüke bağlı olarak r değerleri (kaldırma sistemlerinde)

Relatif yük g_R	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
$r = \frac{\text{nominal güç}}{\text{Tam yük atalet gücü}}$	0,74	0,74	0,76	0,83	0,91	1,0

Tablo : 23 : Hareket eden sistemlerde $\frac{N_{nom}}{N_v}$ değerleri :

Hız V (m/san.)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Tam devire erme süresi t_a (san)	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$\frac{N_{nom}}{N_v}$ { Kaymalı yataklı: $w=20 \text{ kg/t}$	1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
{ rulmanlı yataklı: $w=7 \text{ kg/t}$	1,45	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2

Tablo 22 den : $g_R=0,92$ için $r \approx 0,93$ dir. Buna göre $N_{th} = 174 \cdot 0,93 = 162 \text{ PS}$ dir.

150 PS lik ivme gücüne göre tespit edilen motor küçük olacaktır. Rüzgâr tesiri dikkate alınmaksızın motor, ısınmaya göre en azından $ED = \% 60$ da 162 PS lik gücü sahip olmalıdır.

3.4 — Rüzgâr basıncı dikkate alınarak ivme durumunun kontrolü :

Rüzgâra karşı yüzey 15 m^2 , rüzgâr basıncı $w = 15 \text{ kg/m}^2$ olduğunda, tüm rüzgâr basınç kuvveti : $15 \cdot 15 = 225 \text{ kg. dir.}$

$$\text{Rüzgâra karşı atalet gücü : } N_v = 95 + 225 \cdot \frac{3}{75 \cdot 0,8} = 95 + 11 = 106 \text{ PS tir.}$$

Nominal gücü 162 PS olarak yukarıda tespit edilen motorun ortalama gücü : $162 \cdot 1,8 = 292 \text{ PS}$ tir.

Sadece ivme gücü : $292 - 106 = 186 \text{ PS}$ tir.

15 kg/m^2 rüzgâr basıncında ivme zamanı süresi :

$$t_a = \frac{G + Q}{g} \cdot \frac{V^2}{186} \cdot \frac{\beta}{75 \cdot 0,8} = 9,5 \text{ san. dir.}$$

İvme zamanı süresi önceden tahmin edilen 10 san. den daha küçüktür.

3.5 — 15 kg/m^2 lik rüzgâr basıncı dikkate alınarak gerekli termik gücün kontrolü :

Burada, arabanın dolu keçe ile rüzgâra karşı ve boş keçe ile rüzgârla beraber hareket ettiği hususu dikkate alınmıştır.

a) Dolu keçe ile rüzgâra karşı hareket ettiğinde :

Hareket süresi 9,5 san. ivme anındaki hareket yolu : $9,5 \cdot \frac{3}{2} = 14 \text{ m. dir.}$

$$t_b = 9,5 \text{ san. de ivme gücü, } N'_i = (186 - 95 - 11) \cdot 0,8^2 = 51 \text{ PS;}$$

Fren yolu 14 m. olduğunda atalet yolu : $50 - 14 - 14 = 22 \text{ m. dir.}$

Atalet süresi : $22 : 3 = 7,3 \text{ san. Atalet gücü : } 106 \text{ PS}$

b) Boş keçe ile rüzgârla hareket ettiğinde :

$$\text{Atalet gücü : } \frac{(80000 + 7500) \cdot 20 \cdot 3}{1000 \cdot 75 \cdot 0,8} - 11 = 87,5 - 11 = 76,5 \text{ PS}$$

$$\text{Yalnız ivme gücü : } 292 - 76,5 = 215,5 \text{ PS}$$

$$\text{İvme süresi : } t_a = \frac{87500}{9,81} \cdot \frac{3^2}{215,5} \cdot \frac{1,2}{75 \cdot 0,8} = 7,5 \text{ san.}$$

$$\text{İvme esnasında hareket yolu : } 7,5 \cdot \frac{3}{2} = 11 \text{ m.}$$

$$t_b = 9,5 \text{ san. ve 14 m. fren yolunda fren gücü : } N'_F = (186 \cdot \frac{87500}{95000} - 87,5) \cdot 0,8^2 + 11 = 65 \text{ PS}$$

Atalet yolu : $50 - 11 - 14 = 25 \text{ m.}$

Atalet süresi : $25 : 3 = 8,3 \text{ san.}$

Rüzgârla ve rüzgâra karşı hareketin süresi esnasında motorun kgresel ortalama gücü : $N_{ort} =$

$$\sqrt{\frac{292^2 \cdot 9,5 + 106^2 \cdot 7,3 + 51^2 \cdot 9,5 + 292^2 \cdot 7,5 + 76,5^2 \cdot 8,3 + 65^2 \cdot 9,5}{9,5 + 7,3 + 9,5 + 7,5 + 8,3 + 9,5}}$$

$$N_{ort} = 178 \text{ PS}$$

Buna göre nominal gücü N_{nom} en azından 178 PS ve relativ çalışma süresi $ED = \% 60$ olan bir motor seçilebilir.

4. Malzeme nakli için kullanılan bir açık saha kreyninin, kreyn hareket motorunun hesabı istenmektedir.

Kreynin taşıma gücü 10 ton, kendi ağırlığı 15 ton ve hareket hızı 1,5 m/san. dir. Ortalama hareket sahası 40 m; saatte ortalama iş sıklığı 16'dır. Kreyn kayma yataklı ve mekanik frenlemelidir.

4.1 — Kabaca motor seçimi :

Açık malzeme sahalarında kullanılan küçük güçlü kreynler için verilen değerler : $ED = \% 25$;

$N_{nom} = (100 \div 130) \% \times \text{tam yük atalet gücü (1,5 m/san. hareket hızında)}$

$$\text{Tam yük atalet gücü : } N_v = \frac{(G + Q) \cdot w \cdot V}{1000 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{(15000 + 10000) \cdot 20 \cdot 1,5}{100 \cdot 75 \cdot 0,8} = 12,5 \text{ PS}$$

$$N_{nom} = 1,15 \cdot 12,5 = 14,5 \text{ PS}$$

4.2 — İvme gücüne göre motor seçimi :

$$N_i = \frac{(G + Q)}{g} \cdot \frac{V}{t_a} \cdot \frac{V}{75 \cdot \eta} \cdot \beta ; \beta = 1,2 \text{ Dönen kütlelerin tesir faktörü.}$$

$$t_a = 7 \text{ san. alındığında : } N_i = \frac{15000 + 10000}{9,81} \cdot \frac{1,5}{7} \cdot \frac{1,5}{75 \cdot 0,8} \cdot 1,2 = 16,4 \text{ PS}$$

$$N_{nom} = \frac{N_i + N_v}{1,8} = \frac{16,4 + 12,5}{1,8} = 16 \text{ PS}$$

4.3 — Gerekli termik gücün kontrolü :

$$N_{ort} = \sqrt{\frac{(N_i + N_v)^2 \cdot t_a + N_v^2 t_1 + N_F^2 \cdot t_b}{t}}$$

Mekanik yolla frenleme yapıldığından, frenleme gücü $N'_F = 0$ dir.

Hareket süresi $t_a = 7 \text{ san.}$ esnasında geride bırakılan yol : $t_1 \cdot \frac{V}{2} = 7 \cdot \frac{1,5}{2} = 5,25 \text{ m.}$ Mekanik frenleme gecikme, hareket anındaki ivmeye eşitse, frenleme zamanında da eşit yol yapılır. O halde atalet için $40 - 10,5 = 29,5 \text{ m.}$ yol arta kalmaktadır. Buna göre atalet zamanı süresi : $t_1 = 29,5 : 1,5 = 20 \text{ san. dir.}$

Motorun hareket esnasında çalışma zamanı süresi : $t = 7 + 20 = 27$ san. dir. Bir tam iş süresi ise $2 \cdot 27 = 54$ san. dir. Saatte 16 iş yapıldığına göre, bir iş devresinin karşılığı olan zaman : $3600 : 16 = 225$ san.

Buna göre motorun relatif çalışma süresi : $ED = \frac{54}{225} \cdot 100 = 24$ % dir. ED değeri ise % 25 alınmıştır.

$$\text{Ortalama güç : } N_{\text{ort}} = \sqrt{\frac{(16,4 + 12,5)^2 \cdot 7 + 12,5^2 \cdot 20}{27}} = 18,2 \text{ PS}$$

relatif yük gr $= \frac{15000 + 10000}{2 \cdot 15000} = 0,83$. Buna göre tablo 22 den okunacak r değeri $r = 0,83$ tür. Böylece termik yönden yeterli motor gücü : $N_{\text{th}} = N_{\text{ort}} \cdot r = 18,2 \cdot 0,83 = 15,1 \text{ PS}$ dir.

4.4 — Rüzgâr basıncı dikkate alınarak ivme durumlarının kontrolü :

Rüzgâr basıncı $w = 15 \text{ kg/m}^2$ kabul edilmektedir. Rüzgâra karşı yüzey ise 19 m^2 dir. Rüzgâra karşı atalet gücü :

$$N_v = 12,5 + 285 \cdot \frac{1,5}{75 \cdot 0,8} = 12,5 + 7,1 = 19,6 \text{ PS tir.}$$

16 PS lik nominal güçle, ivme esnasında motorun ortalama gücü :

$1,8 \cdot 16 = 28,8 \text{ PS}$ ve sadece ivme gücü ise : $28,8 - 19,6 = 9,2 \text{ PS}$ tir. 15 kg/m^2 rüzgâr basıncında ivme süresi :

$$t_a = \frac{G + Q}{g} \cdot \frac{V^2}{9,2} \cdot \frac{\beta}{75 \cdot 0,8} = \frac{15000 + 10000}{9,81} \cdot \frac{1,5^2}{9,2} \cdot \frac{1,2}{75 \cdot 0,8} = 12,5 \text{ san.}$$

Bu değer 15 kg/m^2 lik rüzgâr basıncı için enıniyetli gözükmemektedir.

4.5 — 15 kg/m^2 lik rüzgâr basıncı dikkate alınarak gerekli termik gücün kontrolü :

Kreynin yüklü olarak rüzgâra karşı ve yüksüz, rüzgârla birlikte hareket ettiğini kabul edelim.

a) Yük altında rüzgâra karşı hareket :

Hareket süresi : $12,5$ san; ivmeli hareket yolu : $12,5 \cdot \frac{1,5}{2} = 9,4 \text{ m.}$ dir. Gecikmedeki hareket yolu $3,1 \text{ m.}$ dir

(Rüzgâr frenleme tesiriyle, mekanik frenlemeye yardımcı olmaktadır.)

Ataletteki hareket yolunun değeri : $40 - 9,4 - 3,1 = 27,5 \text{ m.}$ dir

Atalet zamanı : $t_1 = 27,5 : 1,5 = 18,3 \text{ san.}$ dir.

b) Yüksüz rüzgârla hareket ettiğinde :

$$\text{Atalet gücü : } 12,5 \cdot \frac{15}{10 + 15} = 7,1 = 0,4 \text{ PS}$$

İvmedeki ortalama güç : $28,8 \text{ PS}$

Sadece ivme gücü : $28,8 - 0,4 = 28,4 \text{ PS.}$

$$\text{İvme süresi : } t_a = \frac{15000}{9,81} \cdot \frac{1,5^2}{28,4} \cdot \frac{1,2}{75 \cdot 0,8} = 2,4 \text{ san.}$$

$$\text{İvmeli hareket yolu : } 2,4 \cdot \frac{1,5}{2} = 1,8 \text{ m}$$

Gecikmedeki hareket yolu : $7,2 \text{ m}$

Ataletteki hareket yolu : $40 - 1,8 - 7,2 = 31 \text{ m.}$

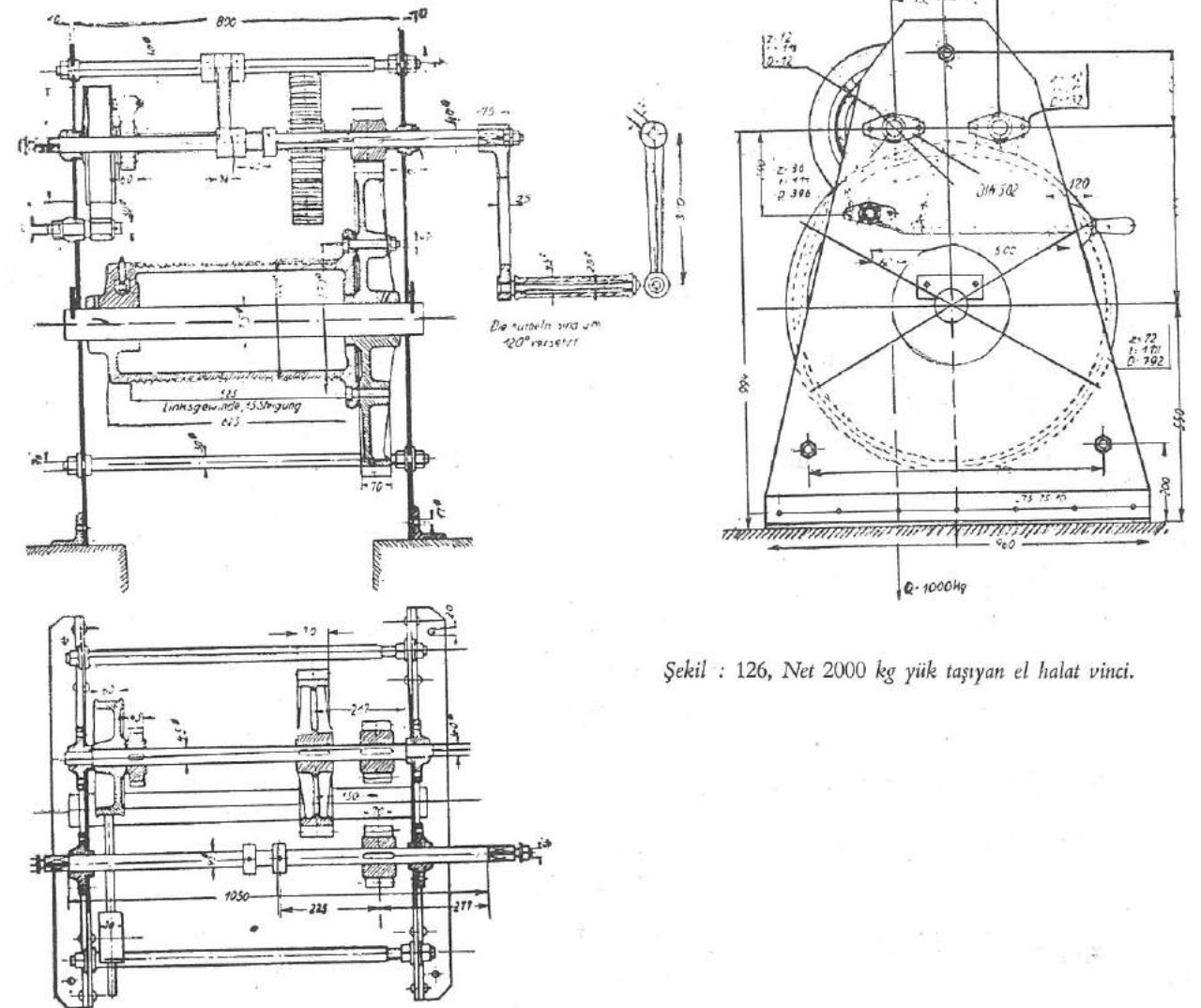
$$\text{Atalet süresi : } t_1' = \frac{31}{1,5} = 20,7 \text{ san.}$$

Rüzgâra karşı ve rüzgârla birlikte hareket ettiğinde, motorun hareket esnasındaki ortalama karesel (karekök) gücü :

$$N_{\text{ort}} = \sqrt{\frac{28,8^2 \cdot 12,5 + 19,6^2 \cdot 18,3 + 28,8^2 \cdot 2,4 + 0,4^2 \cdot 20,7}{12,5 + 18,3 + 2,4 + 20,7}} = 19,0 \text{ PS}$$

Bulunan bu değer, çeşitli işletme durumlarına göre en büyük güç değeri olduğundan, motorun bu güce göre seçimi uygundur. O halde listeden motorun seçiminde, en azından gücü 19 PS ve ED si % 25 olan motor seçilmelidir.

5. Aşağıda şekil 126 da görülen 2000 kg. net yük taşıyan vincin hesabı isteniyor.



Şekil : 126, Net 2000 kg yük taşıyan el halat vinci.

a) Halat ve tambur hesabı :

$$d = \text{Halat çapı} = k \cdot \sqrt{P} ; \quad k = 0,30 \text{ (Tablo 13 den)}$$

$$P = Q = 2000 \text{ kg.}$$

$$d = 0,30 \cdot \sqrt{2000} = 13 \text{ mm.}$$

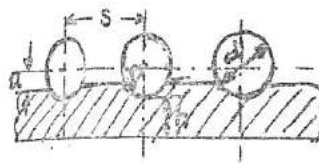
Halat çapı bulunduğundan sonra norm tablolardan uygun halat seçilir. Yukarıdaki değere göre seçilen halat : B 13 $\times$ 160 DIN 655 tir.

$$\text{Tambur çapı : } D = C \cdot \sqrt{P} \quad C = 6 \div 7 = \text{katsayı. (Tablo 13 den)}$$

$$D = 6,5 \cdot \sqrt{2000} = 300 \text{ mm.}$$

Bu tambur çapına göre tambur yivlerinin hatvesi $s = 15 \text{ mm. dir. (tablo : 24)}$

Tablo : 24; Halat çapına bağlı olarak s, r, a değerleri (Şekil 127)



Halat $\varnothing$	10	13	16	19	22	27	33	40	44
s (mm)	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r (mm)	5,7	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a (mm)	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Şekil : 127

30 m. kaldırma yüksekliği için tambur üzerindeki halat sarım sayısı : $n = \frac{30}{0,3 \cdot \pi} + 2 = 34 \text{ dir.}$

Tambur uzunluğu : $l = n \cdot s = 34 \cdot 15 = 510 \text{ mm.}$

Uygulamanın tambur uzunluğu : $l = 525 \text{ mm. dir.}$

b) Çevrim oranı :

$$\text{Yük momenti : } M_Y = Q \cdot \frac{D}{2} = 2000 \cdot \frac{30}{2} = 30000 \text{ kgcm.}$$

Manivela üzerinden üç işçinin tatbik ettiği kuvvet momenti : (Bir işçi 35 kg. kuvvet uyguluyor).

$$M_k = 3 \cdot 35 \cdot 20 = 21000 \text{ kgcm.}$$

Sistemin tüm randımanını $\eta_T = 0,8$ tahmin edildiğinde çevrim oranı i_T :

$$i_T = \frac{30000}{2100 \cdot 0,8} = \frac{300}{16,8} = 17,8 \text{ seçilen tüm çevrim oranı : } i_T = 18 \text{ dir.}$$

Herbir dişli çifti için öngörülen çevrim oranları :

$i_1 = 6$ ve $i_2 = 3$ olsun.

Sistemin randımanının kontrolü : tambur için $\eta = 0,96$; Dişli çiftleri için : $\eta_1 = \eta_2 = 0,92$

$$\text{Tüm randıman : } \eta_T = \eta \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,96 \cdot 0,82 \cdot 0,92 = 0,81$$

c) Dişli hesapları : Dişliler dökümdendir.

Tambur dişli grubu : seçilen değerler : $m = 11$, $Z_1 = 12$ diş sayısı
 $b = 7 \text{ cm.}$ $Z_2 = 72$ » »

$$\sigma_{\text{tüm}} = \frac{U}{b \cdot m} \cdot q \cdot \frac{1}{f}$$

$U = \text{çevresel kuvvet}$

$q = \text{katsayı (Tablo 24 den okunabilir)}$

$f = \text{işletme faktörü}$

$m = \text{modül, : } b = \text{dişli genişliği}$

Tablo : 25; 20° düz dişliler için

q değerleri : a) Dıştan dişliler için

Z=Diş sayısı	10	11	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34	40	50	65	80	100÷00
p =	52	49	46	43,5	41	39	37,5	36	35	33	32	31	30	29	28	27	26	25

b) İç yüzeyden dişliler için

Z = Diş sayısı	00	100	100	70	50	38	30	24	20
q =	25	24	23	22	21	20	19	18	17

Tablo : 26, $f = 1$ için σ_{Emn} . Değerleri

Malzeme	(St.52.11)	(St.50.11)	(St.60.11)	(St.70.11)	(Si.Mn.St) 75÷80kg/mm ²	(Si.Mn.St) 85—90kg/mm ²
σ_{Emn} (kg/mm ²)	900	1000	1200	1350	1550	1700

$$\text{Tambur dişlisinin çevresel kuvveti : } U = \frac{M_Y}{m \cdot \frac{Z_2}{2 \cdot 10} \cdot \eta_T} = \frac{30000}{11 \cdot \frac{72}{2 \cdot 10} \cdot 0,96} = 790 \text{ kg.}$$

q = Değeri tablo 25 den :

$$Z_1 = 12 \text{ dişli için } q_1 = 46$$

$$Z_2 = 72 \text{ » » } q_2 = 26 \text{ elde edilir.}$$

Tablo : 27; İşletme faktörü f nin değerleri

Kaldırma ve hareket sistemi		Döner kreyn sistemlerinde Kreyn ve köprü hareket sistem- lerinde	f değeri
Kullanılması	Yüklenmesi		
Devamlı	tam yüklenme	Devamlı	≈ 0,65
sık sık	ekseriya tam y.	sık sık yüklenme	0,80
sık sık	nadiren » »	normal kullanma	1,00
normal	normal		
nadiren	ekseriye tam.y.		
nadiren	nadiren » »	nadiren kullanma	1,25

Elle tahrikli vinç sistemi için f değeri (tablo 26 dan) : $f = 1,25$ tir. Buna göre :

$$\text{Pinyon dişli için : } \sigma_{\text{Tüm}} = \frac{790}{7 \cdot 11} \cdot 46 \cdot \frac{1}{1,25} = 378 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Büyük dişli için : } \sigma_{\text{Tüm}} = \frac{790}{7 \cdot 11} \cdot 26 \cdot \frac{1}{1,25} = 215 \text{ kg/cm}^2$$

Bu değerler, malzemenin emniyetli σ değerlerine nazaran oldukça küçük olduğundan uygundur.

Tablo : 28 dişlilerin işlenmesi ve yağlanması :

Taksimat dairenin çevresel hızı	İşlenmesi	Yağlanması
0,8 m/san.yekadar	Dişler temiz dökülmüş veya frezelenmiş	Gres yağlama
4 m/san » »	Dişliler tezgâhta daha temiz işlenmiş.	Gres veya daldırılmalı yağlama.
12 m/san » »	Dişliler hassas işlenmiş ve taşlanmış.	Daldırılmalı yağlama
12 m/san. üzerinde	Dişliler taşlanmış	basınçlı yağ.

Tablo : 29 Dişli genişliğinin taksimata oranı

Dişli tipi	Yataklamanın tipi (dişlinin)	Dişli genişliği (cm)
Dişliler tezgâhlar da temiz işlenmiş	Rulmanlı veya tercihan kayma yataklı.	3 × modul
	Diğer normal dişli kutularındaki yataklamalar ve benzeri	2,5 × modul
	Kreyn konstrüksiyon elemanı ve taşıyıcıların yataklanmaları	1,5 × modul
Dişli temiz dökümlü	Kreyn konstrüksiyon elemanı ve taşıyıcıların yataklanmaları	1,0 × modul

Tablo : 30; Pinyon dişlilerinin diş sayısı ($\alpha = 20^\circ$ de)

İşletme tipi	Minumum diş sayısı
Büyük hızla dönen dişliler	$Z_{min} = 16$
Orta hızda dönen dişliler	$Z_{min} = 14$
Küçük hızda dönen dişliler	$Z_{min} = 10 \div 12$

d) Dişli mili üzerindeki milin hesabı :

$v = 2$ emniyetindeki fren momenti :

$$M_F = \frac{30000}{\xi_1} \cdot v \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_T}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_1}\right) = \frac{30000}{6} \cdot 2 \cdot 0,96 \cdot 0,91 = 8740 \text{ kgcm.}$$

Fren diskinin çapı $D = 280$ mm. seçildiğinde en büyük band kuvveti :

$$S_1 = \frac{M_F \cdot 2}{D} \cdot \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} : \alpha = 200^\circ = \text{sarılım açısı} : \mu = 0,45 \text{ (Ferodo-fibre balatası)} : e^{\mu \alpha} = 4,8$$

$$S_2 = \frac{8740 \cdot 2}{28} \cdot \frac{4,8}{4,8 - 1} = 790 \text{ kg.}$$

Seçilen bandın ölçüleri : $6 \times 0,2$ cm. dir. Perçin çekimi dikkate alınarak band gerilmesi :

$$\sigma_f = \frac{790}{6 \cdot 0,2 - 2 \cdot 0,6 \cdot 0,2} = \frac{790}{0,96} = 820 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Bu gerilim değeri yüksek olmasına rağmen el vinçleri için emniyetlidir.

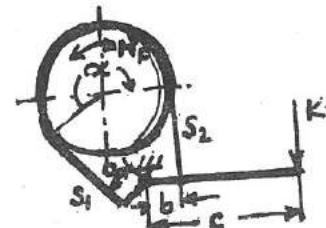
$$S_2 \text{ değeri ise : } S_2 = \frac{S_1}{e^{\mu \alpha}} = \frac{790}{4,8} = 165 \text{ kg. dir.}$$

Her iki yönde fren tesiri yapan bandlı diferansiyel fren için gerekli K fren ağırlığı (kuvveti)

$$K = \frac{S_2 \cdot 16 - S_1 \cdot 3}{50} = \frac{2640 - 2370}{50}$$

$$K = 5,4 \text{ kg. dir.}$$

(Şekil 128 : $b = 10$; $c = 50$; $a = 3$ cm dir).



(Şekil 128, Diferansiyel bandlı fren)

e) Dişli millerinin ve tambur aksı, bunlarla ilgili formüllerle hesaplanabilir.

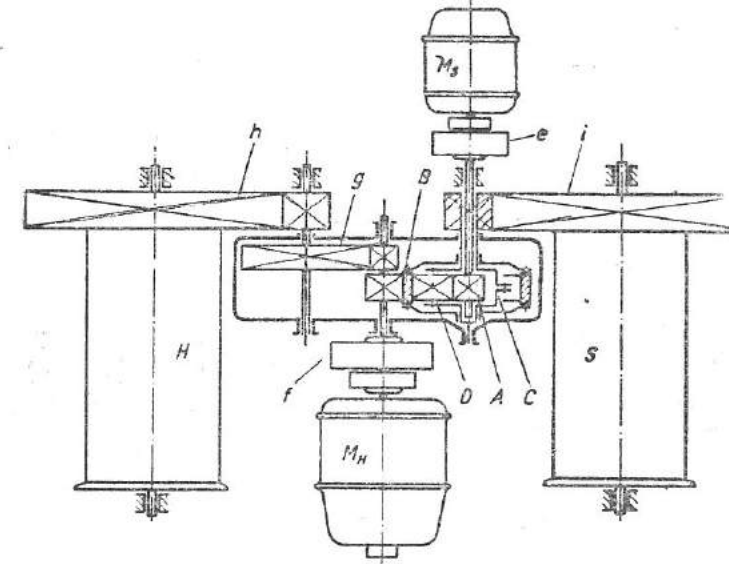
f) Kaldırma hızları :

Manivela hızı $0,6$ m/san. olduğunda, manivela milinin devri :

$$n_m = \frac{0,6 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,37} = 15,5 \text{ d/dak. dir.}$$

$$\text{Tambur devri : } n_T = \frac{n_m}{\xi_T} = \frac{15,5}{18} = 0,86 \text{ d/dak.}$$

$$\text{Kaldırma hızı : } V = 0,86 \cdot \pi \cdot 0,3 = 0,81 \text{ m/dak. dir.}$$



Şekil : 129, Planet dişli çarklı bir kavrama vinç sisteminin ana prensip şeması.

M_h = Kaldırma motoru, M_s : Kapama motoru, S : Kapama tamburu, H : Tutma tamburu, A : Güneş dişlisi, B : Dişli, C : Planet dişli mili ve tutucusu, e : kapama freni, f : kaldırma freni, g : Dişli çarkı, h : tutma tamburu dişlileri, i : kapama tamburu dişlileri.

a) Halat çapı : Kapama tamburu halatları tüm kavrama kepçesinin yükünü taşımaktadırlar. Her iki halattan birine isabet eden yük P : 2500 kg. dir.

Kavramalı döner kreynleri Tablo 12 ye göre III ve IV. gruba ait olduklarından Tablo 13 den seçilen k değeri (halat için) $k = 0,35$ dir. Buna göre halat çapı $d = 0,35 \cdot \sqrt{2500} = 17,5$ mm. dir.

Buna göre seçilen halat tipi B 18×160 DIN 655. Bu halatlardan biri sağ, diğeri sol sarımlıdır. Böylece her iki halatın kıvrımları birbirine zıt yönde tesir ederek kavrama kepçesinin dönmesine mani olur.

Tutma halatları, sadece kavramanın açılış anında tam yükte, diğer durumlarda ise boş kepçenin ağırlığı (Taşıyıcı kuvvetin 50% si) ile yüklüdür. Takribi değer, $S = 2500 \cdot 0,75 = 1875$ kg ve $d = k \cdot \sqrt{P} = 0,35 \cdot \sqrt{1875} = 15,2$ mm. Seçilen tel halat : B 16×160 DIN 655; Biri sağ diğeri sol sarımlı halat.

b) Tambur değerleri :

$$\text{Çap} : D = C \cdot \sqrt{P}$$

$$C \text{ değeri (Tablo 13, grup IV 2)} : C = 8 \text{ ile } 9 \text{ arası}$$

$$\text{Kapama tamburu, en küçük çap} : D = 8 \cdot \sqrt{2500} = 400 \text{ mm.}$$

$$\text{Tutma tamburu, en küçük çap} : D = 8 \cdot \sqrt{1875} = 350 \text{ mm.}$$

Kaldırma yüksekliğinin büyüklüğü dikkate alınarak kapama tamburunun çapı 500 mm. seçilmiştir. Tutma tamburunun tam halat çapı değeri, halatların eşit hareket hızları dikkate alınarak, dişli çevrim oranı tespit edildikten sonra belirlenecektir.

$$32 \text{ m. kaldırma yüksekliğinde halat sarım sayısı : } n = \frac{32}{\pi \cdot 0,5} \pm 2 = + 21 + 2 = 23$$

$$\text{Yivler mesafesi : } s = 2 \text{ mm. (Tablo : 24)}$$

$$\text{Kapama tamburunun halatla sarılan uzunluğu : } l = 2 \cdot n \cdot s = 2 \cdot 23 \cdot 22 = 1010 \text{ mm.}$$

$$\text{Tambur devir sayısı : } n_T = 80/0,5 \cdot \pi = 51 \text{ d/dak.}$$

$$\text{Kaynak kontrüksiyonlu tamburun et kalınlığı (yiv altında) : } h = 11 \text{ cm.}$$

$$\text{Tamburun et kalınlığı (yivlerin haricinde) : } h' \approx 20 \text{ mm.}$$

c) Motor seçimi :

$$\text{Kaldırma motorunun gücü : } N_v = 5000 \cdot 80/4500 \cdot \eta_{ges.} ; \eta_{tüm} = 0,8 \text{ için}$$

$$N_v = 5000 \cdot 80/4500 \cdot 0,8 = 111 \text{ PS.tir.}$$

Tablo 9 dan seçilen motor tipi : SSW hR-1871-10 dur. 40 % ED gücü 100 PS. relatif yük değeri tablo 22 ye göre $\eta = 0,80$ olduğundan, nominal güç değeri, tam yük atalet gücünün ancak 83 % dür. Motorun çekme (kavrama) momenti, tam yük momentinin yine de iki katıdır; dolayısıyla ısınma durumu kontrol edilmelidir. Motor devri $n = 580 \text{ d/dak.}$ Kapama motorunun gücü $N_v/2 = 56 \text{ PS}$ alınabilir.

d) Çevrim oranları : Kaldırma motoru ile kapama tamburu arasındaki tüm çevrim oranı

$$i_{tüm} = \frac{\text{Motor devri}}{\text{Tambur devri}} = \frac{580}{51} = 11,4$$

Kapama motoru ile kapama tamburu arasındaki tüm çevrim oranı

$$i_{gtüm} = \frac{\text{Motor devri}}{\text{Tambur devri}} = \frac{715}{51} = 14$$

$$\text{Planet dişli çarkı için } J = \frac{\text{Yuvarlak dişlinin içten dişli sayısı B}}{\text{Güneş dişlisinin diş sayısı A}} = 3,5$$

Böylece planet dişli çarkının çevrim oranı, kaldırma motoru ve B yuvarlak dişlisi üzerinden : [Kapama motoru duruyor]

$$t_B = \frac{J+1}{J} = \frac{3,5+1}{3,5} = 1,285,$$

Kapama motoru, A güneş dişlisi üzerinden tahrik ettiğinde (Kaldırma motoru ve B dişlisi durmakta) planet dişli çarkının çevrimi :

$$t_A = J+1 = 3,5+1 = 4,5$$

$$\text{Kapama tamburu dişli grubu çevrimi : } t_2 = \frac{t_2 \text{ tüm}}{t_A} = \frac{14}{4,5} = 3,12$$

$$\text{Kaldırma motoru dişli grubu-B dişlisinin dış yüzeyinden : } t_1 = \frac{t_1 \text{ tüm}}{t_B \cdot t_2} = \frac{11,4}{1,285 \cdot 3,12} = 2,85$$

$$\text{Tutma tamburu dişli grubu h : } t_4 = 3,12$$

$$\text{Kaldırma motoru dişli grubu g : } t_3 = \frac{t_1 \text{ tüm}}{t_4} = \frac{11,4}{3,12} = 3,66$$

Planet dişli çarkının dişlileri :

Dişli hesaplarında, aşınma hesaplarına genellikle en küçük dişliden başlandığından bu problemde de güneş dişlisinden başlanmıştır.

a) Kaldırma motoruyla tahrik edildiğinde : yük, planet dişlileri üzerinden tahrik edilerek kaldırılmaktadır :

$$\text{Kaldırma motorunun nominal momenti : } M_{TM} = 71620 \cdot \frac{111}{580} = 13700 \text{ kgcm}$$

$$\text{B Dişlisindeki moment : } M_{TB} = 13700 \cdot t_1 \cdot \eta' = 13700 \cdot 2,85 \cdot 0,98 = 38300 \text{ kgcm.}$$

Dişli basınç kuvvetleri güneş dişlisi ile B dişlisinin iç yüzeyinde aynı olduğundan moment oranları çaplarının oranı gibidir : $M_{TA} = \frac{M_{TB}}{J} = \frac{38300}{3,5} = 11000 \text{ kgcm. dir.}$

Kapama motoru güneş dişlisini tahrik ettiğinde de aynı moment meydana geleceğinden, kapamada, kapama halatlarına en büyük çekme kuvvetleri tesir eder.

$$\text{Kaldırma motorunun tahrikinde güneş dişlisinin devri : } n_A = 0 \text{ dir.}$$

$$c - \text{planet kolunun devri : } n_C = \frac{580}{t_1 \cdot t_B} = \frac{580}{2,85 \cdot 1,285} = 159 \text{ d/dak.}$$

$$\text{Relatif devir, planet dişlisi ve c kolu arasında : } n_C - n_A = 159 \text{ d/dak.}$$

$$\text{Planet dişlisi D nin kendi eksenini etrafındaki devri : } n_D = \frac{\text{Güneş dişlisi çapı}}{\text{Planet dişlisi çapı}} = 159 \cdot \frac{1}{\frac{3-1}{2}} = 127 \text{ d/dak dir.}$$

Dişli malzemeleri (Si-Mn — St75-80) olduğunda emniyetli yüzeyel sıkışma Pem. :

$$\left. \begin{array}{l} Pem = 9300 \text{ kg/cm}^2 \text{ (159 d/dak.da)} \\ Pem = 9500 \text{ " " (127 " " ")} \end{array} \right\} \text{ Bu değerler ilgili (Pem-devir) diagramlarından okunurlar. Malzemenin cinsine bağlıdır. Bunlardan en küçük değer alınır.}$$

$$\text{Kepçeli işletmeler için işletme faktörü } f = 0,8 \text{ dir. (Tablo 27), Böylece } bd_G^2 = 5720000 \cdot \frac{M_{TA}}{P^2 cm} \cdot \frac{t+1}{t+0,14}.$$

$\frac{1}{f}$ bağıntısından güneş dişlisine ait bd_G^2 hesaplanır.

$$t = \frac{D \text{ dişlisinin çapı}}{\text{Güneş dişlisinin çapı}} = \frac{(3-1)/2}{1} = \frac{(3,5-1)/2}{1} = 1,25 \text{ dir. Buna göre :}$$

$$bd_G^2 = 5720000 \cdot \frac{11000}{9300^2} \cdot \frac{1,25+1}{1,25+0,14} \cdot \frac{1}{0,8} = 1470 \text{ cm}^3 \text{ dür.}$$

B) Kapama motoru üzerinden tahrik edildiğinde : $M_{TA} = 11000 \text{ kg cm.}$

$$\text{güneş dişlisinin devri : } n_A = 715 \text{ d/dak.}$$

$$c - \text{kolunun devri : } n_C = \frac{715}{J+1} = \frac{715}{3,5+1} = 159 \text{ d/dak.}$$

$$\text{Güneş dişlisi ve C kolu arasındaki relatif devir : } n_A - n_C = 715 - 159 = 556 \text{ d/dak.}$$

$$\text{Planet dişlisinin kendi eksenini etrafındaki devri : } n_D = 556 \cdot \frac{1}{\frac{J-1}{2}} = 556 \cdot \frac{1}{1,25} = 445 \text{ d/dak.}$$

Si-Nn-st 75-80 malzemeleri için emniyetli sıkışma değerleri :

$$\left. \begin{array}{l} Pem = 7600 \text{ kg/cm}^2 \text{ (556 d/dak. da)} \\ Pem = 7999 \text{ " " (445 " " ")} \end{array} \right\} \text{ ilgili diagramlardan}$$

Kapama motoru üzerinden tahrik edildiğinde işletme faktörü $f = 1$ dir. (Tablo 27). Çünkü en büyük yük ancak kapama kursunun sonunda meydana gelmektedir. Böylece

$$bd_G^2 = 5720000 \cdot \frac{11000}{7600^2} \cdot \frac{1,25+1}{1,25+0,14} \cdot \frac{1}{1} = 1770 \text{ cm}^3 \text{ dür.}$$

Bu değer daha büyük olduğundan dişlinin ölçülendirilmesi bu değere göre yapılır. (Burada :

$$b = \text{Güneş dişlisinin genişliğidir. (cm)}$$

$$d = \text{Güneş dişlisinin taksimat dairesi çapıdır (cm)}$$

Mesela a taşıyıcı kirişi için eşitliklerden şu değerler elde edilir.

$$W_1 = -\frac{R'_1 \cdot t + R'_2 \cdot u}{s} = -\frac{1,75 \cdot 165 + 1,75 \cdot 35}{188} = 1,86 \text{ t (tesiri aşağıya doğru)}$$

$$W_2 = -\frac{R'_1 (s-t) + R'_2 (s-u)}{s} = -\frac{1,75 \cdot 23 + 1,75 \cdot 153}{188} = 1,64 \text{ t (tesiri aşağıya doğru)}$$

b taşıyıcı profilinde :

$$X_1 = \frac{D_1 \cdot v + D_2 \cdot w + A \cdot x - (R''_1 \cdot t + R''_2 \cdot u)}{s} = \frac{1,7 \cdot 127 + 0,8 \cdot 117 + 2,7 \cdot 105 - (0,75 + 165 + 0,75 \cdot 35)}{188} = 2,39 \text{ t}$$

$$X_2 = \frac{D_1 (s-v) + D_2 (s-w) + A (s-x) - [R''_1 (s-t) + R''_2 (s-u)]}{s} = \frac{1,7 \cdot 61 + 0,8 \cdot 71 + 2,75 \cdot 83 - (0,75 \cdot 23 + 0,75 \cdot 153)}{188}$$

$$X_2 = 1,36 \text{ ton dur.}$$

Aynı yoldan devam edilerek c ve d taşıyıcı kirişleri içinde :

$$Y_1 = 0,85 \text{ t; } Y_2 = 0,15 \text{ t; } Z_1 = 1,22 \text{ t; } Z_2 = 0,03 \text{ t bulunur.}$$

e ve f taşıyıcı kirişlerindeki kuvvetler, tüm kuvvetlerin bağmılarından elde edilirler :

$$W_1 + X_1 + Y_1 + Z_1 = -1,86 + 2,39 + 0,85 - 1,22 = 0,16 \neq 0$$

$$W_2 + X_2 + Y_2 + Z_2 = -1,64 + 1,36 + 0,15 - 0,03 = 0,16 \neq 0$$

Z₁ ve Z₂ noktalarına göre bütün momentlerin toplamı = 0 eşitliğinden :

$$\Sigma M = -1,86 \cdot 170 + 2,39 \cdot 150 + 0,85 \cdot 20 = 60 \neq 0$$

$$\Sigma M = -1,64 \cdot 170 + 1,36 \cdot 50 + 0,15 \cdot 20 = -71 \neq 0$$

Toplam netice gösteriyorki, e W₁ çok küçük, f W₂ çok büyüktür. Dolayısıyla R₁ değeri büyük ve R₂ değeride küçük olarak alınmalıdır.

Yine tahmin edilen husus bütün R kuvvetlerin bileşkesi, Q tesir noktası üzerinde sayılmaktadır.

$$\begin{aligned} R_1 &= 3,0 \text{ t; } R_2 = 2,0 \text{ t; } R_3 = 2,3 \text{ t; } R_4 = 2,7 \text{ t; } \\ R'_1 &= 2,1 \text{ t; } R'_2 = 1,4 \text{ t; } R'_3 = 1,61 \text{ t; } R'_4 = 1,89 \text{ t; } \\ R''_1 &= 0,9 \text{ t; } R''_2 = 0,6 \text{ t; } R''_3 = 0,69 \text{ t; } R''_4 = 0,81 \text{ t.} \end{aligned}$$

Buna göre şunlar elde edilir.

a taşıyıcı kirişi	W ₁ = -2,1 t;	W ₂ = 1,4 t
b » »	: X ₁ = 2,29 t;	X ₂ = 1,46 t
c » »	: Y ₁ = 0,89 t;	Y ₂ = 0,11 t
d » »	: Z ₂ = -1,12 t;	Z ₂ = -0,13 t
	Σ = -0,04 t;	Σ = +0,04 t
	ΣM = +3 tcm;	ΣM = -17 tcm.

Kuvvetler toplamı sıfıra oldukça yaklaşmış olduğundan, bu değerler yeterli bulunabilirler.

ç) a taşıyıcının hesabı :

$$M_{E\max} = W_1 (s-t) = 2,1 \cdot 23 \approx 49 \text{ tcm.}$$

Mevcut taşıyıcı profil U 18 dir ve bunun mukavemet Momenti W = 150 cm³ tür.

$$\sigma_E = \frac{49000}{150} = 325 \text{ kg/cm}^2$$

e) b Taşıyıcı kirişin hesabı :

En büyük moment A kuvvetinin tesiriyle meydana geldiğinden, bu noktada kiriş, tambur mesnet sacı ile tesirli bir şekilde desteklenmiştir. D₁ noktasındaki momentin değeri :

$$M_E = X_1 (s-v) + R''_1 (t-v) = 2,29 \cdot 61 + 0,9 \cdot 38 = 174 \text{ tcm.}$$

Seçilen Profil U 18 iki lamelli 60.10 ve W = 244 cm³ tür.

$$\text{Eğilme gerilmesi : } \sigma_E = \frac{174000}{244} = 710 \text{ kg/cm}^2.$$

ρ) c taşıyıcı kirişinin hesabı :

En büyük moment. E₁ dedir.

$$M_{E\max} = Y_1 (s-v) + R''_3 (t-v) = 0,89 \cdot 61 + 0,69 \cdot 38 = 80 \text{ tcm.}$$

U 18 profilinin eğilme zorlanması :

$$\sigma_E = \frac{80000}{150} = 530 \text{ kg/cm}^2$$

η) d taşıyıcı kirişinin hesabı :

En büyük Moment C dedir.

$$M_{E\max} = Z_2 + Y_4 \cdot (y-v) = -0,13 \cdot 47 + 1,89 \cdot 12 = 16,6 \text{ tcm.}$$

$$\text{U 18 profilinin zorlanması : } \sigma_E = \frac{16600}{150} = 110 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

v) e ve f taşıyıcı kirişlerinin hesabı :

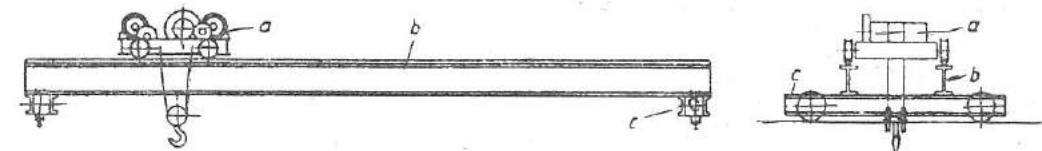
e taşıyıcı kirişinde en büyük moment X₁ dedir.

$$M_{E\max} = W_1 \cdot r = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ tcm.}$$

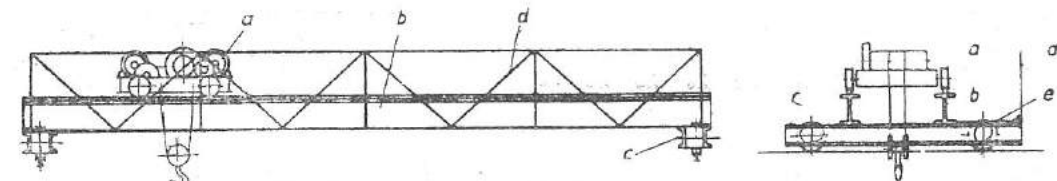
$$\text{U 18 profilinin zorlanması : } \sigma_E = \frac{42000}{150} = 280 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

f profili ise, daha az bir yükle yüklenmektedir.

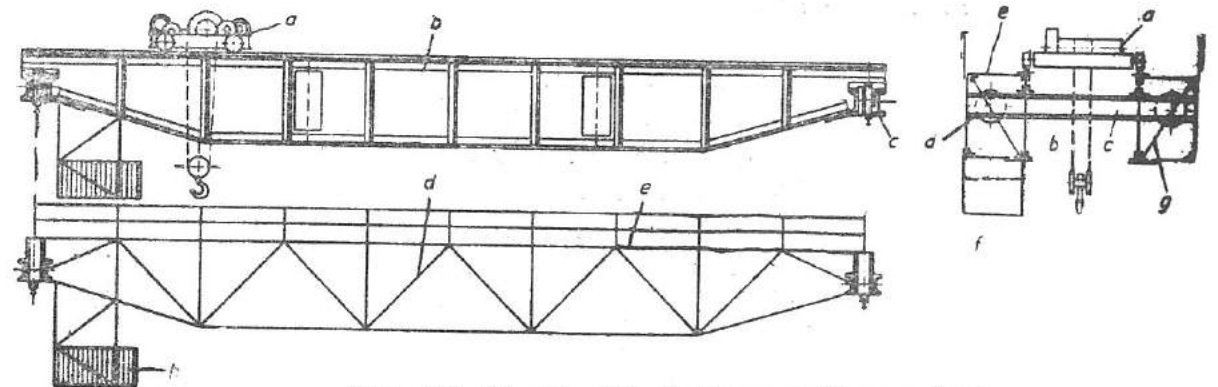
Bazı Taşıyıcı Kirişlerinin Şeması



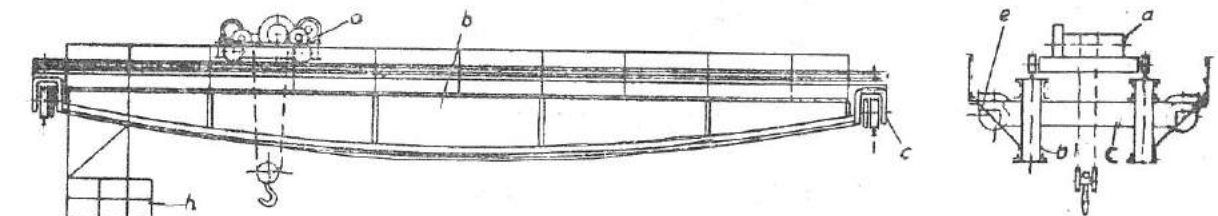
Şekil : 132 Platformsuz hadde profil taşıyıcıları.



Şekil : 133, Yürür platformlu hadde profil taşıyıcısı.

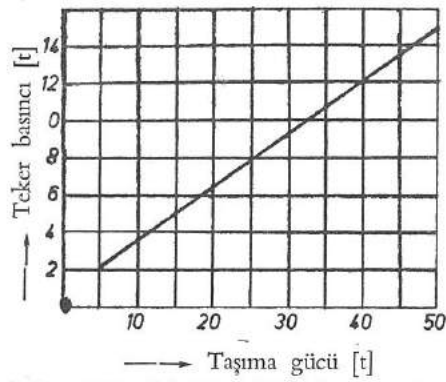


Şekil : 134, Çift yürür platformlu dolu saç gövdeli taşıyıcı kirişi.

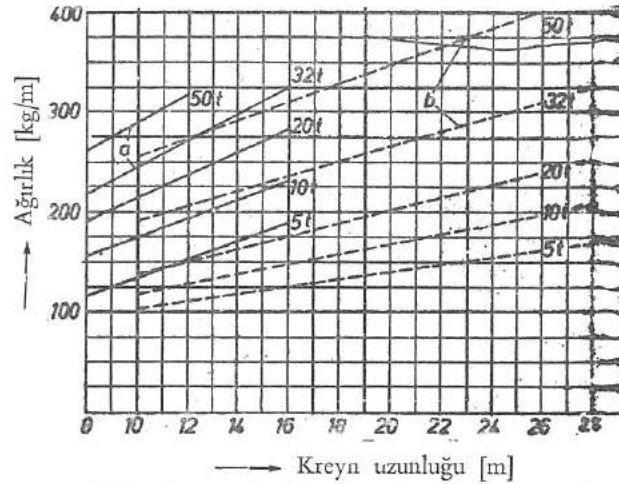


Şekil : 135, Konsol tipi yürür platformlu kafes kirişi :

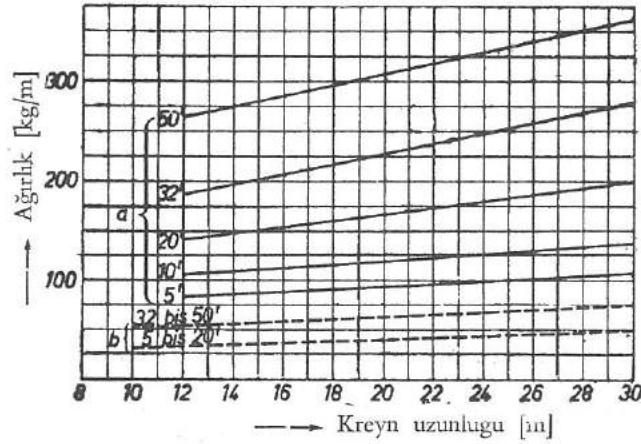
a : Araba, b : Ana taşıyıcı kirişi, c : Baş kısmındaki taşıyıcı kiriş, d : yardımcı kirişler, e : Yürür platform, f : Alt bağlantılar g : enine bağlantı, h : kumanda kabini.



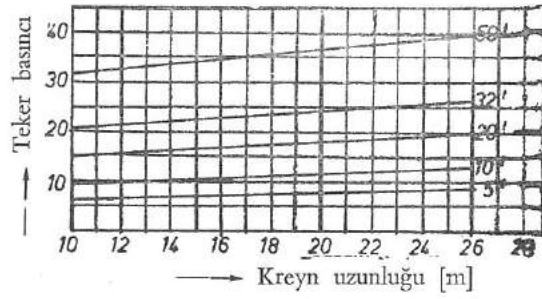
Şekil : 136, Elektrikle tahrikli kreyin arabasının teker basınç bağıntısı (Yardımcı kaldırma sistemi yok)



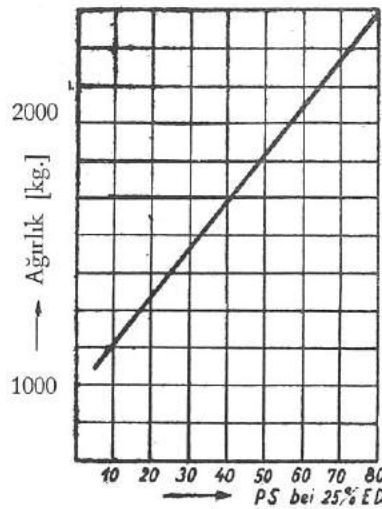
Şekil : 137, Dolu kafesli ana kirişinin, kg/cinsinden ağırlıkları a : Hadde profil kirişi (ip), b : perçin bağlantılı kafesli kiriş.



Şekil : 138, Çeşitli taşıma güçlerine ve köprü uzunluklarına sahip kreyinlerde (kg/m) cinsinden kiriş sistemlerinin zati ağırlıkları a : Ana kirişler, b : Yardımcı kirişler



Şekil : 139, Taşıma güçleri farklı ve elektrik motorlarıyla tahrikli gezer kreyinlerin en büyük teker basınçları



Şekil : 140, Köprü ortasında hareket sisteminin zati ağırlığı : (Motor, dişli kutusu, frenler, kavrama)

8. Bir kreyin köprüsünün şu şartlarda hesabı düşünülmektedir. Köprü uzunluğu $l = 8350$ mm. ve taşıdığı yük 8 tondur. Arabanın tekerler arası mesafesi $a_1 = 1700$ mm. dir.

Araabanın teker basıncı şekil 136 ya göre $P = 2,9$ tondur. Taşıyıcı köprünün tipi Şekil 133 deki gibidir. İşletme normal zorlanmalı (grup II) dir.

Ana taşıyıcı kirişin hesabı : Gerekli atalet momenti :

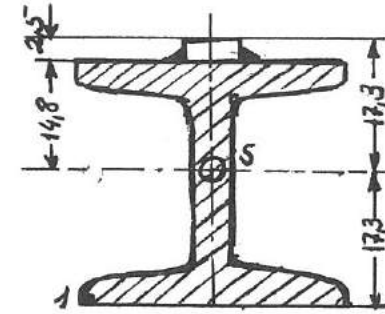
$$J_G = \frac{P}{48 \cdot f \cdot E} (l - a_1) \cdot [3l^2 - (l - a_1)^2] ; f = \frac{835}{750} = 1,1 \text{ cm.} = \text{Köprü ortasındaki eğilme değeri}$$

$$J_G = \frac{2900}{48 \cdot 1,1 \cdot 2150000} \cdot (835 - 170) [3 \cdot 835^2 - (835 - 170)^2] = 28000 \text{ cm}^4$$

Seçilen profil : I 32 dir. Kaynaklı düz rayın ölçüleri 50.25 ve seçilen profilin J değeri : $J = 36000 \text{ cm}^4$ dir.

Gezer yükün en büyük momenti :

$$M_{pmax} = P \left(1 - \frac{a_1}{2} \right) = 2900 \cdot \left(\frac{835 - 170}{2} \right) = 980.000 \text{ kg cm.}$$



Şekil : 141

Kendi ağırlığından dolayı eğilme momenti : $M_{E1} = \frac{g_e \cdot l^2}{8}$ dir. g_e

değeri I - taşıyıcısının kendi ağırlığını kapsamaktadır. (Birim ağırlığı 135 kg/m), rayın her metresinin ağırlığı 9,81 kg/m ve kabin kısmının değeri 40 kg/m. tahmin edilebilir.

$$\text{Buna göre : } M_{E1} = \frac{1,85 \cdot 835^2}{8} = 162000 \text{ kgcm.}$$

Tahrik sisteminin (motorun gücü 5 PS) meydana getirdiği eğilme momenti :

Şekil 140 ge göre tüm ağırlık 500 kg. Ana taşıyıcı kiriş üzerindeki kısmı 250 kg. dir.

$$M_{g2} = \frac{250 \cdot 835}{4} = 52000 \text{ kgcm.}$$

Tablo : 34 Dengeleme katsayısı φ ve darbe katsayısı φ

Kreyin grup	φ	Hareket rayı darbeleri	φ
I	1,2	mevcut mevcut değil veya kaynamış	
II	1,4	Hareket hızı (m/san)	
III	1,6	≤ 1 $\leq 1,5$	1,1
IV	1,8	> 1 $> 1,5$	1,2

Dengeleme katsayısı : $\varphi = 1,4$ (Kreyin grubu II)
Darbe katsayısı : $\varphi = 1,1$ (1,0 m/san. hızda) } Tablo 34 den.

Ana taşıyıcı kirişin gerilmeleri :

$$\sigma = \frac{1,1 (162000 + 52000) + 1,4 (980000)}{W_x}$$

$$W_x = \frac{J}{17,3} = \frac{36000}{17,3} = 2080 \text{ cm}^4 \text{ (Şekil 141)}$$

$$\text{Buna göre : } \sigma = \frac{236000 + 137000}{2080} = \frac{1606000}{2080} = 775 \text{ kg/cm}^2 \text{ (} \sigma_{emn} = 1400 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir)}$$

Frenleyici kuvvetlerden dolayı yatay eğilme momentinin değeri : (takriben)

$$M' = \frac{M_{pmax}}{14} + \frac{M_{g1}}{14} = \frac{980000+162000}{14} = 81500 \text{ kgcm.}$$

Ana ve tali kuvvetlerden dolayı gerilmenin değeri :

$$\sigma = \frac{1606000}{W_x} + \frac{81500}{W_y} ; (W_x \text{ ve } W_y \text{ değerleri, Şekil 141 deki 1 noktasına göre hesaplanmalıdır. çünkü gayrı müsait nokta 1 dir.)}$$

$$\text{Buna göre : } W_x = \frac{36000}{17,2} = 2090 \text{ cm}^3 \text{ ve } W_y = 661 \text{ cm}^3 \text{ dür.}$$

$$\sigma = \frac{1606000}{2090} + \frac{81500}{661} = 770+123 = 893 \text{ kg/cm}^2 (\sigma_{em} = 1600 \text{ kg/cm}^2)$$

Kontrol hesabından da görüleceği üzere, taşıyıcı profil, zorlanmadan dolayı değil, kabul edilen eğilmeden tespit edilir.

Taşıyıcı ile düz ray arasındaki kaynağın hesabı :

Devamlı bir kaynakta kayma gerilmesi :

$$J = \frac{S \cdot Q_{max}}{J \cdot 2a} ; S : \text{Ray kesitinin statik momenti}$$

$$a : \text{Kaynak kalınlığı} \approx 0,4 \text{ cm.}$$

$$S = 5 \cdot 2,5 \cdot 16,05 = 200 \text{ cm}^3$$

$$Q_{max} = \text{En büyük yatay (enine) kuvvet, (araba ve kendi ağırlığı nedeniyle)}$$

$$Q_{max} = 2 \cdot 2800 \cdot \psi + \frac{g \cdot l}{2} \cdot \varphi = 5800 \cdot 1,4 + \frac{185 \cdot 8,35}{2} \cdot 1,1 = 8950 \text{ kg.}$$

$$J = \frac{2000 \cdot 8950}{36000 \cdot 2 \cdot 0,4} = 62 \text{ kg/cm}^2$$

Eğer kaynak boydan boya değilse, kesikli yapılmış ise (yani 300 mm. uzunluğun 60 mm. si kaynaklı ise) böylece 5 misli bir değer ortaya çıkar. O halde $\tau = 62 \cdot 5 = 310 \text{ kg/cm}^2$ dir. Bu değer bile emniyetlidir.

Yan (tali) taşıyıcılar :

Şekil 142 ye göre, yan taşıyıcının metre başına ağırlığı 30 kg/m. dir. Buna ilâveten kabin kısmının her metre başına ağırlığı 40 kg/m. dir. Tüm ağırlık : $(30+40) \cdot 8,35 = 580 \text{ kg}$ dir.

Sistem 8 düğüm noktasına sahiptir. ve her düğüm noktası yükü 73 kg. dir. (Şekil 142)

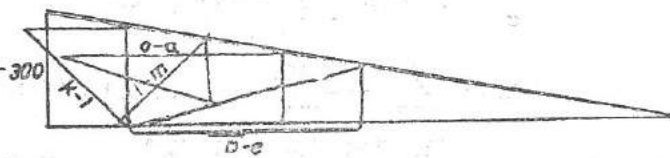
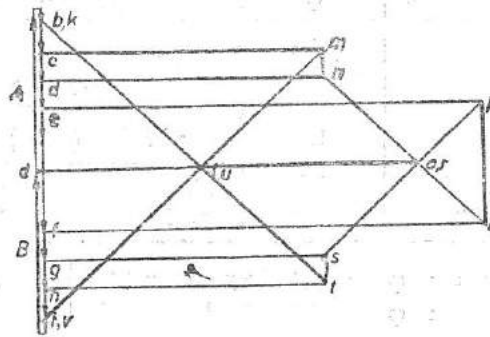
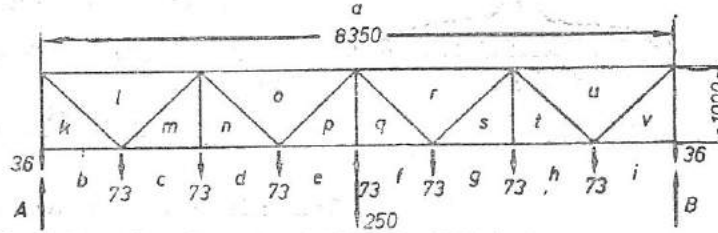
Hareket tahrik sistemi 250 kg la köprü ortasında tesir etmektedir.

Bu yüklenme değerleri ile Şekil de görülen çubuk kuvvetlerin Cremona planı çizilir.

Ayrıca taşıyıcı kısmı, 300 kg. lık gezer yüke göre (A-Poligonu ile) Culmann-metoduna göre kontrol edilir.

Şekil 142 in alt kısmında en büyük torsiyon gerilmeleri çizilmiştir. Üst kuşak için (o-a), alt kuşak için (p-e), çeki diagonalı için (k-l), ve bası diagonalı için (l-m).

Bunlar en büyük zorlanma değerleri olup, taşıyıcının ölçülerini tespit etmek için yeterlidir.



Şekil : 142, Yan (yardımcı) kirişteki çubuk kuvvetlerinin tespiti.

Üst kuşak çubuğu : Kendi ağırlığı $S_g = 1000 \text{ kg.}$

Gezer yük nedeniyle ilâve kuvvet $= S' = 600 \text{ kg.}$

$$\text{Seçilen profil : } L 70,7, \quad \lambda_{min} = 1,37, \quad \lambda = \frac{209}{1,37} = 152, \quad \omega = 546$$

(λ_{min} ve ω değerleri, kullanılan malzemenin cinsine bağlı olarak literatürlerdeki ilgili tablolardan okunurlar : Burada :

$$i_{min} = \text{En küçük atalet yarı çapı} = \sqrt{\frac{J_{min}}{F}} \text{ cm. dir. } J_{min} = \text{çubuğun en küçük atalet momenti}$$

$$\lambda = \text{Çubuğun incelik katsayısı} = \frac{S_K}{i_{min}} = \frac{\text{Çubuğun iki bağlantı arasındaki serbest kırılabilir uzunluğu}}{\text{En küçük atalet yarıçapı}}$$

$$\omega = \text{Kırılma katsayısı} = \frac{\sigma_{Em}}{\sigma_{Bem}} ; \sigma_{Bem} = \text{Bası altındaki emniyet gerilmesi.}$$

Tatbikatta λ değeri, 250 den daha büyük olamaz).

$$\text{Yukarıdaki değerlerle } \sigma \text{ hesap edilir : } \sigma = \omega \cdot \frac{1,1 \cdot S_g + S'}{F} = 5,46 \cdot \frac{1,1 \cdot 1000 + 600}{9,4} = 985 \text{ kg/cm}^2$$

Buna ilâveten 30 kg. gezer yükten dolayı eğilme momenti (çünkü üst kuşak merdiven basamağı olarakta hizmet görüyor) :

$$M_{E1} = \frac{S_K \cdot Q}{4} = \frac{209 \cdot 30}{4} = 1570 \text{ kg cm.}$$

Eksantrik çubuk bağlantılarından dolayı eğilme momenti (Eksantriklik Şekil 143 e göre)

$$M_{E2} = 1700 (1,97-0,7) = 2160 \text{ kgcm.}$$

$$\sigma_E = \frac{1570+2160}{W_x} = \frac{3730}{21,5} = 174 \text{ kg/cm}^2$$

$$(W_x = \frac{J_x}{1,97} = \frac{42,4}{1,87} = 21,5 \text{ cm}^3 \text{ tür})$$

$$\sigma_{Tüm} = \sigma + \sigma_E = 985 + 174 = 1159 \text{ kg/cm}^2$$

$$(\sigma_{Em} = 1600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2})$$

Üst kuşak boydan boya aynı profil uygulamalıdır).

Alt kuşak (kemer) bağlantısı : p-e :

Kendi ağırlık kuvveti : $S_g = 1170 \text{ kg.}$

Gezer yükten dolayı ilave kuvvet : $S' = 630 \text{ kg.}$

$$\text{Seçilen profil : } L 50,5 ; F_n = 4,10 \text{ cm}^2 ; W_x = \frac{J_x}{1,4} = \frac{11}{1,4} = 7,85 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{1,1 \cdot 1170 + 630}{4,10} = \frac{1920}{4,10} = 470 \text{ kg/cm}^2$$

Eksantrik çubuk bağlantısı nedeniyle eğilmeye zorlanma,

$$\sigma_{E1} = \frac{1920 \cdot 1,4}{7,85} = 343 \text{ kg/cm}^2$$

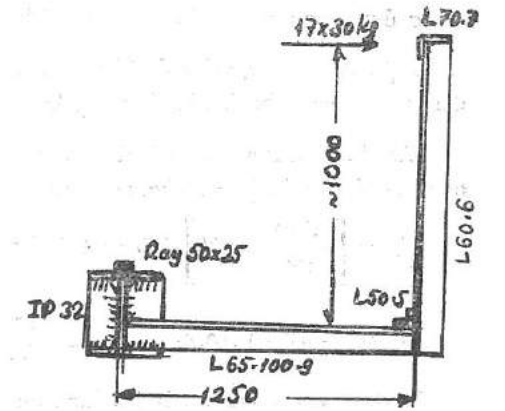
300 kg lık gezer her bir yükten dolayı eğilme (uzunluk takriben 100 cm) momenti :

$$M_E = \frac{300 \cdot 100}{5} = 6000 \text{ kgcm.}$$

$$\sigma_{E2} = \frac{6000}{7,85} = 765 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{Tüm} = 470 + 343 + 765 = 1578 \text{ kg/cm}^2 (\sigma_{Em} = 1600 \text{ kg/cm}^2)$$

Alt kuşakta boydan boya aynı profildendir.



Şekil : 143, Ana ve sahne taşıyıcının kesiti

Gezer yükün en büyük momenti :

$$M_{pmax} = P \cdot \left(\frac{1 - \frac{a_1}{2}}{2 \cdot l} \right)^2 = 3500 \cdot \frac{(2625-90)^2}{2 \cdot 2625} = 4280000 \text{ kgcm.}$$

Kendi ağırlığından dolayı eğilme momenti :

$$M_{g1} = \frac{g_e \cdot l^2}{8}; g_e = \text{Kafes kirişli taşıyıcının kendi ağırlığı. (Her m. uzunluk için) (Şekil 137 ye göre } \approx 200 \text{ kg/m dir}$$

Kafes ve alt bağlantı kısmının her 1,5 m. si için ağırlığı takriben 60 kgm alınabilir.

$$M_{g1} = \frac{(2000+60) \cdot 2625^2}{8} = 2240000 \text{ kg cm.}$$

Hareket sisteminin ağırlığından dolayı eğilme momenti : (Motor 20 PS, Tüm ağırlık Şekil 140 a göre : 880 kg.

$$M_{g2} = \frac{440 \cdot 2625}{4} = 289000 \text{ kgcm.}$$

Operatör mahallinin ağırlığından dolayı eğilme momenti (Ağırlığı takriben 1,4 ton)

$$M_{g3} = \frac{\frac{1400}{2} \cdot 150}{2625} \cdot \frac{2625}{2} = 52000 \text{ kg cm.}$$

Ana kuvvetlerden dolayı zorlanmanın değeri :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Dengeleme katsayısı : } \varphi = 1,6 \text{ (Kreyn grubu III)} \\ \text{Darbe faktörü : } \varphi = 1,2 \text{ (Hareket hızı 60 m./ dak. dan büyük)} \end{array} \right\} \text{ Tablo 34 den.}$$

$$\sigma = \frac{\varphi \cdot M_{gmax} + \varphi \cdot M_{pmax}}{W_{xalt}} = \frac{1,2 \cdot (2240000 + 289000 + 52000) + 1,6 \cdot 4280000}{8000} \leq \sigma_{Emn.}$$

$$\sigma = 1240 \text{ kg/cm}^2; (\sigma_{Emn} = 1400 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir}).$$

Frenleme kuvvetinden dolayı yatay eğilme momentinin değeri :

$$M' = \frac{M_{pmax}}{14} + \frac{M_{g1} + 2M_{g2} + 2M_{g3}}{14} = \frac{4280000 + 2 \cdot 240000 + 2 \cdot 289000 + 2 \cdot 52000}{14}$$

$$M' = 514.000 \text{ kgcm.}$$

Bu moment, ana ve yardımcı taşıyıcıların üst kuşakları tarafından alınırlar. Yardımcı taşıyıcıların aralıkları birbirinden 1,5 m. mesafededir. Buna göre üst kuşağın kuvveti :

$$P_{K0} = \frac{514000}{150} = 34000 \text{ kg.}$$

Üst kuşağın zorlanması. (Kesit F = 46,4 cm olduğundan)

$$\sigma'_{K0} = \frac{3400}{46,4} = 74 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Ana ve tali kuvvetlerle tüm zorlanmanın değeri :

$$\sigma = \frac{\varphi \cdot M_{gmax} + \varphi \cdot M_{pmax}}{W_{xüst}} + 74 = \frac{1,2 \cdot (2240000 + 289000 + 52000) + 1,6 \cdot 4280000}{9400} + 74 = 1130 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = 1130 \text{ kg/cm}^2 \leq \sigma_{Emn} = 1600 \text{ kg/cm}^2$$

Buraya kadar taşıyıcıların ebatları sistemin eğilme durumuna göre değil, mukavemet değerlerine göre tespit edilmişlerdir.

T — Dikiş kaynağının kontrolü :

$$\text{Kafes taşıyıcı kirişte kesme gerilmesi : } \tau = \frac{F \cdot h_F \cdot P_{Kmax}}{J \cdot t}$$

$F \cdot h_F$ = İlgili kuşak kesitinin statik momenti.
(Kesit Şekil 147 de görülmektedir)

$$\text{Sistemin ağırlık merkezi : } c = \frac{5 \cdot 4 \cdot 2 + 20 \cdot 1 \cdot 4,5 + 60 \cdot 0,8 \cdot 35 + 20 \cdot 1 \cdot 65,5}{5 \cdot 4 + 20 \cdot 1 + 60 \cdot 0,8 + 20 \cdot 1} = 28,8 \text{ cm}$$

$$F \cdot h_F = 20 \cdot 1 \cdot 24,3 + 5 \cdot 4 \cdot 26,8 = 1022 \text{ cm}^3 \text{ (Şekil 147 den)}$$

$$J = \frac{0,8 \cdot 60^3}{12} + 20 \cdot 1 \cdot 24,3^2 + 5 \cdot 4 \cdot 26,8^2 + 20 \cdot 1 \cdot 36,7^2 + 60 \cdot 0,8 \cdot 6,2^2 = 69450 \text{ cm}^4$$

Arabanın kreyn üzerinde uca doğru hareket ettiğine göre en büyük enine kuvvet P_{Kmax} :

$$\text{a) Gezer yükten dolayı : } \sim \varphi (3500 + 3200) = 1,6 \cdot 7600 = 10700 \text{ kg.}$$

$$\text{b) Kreynin kendi ağırlığından dolayı : } \sim \varphi \left[\frac{2625 \cdot 2,60}{2} + \frac{440}{2} + 700 \cdot \frac{2625 - 150}{2625} \right] = 5150 \text{ kg.}$$

$$P_{Kmax} = 10700 + 5150 = 15850 \text{ kg.}$$

t = Kafes kirişin kalınlığı = 0,8 cm. Buna göre kayma (torsiyon) gerilmesi :

$$\tau = \frac{1022 \cdot 15850}{69450 \cdot 0,8} = 290 \text{ kg/cm}^2 \leq (\tau_{Emn} = 910 \text{ kg/cm}^2)$$

Kaynağın kalınlığı $a = 3,5 \text{ mm}$ olarak alındığında, kaynaktaki kesilme gerilmesinin değeri :

$$\tau = \frac{1022 \cdot 15850}{69450 \cdot 2 \cdot 0,35} = 330 \text{ kg/cm}^2$$

Ayrıca, en büyük eğilme momentinin meydana geldiği yerde, eğilme gerilimi σ_E ve kesme gerilimi τ dan meydana gelen toplam gerilme σ kontrol edilmelidir. Bu nokta taşıyıcı sistemin orta noktasıdır. Şekil 146 da taşıyıcının ortasındaki kesit gösterilmiştir. Buna göre

$$\sigma_E = \frac{M_{max}}{J} \cdot c = \frac{9940 \cdot 000}{760 \cdot 000} \cdot 76 = 934 \text{ kg/cm}^2; c = 760 \text{ mm (Şekil 146 dan)}$$

$$J = \frac{Q \cdot F \cdot h_F}{J \cdot t}; P_K = \text{Eğer araba ortada ise, taşıyıcının ortasındaki enine kuvvetin değeridir. (En büyük eğilme momenti buradadır.)}$$

$$\text{a) Gezer yükten dolayı } P_{K1} = \frac{2 \cdot 3500 \cdot 1,6}{2} = 5600 \text{ kg.}$$

$$\text{b) Kendi ağırlığından dolayı : } P_{K2} \approx 0 \text{ dir. (Orta noktada olduğu için)}$$

$$\text{Böylece : } P_K = 5600 \text{ kg. dir.}$$

$F \cdot h_F$ = Şekil 146 daki kuşak kesitinin statik momentidir.

$$F \cdot h_F = 20 \cdot 1 \cdot 76,5 + 5 \cdot 4 \cdot 79 = 1530 + 1580 = 3110 \text{ cm}^3 \text{ (Şekil 146 dan)}$$

Kirişin atalet momenti : $J = 760000 \text{ cm}^4$ dir. Buna göre kesilme gerilmesi :

$$\tau = \frac{5600 \cdot 3110}{760 \cdot 000 \cdot 0,8} = 30 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

$$\text{Tüm gerilimin değeri : } \sigma = \frac{\sigma_E}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_E^2 + 4 \cdot \tau^2} = \frac{994}{2} + \sqrt{994^2 + 4 \cdot 30^2} = 1000 \text{ kg/cm}^2$$

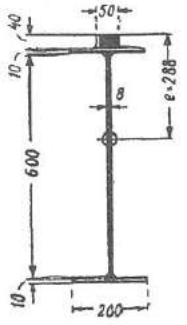
$$\sigma < \sigma_{Emn} = 1540 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Hareket rayı ile kuşak plakasının arasındaki boyun kaynağının hesabı, taşıyıcı hadde profilinin hesabı gibidir.

Şekil 134 de görülen konstrüksiyona sahip taşıyıcı, iki bağlantıya sahiptir. Kafes kirişi bağlantısı Kreyn köprüsünün rayından 8000 mm. mesafededir, Kuşak bağlantısı : Kafes kiriş bağlantısına nazaran 300 mm. kaydırılmıştır.

En büyük eğilme momenti ve en büyük enine kuvvet, araba ön tekerleriyle bağlantı noktaları üzerinde olduğu zaman meydana gelir.

$$\text{Gezer yük nedeniyle enine kuvvet : } P = 3500 \frac{(1825 + 1645)}{2625} = 4620 \text{ kg.}$$



Şekil: 147, Kafes taşıyıcı kirişin uç tarafından kesiti

Gezer yükten dolayı eğilme momenti : $M_E = 4620 \cdot 800 = 3700000 \text{ kgcm}$

$$\text{Kendi ağırlığından dolayı eğilme momenti: } Mg_1 = \frac{ge \cdot l}{2} \cdot 800 - \frac{ge \cdot 800^2}{2} = \frac{2,60 \cdot 2625}{2} \cdot 800 - \frac{2,60 \cdot 800^2}{2} = 1910 \cdot 000 \text{ kgcm.}$$

$$\text{Hareket eden sistemden dolayı eğilme momenti : } Mg_2 = \frac{440}{2} \cdot 800 = 176000 \text{ kgcm;}$$

$$\text{Operatör mahallin ağırlığı nedeniyle eğilme momenti : } Mg_3 = \frac{700 \cdot 150}{2625} \cdot 1825 = 73000 \text{ kgcm.}$$

Bağlantı noktasında tüm eğilme momentlerinin toplamı :

$$M_T = \varphi \cdot M_E + \varphi (Mg_1 + Mg_2 + Mg_3) = 1,6 \cdot 3700000 + 1,2 \cdot (1910000 + 176000 + 73000) = 8510000 \text{ kgcm.}$$

Alın kaynağındaki en büyük eğilme gerilmesi :

$$\sigma_E = \frac{8510000}{760000} \cdot 94 = 1070 \text{ kg/cm}^2$$

(Yatay) kuvvetlerin değerleri :

$$\text{Gezer yükten dolayı} = 4620 \text{ kg. ;}$$

$$\text{Kendi ağırlığından dolayı : } 2,60 \left(\frac{2625}{2} - 800 \right) = 1330 \text{ kg. ;}$$

$$\text{Hareket eden sistemden dolayı : } \frac{440}{2} = 220 \text{ kg. dir.}$$

Operatör mahallinin meydana getirdiği yatay kuvvet dikkate alınmayabilir.

$$\text{Yatay kuvvetlerin tüm toplamı : } \varphi \cdot 4620 + \varphi (1330 + 220) = 1,6 \cdot 4620 + 1,2 (1330 + 220) = 9260 \text{ kg.}$$

$$\text{Alın kaynağındaki kesme gerilmesi : } \tau = \frac{9260}{170 \cdot 0,8} = 68 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

$$\text{Alın kaynağındaki toplam gerilme : } \sigma_T = \frac{\sigma_E}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_E^2 + 4\tau^2} = \frac{1070}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1070^2 + 4 \cdot 68^2} = 1080 \text{ kg/cm}^2 \leq \sigma_{Emn} = 1580 \text{ kg/cm}^2$$

Taşıyıcı köprüünün gezer yükten dolayı eğilme mesafesinin değeri :

$$f_1 = \frac{P}{48 \cdot J \cdot E} (l - a_1) [3 \cdot l^2 - (l - a_1)^2] = \frac{3500}{48 \cdot 760000 \cdot 2,15 \cdot 10} (2625 - 180) [3 \cdot 2526^2 - (2625 - 180)^2] = 1,6 \text{ cm.} < \frac{1}{750} = \frac{2625}{750}$$

Kreynin kendi ağırlığından dolayı eğilme değeri :

$$f_2 = \frac{ge}{E} \cdot \frac{l}{J} \cdot \frac{5 \cdot l^3}{384} = \frac{2,60 \cdot 2625}{2150000 \cdot 760000} \cdot \frac{5 \cdot 2625^3}{384} = 0,98 \text{ cm.}$$

(Hareket sistemi ve operatör mahallinin tesiri küçük olduğundan dikkate alınmamıştır.

$$\text{Tüm eğilme değeri : } f_{max} = f_1 + f_2 = 2,6 \text{ cm.}$$

Burada daha ziyade destekleyici lama demiri kullanılır. Mevcut sistemde $\square 90 \times 8$ lama kullanılmıştır.

10. Aşağıda verilen şartlarda, perçin konstrüksiyonlu kafes yapılı bir kreyn köprüsünün hesabı istenmektedir.

Köprü uzunluğu : $l = 23350 \text{ mm}$; Taşıma gücü $Q = 10 \text{ ton}$, arabanın tekerler arası mesafesi $a = 1,8 \text{ m}$; Arabanın teker besıncı şekil 136 ya göre $P = 3,5 \text{ ton}$, kreyn grubu II, kreyn hareket hızı $V = 100 \text{ m/dak. dir.}$

Sistem ve yüklenme durumu :

Şekil 148 de seçilen sistem gösterilmiştir. Şekil 138 deki diagramdan taşıyıcı kirişlerin metre başına ağırlığı 125 kg/m olarak okunur.

(Kemer ile alt bağlantının her metresinin ağırlığı 45 kg/m. dir)

Sistemin toplam olarak her metresinin ağırlığı 170 kg/m. dir

Köprüünün tüm ağırlığı :

$$170 \cdot 23,35 \approx 4000 \text{ kg. dir.}$$

Bu ağırlık 11 düğüm noktasına dağılmıştır. Bununla beraber son düğüm noktaları, diğer düğüm yüklerinin yarısını taşırlar.

Buna göre düğüm noktalarının yükü :

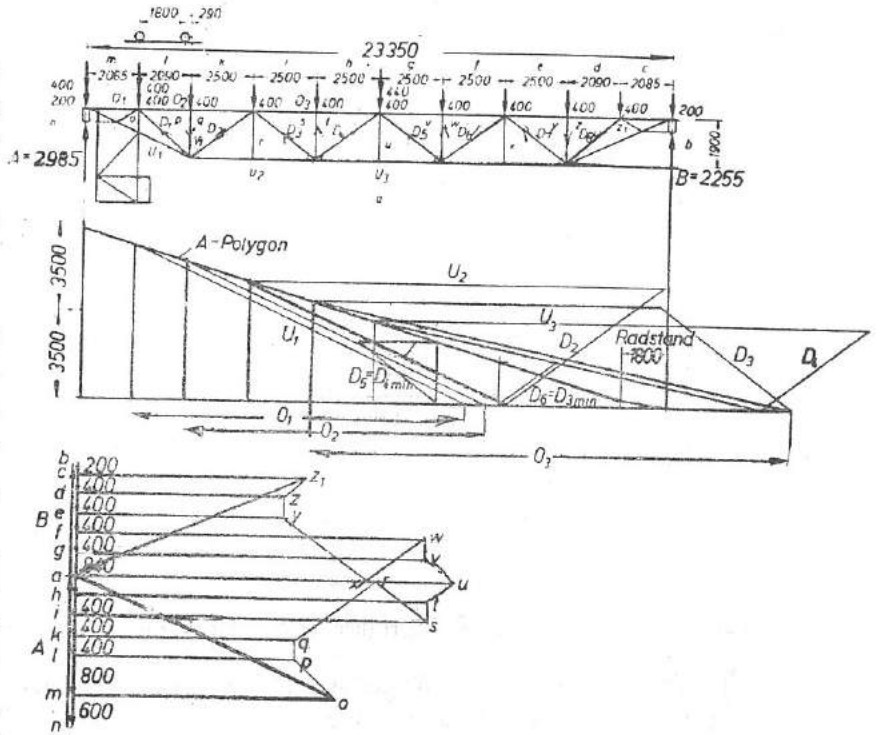
$$4000 : 10 = 400 \text{ kg.}$$

Tahrik sisteminin ağırlığı şekil 140 a göre 880 kg. dir. Tahrik motorunun gücü 20 PS tir. Ağırlık merkezi ortada bulunduğu ana taşıyıcı giriş üzerine $\frac{880}{2} = 440 \text{ kg.}$ lık

yük tesir eder. Operatör kumanda kabininin ağırlığı $1,6 \text{ ton}$ kabul edilmiştir. Buna göre her taşıyıcıya $1600 : 4 = 400 \text{ kg-yük}$ isabet eder.

Mevcut bu yüklere göre mesnet kuvvetleri (gezer yük dikkate alınmamıştır.) :

$$A = 2985 \text{ kg; } B = 2255 \text{ kg;}$$



Şekil : 148 Sistem; Gezer yük için A-Poligonu ve ana taşıyıcı girişlerin daimi yükleri için Cremona planı görülmektedir.

Gezer yük nedeniyle çubuk yüklenme kuvvetleri S_p nin hesabı :

Bunun için Şekil 148 de A-Poligonu çizilmiştir. En büyük çubuk kuvvetleri arabanın en gayri müsait durumu dikkate alınarak tespit edilmiştir. Alt ve üst kuşak (kemer) lardaki kuvvetlerin değerleri sistemin sadece yarısı için hesaplanmıştır. Çünkü sisteminin her iki yarısının kuvvetleri birbirlerinin aynısıdır. Diagonalde değişken zorlamalar mevcuttur. Burada bilhassa D_3 ve D_4 önem taşımaktadır. D_2 de gezer yükten dolayı çeki kuvveti ve daimi yükten dolayı bası kuvveti dengeleşir. Değişken zorlama olduğunda en küçük ve en büyük çubuk kuvvet değerleri tespit edilir.

D_3 ve D_4 e ait en küçük çubuk kuvveti için ayrıca B-Poligonunun hesaplanması gerekir. Simetrik durumdan dolayı onlar, A-Poligonundan da okunabilirler.

$$D_3 \text{ min} = D_6 \text{ ve } D_4 \text{ min} = D_5$$

En büyük çubuk kuvveti D_1 , araba ön tekerleriyle D_1-O_1 kesim noktası üzerinde bulunduğu zaman meydana gelir ve hesaplanarak elde edilir.

$$D_{1max} = 3500 \cdot \left(1 + \frac{209-180}{209} \right) \cdot \sqrt{\frac{209^2 + 190^2}{190}} = 5940 \text{ kg.}$$

Daimi yük dikkate alınarak S_g çubuk kuvvetlerinin tespiti :

Bunlar Şekil 148 deki Cremona-planından elde edilirler. Bu plan, sistem tam simetrik olmadığından, her iki yarıda eşit kuvvetler meydana gelmez. Bu durumda kuvvetlerin büyük olduğu kısım hesaplanır.

İvmeli hareket kuvvetlerinden dolayı S_b çubuk kuvvetlerinin tespiti : Gezer yükün frenlenmesinden meydana gelen frenleme kuvvetinin doğurduğu eğilme momenti :

$$M_E' = \frac{P \left(1 - \frac{a_1}{2} \right)^2}{14 \cdot 2 \cdot l} = \frac{3500 (2335 - 90)^2}{14 \cdot 2 \cdot 2335} = 270000 \text{ kgcm.}$$

Zati ağırlığın, frenleme ile meydana getirdiği eğilme momenti :

$$Mg'_1 = \frac{g'e \cdot l^2}{14 \cdot 8}; g'e = \text{Ana ve tali taşıyıcı girişlerin ağırlığının yarı değeri ile kabinin ağırlığını ifade eder. [kg/m.]}$$

$$g'e = \frac{125}{2} + \frac{40}{2} + 80 \approx 163 \text{ kg/m.}$$

$$Mg'_1 = \frac{163 \cdot 23352}{14 \cdot 8} \approx 80000 \text{ kgcm.}$$

Hareket sisteminin frenleme kuvvetinden meydana gelen eğilme momenti :

$$M'_g2 = \frac{880 \cdot 2335}{14 \cdot 4} \approx 37000 \text{ kgcm.}$$

Kumanda kabini'nin frenleme kuvvetinden meydana gelen eğilme momenti değeri dikkate alınmamıştır.

$$\text{Eğilme momentinin toplam değeri : } M'_T = M_E' + Mg'_1 + Mg'_2 = 270000 + 80000 + 37000 = 387000 \text{ kgcm.}$$

$$\text{Ana taşıyıcı kirişin üst kuşağındaki kuvvet (üst bağlantı 1,25 m. genişliğinde) } Sb = \frac{387000}{125} \approx 310 \text{ kg. dir.}$$

Alt rüzgâr bağlantısı için bir Cremonaplan çizilebilir. Burada 10 düğüm noktasındaki düğüm noktalarının yüklenme değerleri :

$$P' = \frac{g''e \cdot l}{14 \cdot 10} ; \text{ Burada } g''e = \frac{125}{2} + \frac{40}{2} + 12,5 = 95 \text{ kg/m.}$$

$$P' = \frac{95 \cdot 23,35}{14 \cdot 10} \approx 16 \text{ kg.}$$

Bu küçük kuvvetler dikkate alınarak, tahmini bir hesap yapmak mümkündür.

$$\text{Eğilme momentinin değeri : } Mg'_1 = \frac{g''e \cdot l^2}{14 \cdot 8} \approx 46000 \text{ kgcm}$$

$$\text{Alt kuşağındaki kuşak kuvvetinin değeri (her 1,25 m. kuşak mesafesi için) } Sb = \frac{46000}{125} = 370 \text{ kg.}$$

Alt bağlantının nihayetinde en çok zorlanan diyagonaldeki çubuk kuvvetinin değeri (şekil 149 da görüldüğü gibi) şöylece tesbit edilir.

$$A' = \frac{23,35 \cdot 95}{14 \cdot 2} = 80 \text{ kg.}$$

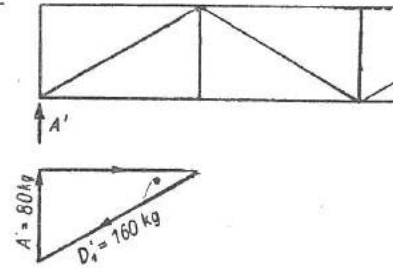
$$D_1' = 160 \text{ kg. dir.}$$

Bunun için en küçük norm profili L50-5 kâfi gelir.

Diğer diyagonellerin hesaplanmasına ihtiyaç yoktur. Çünkü zorlanmalar daha küçüktür.

Tablo : 35 Çubuk kuvvetleri ve zorlanmaları :

Çubuk Nr.	Sp	1,4 · Sp	Sg	1,2 · Sg	Sb	1,4 · Sg + 1,2 · Sg	1,4 · Sp + 1,2 · Sg + Sb	Profil	F	Fn	Sk	i	λ	ω	γ	σ Ana kuvvetler	σ Ana ve tali kuvvetler
	t	t	t	t	t	t	t	<	cm ²	cm ²	cm	cm				kg/cm ²	kg/cm ²
O ₁	-13,3	-18,6	-5,3	-6,4		-25,0		65·7									
O ₂	-12	-16,8	-4,4	-5,3		-22,1		355·8	65,8		250	11,2	22	1,03		-550	-600
O ₃	-19,1	-26,8	-7,0	-8,4	± 3,1	-35,2	-38,3	75·8	23,0	20,2						+1360	
U ₁	+14,6	+20,5	+5,8	+7,0		+27,5		80·10	30,2	26,2						+1160	
U ₂	+16,5	+23,1	+6,0	+7,2		+30,3			30,2	26,2						+1395	+1410
U ₃	+19,6	+27,5	+7,6	+9,1	± 0,4	+36,6	+37,0	65·7	17,4		215	2,47	87	1,78		-1240	
D ₁	-7,6	-10,7	-1,2	-1,4		-12,1		75·8	23,0		260	2,85	91	1,92		-1120	
D ₂	-7,8	-10,9	-2,1	-2,5		-13,4		55·9	12,62	10,6	260	2,08	125	3,69	1,06	+1080	
D ₃	+6,6	+9,2	+1,3	+1,6		+10,8		65·7	17,4		260	2,47	105	2,61	1,18	-1230	
D ₄	-2,8	-3,9				-2,3		55·6	12,62		165	2,08	79	1,56		+350	
V ₁	-5,7	-8	-0,4	-0,5		-8,5										-1050	



Şekil : 149, Alt rüzgâr bağlantısındaki diagonal kuvvet.

Çubukların ölçüleri :

Bulunan Sp, Sg ve Sb çubuk kuvvetleri tablo 35 de görüldüğü gibi bir araya toplanır. Ve bu kuvvetler ω ve φ katsayıları ile çarpılır ve ana kuvvetlere, ana-tali (yardımcı) kuvvetlere ilâve edilirler. Tablonun sağ tarafında: seçilen profiller, F kesiti, faydalı kesit Fn, serbest kırılma uzunluğu Sk, atalet yarı çapı i, incelik katsayısı λ, kırılma katsayısı ω, değişken zorlanmalı çubuklar için γ₁ katsayısı ve nihayet ana kuvvetlere ait zorlanmalar ile ana-tali kuvvetler için değerleri ayrı ayrı ifade edilmişlerdir.

Bası çubukları için ana kuvvetlerden meydana gelen gerilme :

$$\sigma = \omega \cdot \frac{1,4 \cdot Sp + 1,2 \cdot Sg}{F} \text{ ve}$$

Çeki çubukları için :

$$\sigma = \frac{1,4 \cdot Sp + 1,2 \cdot Sg}{Fn} \text{ dir.}$$

Ana-tali kuvvetlerde Sb çubuk kuvveti de ilave edilir. Ayrıca eğilmeye zorlanan üst kuşakla ve değişken zorlanmalı D₃ ve D₄ çubukları için ayrıca bir hesap zorunludur.

Üst kuşağın ölçüleri :

Araba tekerler arası mesafesi a₁ in, alan genişliği l₁ e olan oranı :

a₁ : l₁ = 1,8 : 2,5 = 0,72 dir. Buna ait k₁ ve k₂ değerleri Şekil 151 den :

k₁ = 0,155 ve k₂ = 0,170 dir.)

$$\text{En büyük alan momenti : } P \cdot l_1 \cdot 0,155 = 3500 \cdot 250 \cdot 0,155 = 136000$$

$$M_A = 136000 \text{ kgcm}$$

En büyük mesnet momenti :

$$M_M = P \cdot l_1 \cdot 0,170 = 3500 \cdot 250 \cdot 0,170 = 149000 \text{ kgcm.}$$

Seçilen kesit ile kesitin ağırlık merkezinin yeri şekil 150 de gösterilmiştir.

Bu kesitin atalet momenti J :

$$J = 66,8 + \frac{0,8 \cdot 35,5^3}{12} + 17,4 \cdot 5,65^2 + 52 \cdot 4 \cdot 9,5^2 + 35,5 \cdot 0,8 \cdot 10,25^2$$

$$J = 8317 \text{ cm}^4 \text{ dür.}$$

$$\text{Mukavemet momentleri : } W_{üst} = \frac{8317}{11,5} = 725 \text{ cm}^3 \text{ ve}$$

$$W_{alt} = \frac{8317}{28} = 297 \text{ cm}^3 \text{ dür.}$$

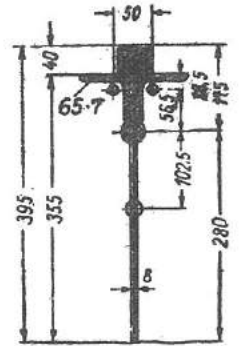
En büyük mesnet momentinde bası zorlaması (alt şerit için) mevcut olup, o, en küçük mukavemet momenti Walt dikkate alınarak hesaplanır.

$$\text{En büyük eğilme gerilmesi : } \sigma_E = \frac{1,4 \cdot 149000}{297}$$

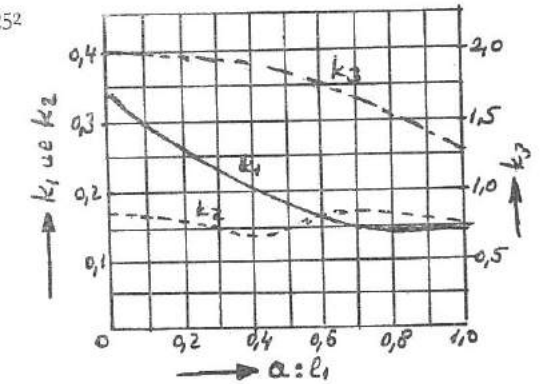
$$\sigma_E = -704 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Tablo 35 e göre üst kuşağın en büyük bası zorlanması (dikkate alınan yer bir düğüm noktası olduğundan ω katsayısı dikkate alınmamıştır) ile ana kuvvetler için en büyük gerilim değeri σ hesaplanır.

$$\sigma = \sigma_E - \frac{550}{1,03} = -704 - \frac{550}{1,03} = -1240 \text{ kg/cm}^2 \text{ (} \sigma_{Em} = 1400 \text{ kg/cm}^2 \text{) dir.}$$



Şekil : 150, Üst kuşak (kemer) kesiti



Şekil : 151, Üst kuşağın eğilimine ait, k₁, k₂ ve k₃ tesir katsayıları. Bunlar : a : l₁ oranına bağlıdır.

V Düşey çubukları ve D₁ Diagonali :

Şekil 151 e göre, $\frac{a_1}{1} = \frac{1,8}{2,5} = 0,72$ oranı için mesnet basınç katsayısı $k_3 = 1,63$ dir. Böylece mesnet basıncı

$1,63 \cdot P = 1,63 \cdot 3500 = -5700$ kg dir. Ve düşey çubuk bu basınç değerine göre tespit edilir. D₁ için, $\frac{a_1}{1} = \frac{1,8}{2,09} = 0,86$ oranı ile şekil 151 den okunan k_3 değeri 1,47 dir. Mesnet basıncı da $1,47 \cdot P = 5150$ kg. dir. Böylece, alan uzunluk oranlarından D₁ değeri hesaplanır :

$$D_1 = 5150 \cdot \frac{280}{190} = -7600 \text{ kg. dir.}$$

Değişken zorlamalı çubukların ölçülerinin tespiti :

Tablo 35 e göre D₃ — diyagonalinde min ve max. kuvvetlerinin oranı : $\frac{\min S_1}{\max S_1} = -\frac{2,30}{10,8} = -0,21$ dir.

Bu değişken kuvvet oranına ait γ_1 katsayısı 1,06 dir. (γ_1 değeri malzemenin cinsine ve kuvvet oranlarına bağlıdır. 1 ile 2 arasında bir değerdir ve literatürlarda tablo halinde verilmiştir.) Böylece gerilimin değeri :

$$\sigma_1 = \frac{\gamma_1 \cdot \max S_1}{F_n} = \frac{1,06 \cdot 10800}{10,6} = 1080 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Ayrıca -2,30 ton bası kuvveti tesirinde bulunan D₃ bası çubuğu ω katsayısı dikkate alınarak (γ_1 katsayısı dikkate alınmadan) kontrol edilmelidir. Hesaplanan gerilim değeri ($\sigma = -680$ kg/cm² dir) Tablo 35 e göre D₄ diyagonalı için

$$\frac{\min S_1}{\max S_1} = \frac{+5,10}{-8,2} = -0,62 \text{ ve } \gamma_1 = 1,18 \text{ dir.}$$

Max S₁ bir bası kuvveti olduğundan, çubuk, ya değişken zorlamalı katsayısı ile veya bası çubuğu olarak ω katsayısı ile hesaplanarak ölçülendirilir.

Bu durum için ω değeri γ_1 den daha büyük olduğundan, hesabı ω ye göre yapılmıştır.

$$\sigma = \omega \cdot \frac{-8200}{17,4} \approx -2,61 \cdot \frac{8220}{17,4} = -1320 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Köprü ortasındaki eğilme :

Köprü uzunluğuna göre, köprünün ortasında meydana gelebilecek emniyetli eğilme değeri :

$$f_{\max} \approx \frac{1}{1000} \cdot l \approx 23 \text{ mm. dir.}$$

Diğer düğüm noktalarındaki eğilmenin değeri : $f = f_{\max} \cdot 4 \cdot \frac{x}{1} \left(1 - \frac{x}{1}\right)$ parabel eşitliğinden hesaplanır. Sistemin solundan başlanılarak x düğüm mesafeleri eşitlikte yerine konarak f değerleri hesaplanır.

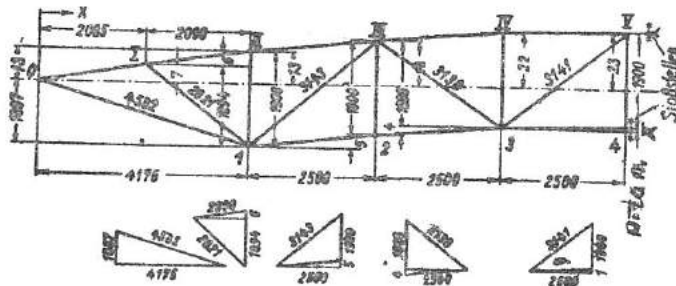
Bu durum dikkate alınarak sistemin düğüm noktaları belirli bir yükseltmelere tabi tutulur ve konstrüksiyonu ona göre uygulanır. Bu sisteme ait uygulama değerleri Şekil 152 de gösterilmiştir.

I veya II nolu düğüm noktaları 13 mm. yükselmiştir. I nolu noktanın D noktasına olan düşey uzaklığı : $1900 - 13 = 1887$ mm. dir Yatay mesafesi ise : $2085 + 2090 = 4175$ mm. dir.

Alt kuşak çubuğunun uzunluğu u_1 :

$$u_1 = \sqrt{1887^2 + 4175^2} = 4582 \text{ mm. dir.}$$

II nolu düğüm noktası I nolu düğüm noktasının 6 mm. üzerinde bulunduğundan : I — II düşey mesafe $1900 - 6 = 1894$ mm. dir. Yatay mesafe ise : 2090 mm. dir.



Şekil : 152, Sistemde, düğüm noktalarındaki yükseltme değerleri

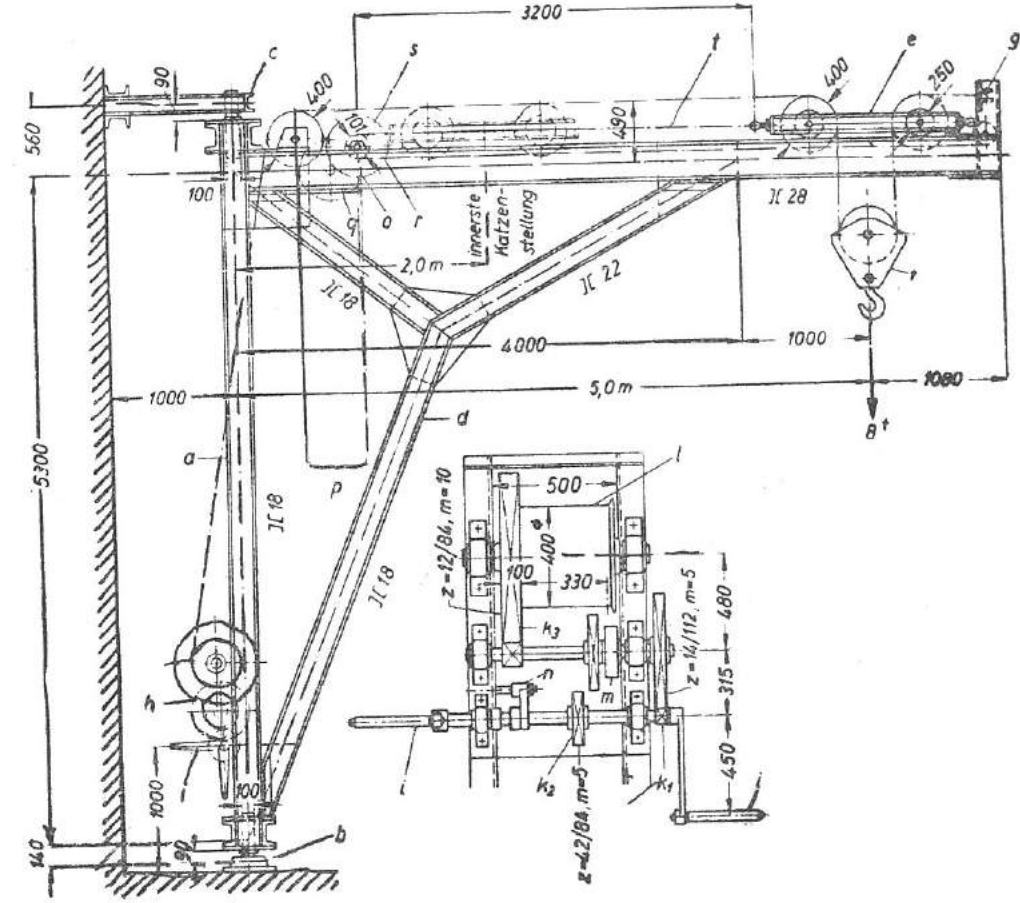
D₁ diyagonalinin uzunluğu ise : $D_1 = \sqrt{1894^2 + 2090^2} = 2821$ mm. dir. Böylece devam edilerek diğer düğüm noktalarına ait değerler tespit edilir.

Sistem uzunluğu, özel sistem üçgenleriyle de (Şekil 152 deki gibi) gösterilir.

Kreynin kısım bağlantıları itinalı yapılmalıdır. En küçük eğilme momenti ve geriliminin bulunduğu yerlerden bağlantı yapılmalıdır. Genellikle perçin bağlantı yapılır. çünkü kaba cıvatalar belirli bir esneme meydana getirirler,

Kreyn köprüsü ortadan, şekil 152 de x işareti ile gösterilen yerlerinden bağlantısı yapılmıştır.

11. Döner duvar Kreyni : Şekil 152 de gösterilen döner duvar kreynin (perçinli konstrüksiyon uygulamalı) hesaplanması ve ölçülendirilmesi isteniyor. Taşıma gücü 8t. en büyük yükleme sahası 5 m; en küçük sahası 2 m, Kaldırma, araba hareketi ve döndürme el kumandalı. Kafes yapılı köprü kolu (St 37.11) dendir.



Şekil : 152; Taşıma gücü 8 t. olan döner duvar kreyni. Kreyni kolu yükleme sahası 5 m

a Dönebilen kreyn sütunu, b Alt ve yatak mesnetleri, c Üst yatak, d Kreyn yükleme kolu e Araba, f Alt makara, g Kaldırma halatı son bağlantısı, h Kaldırma sistemi, i Manivela, k₁ dişli çarkı, k₂ 2' Hız değiştirme dişli çarkı, k₂ Tambur dişli çarkı, l Kaldırma tamburu, m Kilit dişlisi band freni, n Ayarlı (kayıcı krank mili için tesbit tertibatı, o Araba hareket sistemi p Bucurgat zinciri, q Bucurgat tekeri, r Dişli çarkı, s Zincir t Araba tahrik zinciri.

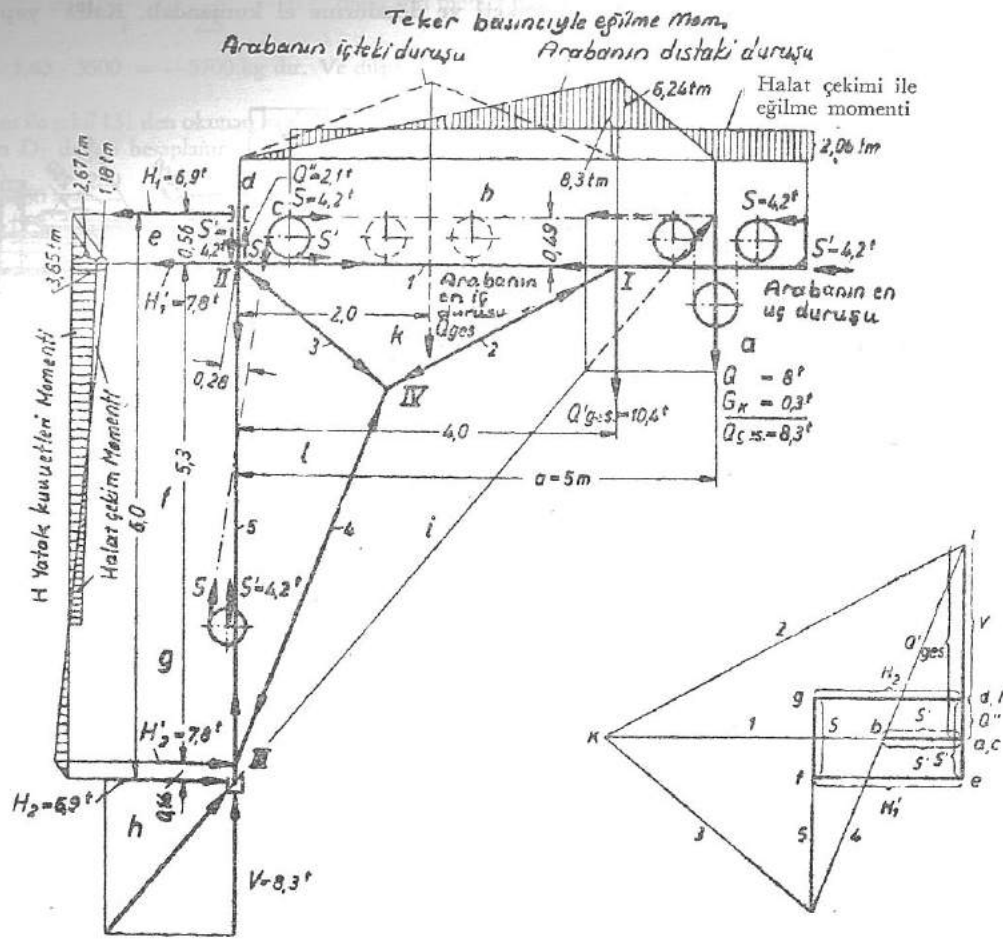
Kreyn köprü yolu altında geniş bir serbest saha elde etmek için, alt kuşak Şekil 153 de görülen sistem çiziminde olduğu gibi iç kısma doğru kıvrılmıştır. Önce hareket eden yükün çubuk kuvvetleri (taşınan yük Q + araba ağırlığı G_K) arabanın en dıştaki duruş vaziyeti dikkate alınarak tespit edilir. Mesnet kuvvetleri H₁ ve H₂ hesapla veya grafik yoluyla (Şekil 152) elde edilirler. Onlar Q'tüm de olduğu gibi düğüm noktasının haricinde tesir ettiklerinden, kuvvetler planının çizilebilmesi için tesir değerleri düğüm noktalarına göre çevrilerek hesaplanırlar. Böylece, mesela I nolu düğüm noktasındaki yüklenmeyi hesaplamak için I nolu çubuk, kiriş olarak I ve II mesnetlerinde yataklanmış gibi düşünülür ve mesnet kuvvetleri Q'tüm ve Q'' hesaplanır.

$$Q'tüm = Q_I \cdot \frac{5}{4} = 8,3 \cdot \frac{5}{4} = 10,4 \text{ ton}$$

$$Q'' = Q_I \cdot \frac{1}{4} = 8,3 \cdot \frac{1}{4} = 2,1 \text{ ton.}$$

Halat çekim kuvvetleri de düğüm noktalarına göre kaydırılmış olduğundan böylece meydana gelen momentler dikkate alınmalıdır.

Buna göre şekil 153 de görüldüğü gibi harici kuvvetler tesir ettikleri noktalarda işaretlenerek gösterilmiş ve tesir noktalarının harfleri değişmeksizin sistemin kuvvetler planı çizilmiştir. (Şekil 154).



Şekil : 153, Kreyin iskeletinin hesabı

Şekil 154, Arabanın en uçtaki duruş vaziyetine göre kuvvetler planı

Düğüm noktalarının haricinden tesir eden kuvvetler nedeniyle 1 ve 5 çubuklar eğilmeye de zorlanırlar. Eğilme momentinin değeri ve şekli Şekil 153 de gösterilmiştir. Arabanın en uç duruş vaziyetine göre 1 çubuğundaki eğilme momentinin değeri :

$$M_{pmax} = 8,3 \cdot 1,0 = 8,3 \text{ tm.}$$

$$5 \text{ çubuğu için : } M_{max} = 6,9 \cdot 0,56 = 3,85 \text{ tm.}$$

Halat çekim kuvveti nedeniyle 1 çubuğu üzerinde ayrıca bir moment tesiri daha vardır.

$$M_s = 4,2 \cdot 0,49 = 2,06 \text{ tm} \quad \text{Bu moment yük momentine zıt yönde tesir eder.}$$

5 çubuğundaki moment, halat çekimine göre aynı değerde kalmamaktadır, zira halat çekim istikameti çubuk eksenine göre biraz eğimlidir Burada da meydana gelen moment, yükün en büyük momentine zıt yöndedir.

$$M_s = 4,2 \cdot 0,28 = 1,18 \text{ tm.}$$

Tüm çubuk kuvvetleri ve momentleri tablo 36 da toplanmıştır. DIN 120 ye göre hareketli yükten meydana gelen kuvvetler ve momentler, dengeleme katsayısı ψ ile çarpılırlar.

Burada el kumandalı işletme mevcut olduğundan, kreyin grubu I dir ve $\psi = 1,2$ dir. Mesela 1 ve 5 nolu çeki çubukları için, hareketli yükten dolayı tüm gerilim değerleri :

$$\sigma = \frac{Sp \cdot 1,2}{F_n} + \frac{Mp \cdot 1,2}{W_n} \text{ dir.}$$

2,3 ve 4 nolu bası çubukları için kırılma katsayısı ω tesbit edilebilir ve böylece de $\sigma = \omega \cdot \frac{Sp \cdot 1,2}{F}$ bağlantısından σ hesaplanır.

St37 çeliği için emniyetli gerilim değeri $\sigma_{em} = 1400 \text{ kg/cm}^2$ dir. Tali kuvvetler nedeniyle hesaplarda pek bu değere çıkılmamalıdır.

Buna göre bir ön değerlendirme yapılarak kafes çubuklarının ağırlıkları tesbit edilir. Düğüm noktalarında kullanılan ilâve saç bağlantıları ve parmak bağlantıları dikkate alınarak buna % 30 ilâve yapılır. Böylece şekil 155 de gösterilen düğüm noktalarının yük değerleri elde edilir.

Çubuk kuvvetlerine ilâve olarak eğilme momentleri de tesir etmektedir.

Şekil 155 in sağında ayrıca kuvvetler grafiğide gösterilmiştir.

5 nolu çubuk için eğilme momentini :

$$M_{Emax} = 0,44 \cdot 0,56 = 0,25 \text{ tm.}$$

1 nolu çubuk için eğilme momentinin değeri küçük olduğundan dikkate alınmayabilir.

Şimdi tüm ana kuvvetler bilinmektedir. 1 ve 5 nolu çeki çubuklarının tüm gerilim değerleri şu bağımlılardan bulunur.

$$\sigma = \frac{\psi \cdot Sp + \varphi \cdot Sg}{F_n} + \frac{\psi \cdot Mp + \varphi \cdot M_E}{W_n}$$

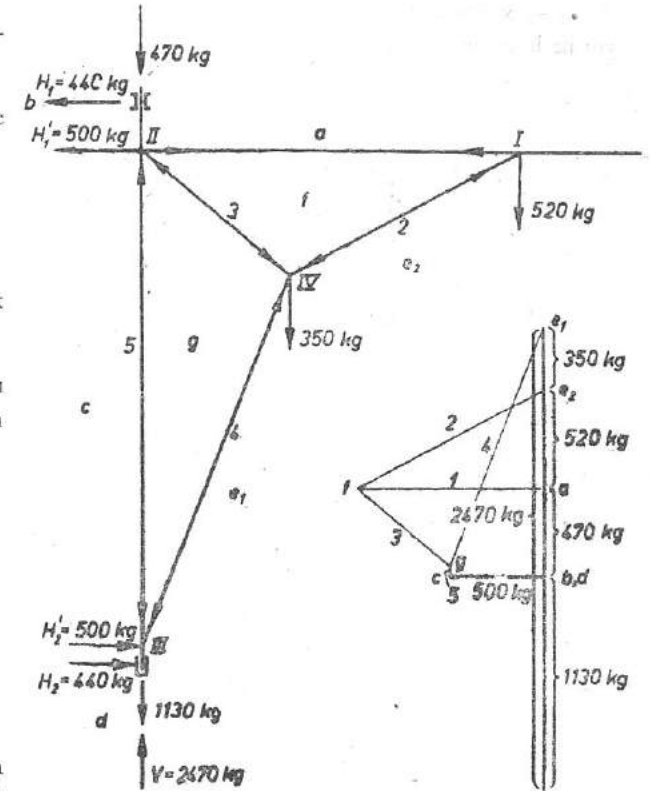
$$\leq 1400 \text{ kg/cm}^2$$

ve 2, 3, 4 nolu bası çubukların gerilim değerleri :

$$\sigma = \omega \cdot \frac{\psi \cdot Sp + \varphi \cdot Sg}{F} \leq 1400 \text{ kg/cm}^2 \text{ dir.}$$

Darbe katsayısı = 1,1 dir. (Tablo : 34)

Ana kuvvetler dikkate alınarak hesaplanan tüm gerilim değerleri tablo 36 da verilmiştir. Rüzgâr kuvveti ile dönme esnasında frenleme kuvvetinin tesirleri ile küçük olduklarından dikkate alınmamıştır.



Şekil : 155, Daimî yük nedeniyle çubuk kuvvetlerinin tespiti

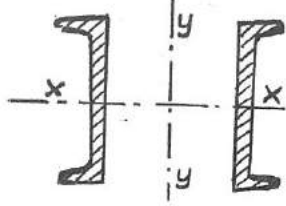
Tablo : 36 Çubuk kuvvetleri, eğilme momentleri ve ölçüleri

Çubuk numaraları	1	2	3	4	5
Hareketli yükten dolayı çubuk kuvv. $Sp [t]$	+ 14,8	— 21,8	— 14,7	— 21,4	+ 7,2
$\psi Sp [t]$	+ 17,8	— 26,1	— 17,6	— 25,6	+ 8,7
Hareketli yük ve halat çekiminden $Mp [tcm]$	+ 750	—	—	—	267
dolayı eğilme $\psi Mp [tcm]$	624	—	—	—	—
Daimî yükten dolayı çubuk kuvvetleri $Sg [t]$	+ 1,0	— 1,12	— 0,65	— 1,38	— 0,06
$\varphi Sg [t]$	+ 1,1	— 1,23	— 0,71	— 1,52	— 0,07
Daimi yükten dolayı eğilme $M_E [tcm]$	—	—	—	—	25
$M_E [tcm]$	—	—	—	—	28
Profil	] [28	] [22	] [18	] [18	] [18
Kesit $F [cm^2]$	—	74,8	56,0	56,0	—
Faydalı kesit $F_n [cm^2]$	94	—	—	—	49,6
Faydalı mukavemet momenti $W_n [cm^3]$	860	—	—	—	290
Çubuk uzunluğu $S_K [cm]$	—	272	206	430	—
Atalet yarı çapı $i [cm]$	—	2,3	—	6,95	—
Çubuk incelik katsayısı $\lambda = S_K/i$	—	118	36	62	—
Kırılma katsayısı ω	—	3,29	1,08	1,29	—
Tüm gerilim değeri $\sigma [kg/cm^2]$	1070	1200	350	625	1978

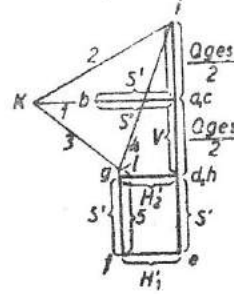
Çubukların ayrı ayrı hesaplarında şu hususa dikkat edilir. Çubuk 1 iki adet [profilinden ibarettir. Bunlar, arabanın serbestçe hareket edebilmesi için sadece uç kısımlarında birbirine bağlanmışlardır. Çubuk bir çeki çubuğu olmasına rağmen, çekme gerilimi eğilme gerilimine nazaran daha küçük olduğundan, alt flanş basya zorlanır. Çubuk 2 için en küçük atalet yarı çapı değeri $I_y = 2,3$ alınabilir.

2 ve 3 çubukları birbirine bağlantılı (geçirilmiş) olduklarından, çok parçalı bası çubuğu gibi muamele görürler.

x — x eksenine göre kırılma durumunu kontrol etmek için normal incelik katsayısı yerine ideal incelik katsayısı ile hesaplama yapılır. (Şekil 156)



Şekil : 156



Şekil : 157, Arabanın içteki duruş vaziyetine göre kuvvetlerin poligonu.

$$\lambda y_i = \sqrt{\lambda y^2 + \lambda_1} ; \lambda y = y-y \text{ eksenine için incelik katsayısı.}$$

$$\lambda_1 = \text{Herbir çubuğa ait incelik katsayısı.}$$

[- Profilin 500 mm. mesafesi için $I_y = 27, 4$ nolu çubuk için $\lambda y = \frac{430}{27,0} = 15,9$ (Seçilen her profile ait I değerleri malzeme listelerinden elde edilirler).

$$\text{Her bir çubuğun } 100 \text{ mm. uzunluğunda } \lambda_1 \text{ (tüm çubuğun çeyrek kısmı) değeri : } = \frac{100}{I_{y1}} = \frac{100}{2,02} \approx 50,$$

$$\text{O halde } 4 \text{ nolu çubuk için : } \lambda y_i = \sqrt{15,9^2 + 50^2} = 52,5$$

$$x-x \text{ eksenine göre çubuk 4 için incelik katsayısı : } \lambda x = \frac{430}{I_x} = \frac{430}{6,95} = 62; \omega = 1,29 \text{ dir.}$$

Bu eksene göre λx katsayısı daha büyük olduğundan bu değer uygulanır.

Aynı yoldan devam edilerek 3 nolu çubuk için $\lambda y_i = 36$ değeri bulunur. $x-x$ eksenine göre incelik katsayısı $\lambda x = \frac{206}{6,95} \approx 30$ dir. λy_i değeri daha büyük olduğundan bu değer dikkate alınarak hesap yapılır. ω değeri ise 1,08 dir.

3 ve 4 nolu çubukların profilide] [18 dir. Bu çubuklar daha az zorlanmalarına rağmen aynı tip profillerin kullanılması uygun görüldüğünden bu seçim yapılmıştır.

5 nolu çubuk, mevcut yükten dolayı küçük de olsa basya zorlanır. Fakat bu çubuğun hareketi yük nedeniyle basya zorlanabileceği ve dolayısıyla değişken yüklü çubuk olarak kabul edilip edilmeyeceği hususu araştırılmalıdır.

Arabanın en iç duruş vaziyetine göre kuvvetlerin poligonu şekil 157 de gösterilmiştir. Bası kuvvetinin değeri 4,6 tondur. γ katsayısı değişken zorlamanın durumuna göre (DIN 120) ye dikkate alınır. Çubuk kuvvetlerinin mevcut durumlarına göre :

$$\frac{\min S_I}{\max S_I} = \frac{\psi \cdot S_{\min} + \varphi \cdot S_g}{\psi \cdot S_{\max} + \varphi \cdot S_g} = \frac{1,2 \cdot 4,6 + 1,1 \cdot 0,06}{1,2 \cdot 7,2 + 1,1 \cdot 0,06} = 0,7; \text{ Bu değer bulununca } \gamma \text{ değeri tablolarından okunabilir. } \gamma^1 = 1,21 \text{ dir. } (\gamma \text{ değeri } 1 \text{ ile } 1,5 \text{ arasında değişir.})$$

Böylece düşünülen σ_I gerilimi hesaplanır.

$$\sigma_I = \frac{\psi \cdot \max S_I}{F_n} = \frac{1,2 \cdot 8630}{49,6} = 210 \text{ kg/cm}^2$$

Eğilme geriliminin; $\sigma_b = \frac{320+28}{290} \cdot 1000 = 1200 \text{ kg/cm}^2$ Ön işareti değişmediğinden çubuk, emniyet değerinin haricinde zorlanmamıştır. Böylece sistemin çubuk kuvvetleri emniyetle hesaplanmıştır.

2. Araba hareket sistemi :

Hareket direnci :

$$W_1 = \frac{Q (1 - \eta^3 R)}{\eta R (1 + \eta R)} = \frac{8300 (1 - 0,96^3)}{0,96 (1 + 0,96)}$$

$$W_1 = 530 \text{ kg.}$$

Teker çapı 250 mm. olduğunda :

$$W_2 = \omega_{\text{tüm}} (Q + G_K) = 28 \cdot 8,3 = 232 \text{ kg.}$$

$$W = W_1 + W_2 = 530 + 232 = 762 \text{ kg.}$$

Zincir dişlisindeki çevresel kuvvet :

$$U = \frac{W}{\eta_1 + \eta_2} + S_1 \left(\frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2} - 1 \right)$$

Seçilen zincir : çap : $d = 11 \text{ mm}$, $t = 31 \text{ mm}$; emniyetli faydalı yük : 1140 kg; zincirin m. başına ağırlığı : 2,7 kg/m. Arabanın en uzak durumunda geçiş : $x = 3,2$; $f = 0,02 \text{ m}$.

$$S_1 = \frac{g \cdot x^2}{8 \cdot f} = \frac{2,7 \cdot 3,2^2}{8 \cdot 0,02} = 175 \text{ kg.}$$

$$U = \frac{762}{0,95 \cdot 0,93} + 175 \left(\frac{1}{0,95 \cdot 0,93} - 1 \right) = 860 + 23 = 883 \text{ kg.}$$

Dişli adedi 5 olduğunda zincir dişlisinin çapı :

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90}{5}} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{5}} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{31}{0,31} \right)^2 + \left(\frac{11}{0,95} \right)^2} = 101 \text{ mm. dir.}$$

$$\text{Zincir dişlisindeki yük momenti : } 883 \cdot \frac{10,1}{2} \approx 4450 \text{ kgcm.}$$

$$\text{Çapı } 500 \text{ mm. olan tahrik dişlisindeki kuvvet momenti : } 22 \cdot \frac{50}{2} = 550 \text{ kgcm. dir.}$$

$$\text{Gerekli çevrim oranı : } \ell = \frac{4450}{550 \cdot \eta (\text{dişli kutusu})} = \frac{4450}{550 \cdot 0,95} = 8,5$$

Döner Sistem :

Seçilen muylu çapı değeri : 100 mm . dir.

$$\text{Muylu (mihver) deki eğilme momenti (şekil 152 ye bakınız) : } H_2 \cdot y_2 = (6900 + 440) \cdot 9 = 67000 \text{ kgcm.}$$

$$\text{Eğilme zorlanması : } \sigma_E = \frac{67000}{W} = \frac{67000}{98} = 683 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Bası zorlanması : } \sigma_B = \frac{V}{\pi d^2/4} = \frac{8300 + 2470}{\pi \cdot 10^2/4} = 137 \text{ kg}$$

$$\text{Tüm zorlanma : } \sigma_T = \sigma_E + \sigma_B = 820 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Boyun (üst) yatağındaki yüzeysel sıkışma : } P = \frac{6900 + 440}{l \cdot d} = \frac{7340}{8 \cdot 10} = 92 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Diğer yataktaki yüzeysel sıkışma : } P = \frac{V}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_o^2)} = \frac{10770}{\frac{\pi}{4} (10^2 - 2^2)} = 145 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Sürtünme momenti : } M_s = \left(V \cdot \frac{d + d_o}{4} + H \cdot d \right) \mu = \left(10770 \cdot \frac{10 + 2}{4} + 7340 \cdot 10 \right) \cdot 0,1$$

$$= 10570 \text{ kgcm.dir.}$$

Arabanın en dış durumunda, alt makaradaki dönme mukavemeti :

$$W = \frac{M_s}{a} = \frac{10570}{500} = 21 \text{ kg. dir.}$$

12. Şekil 159 ve 163 de şeması görülen döner kreynli ve hareket edebilen yüklem köprüsünün hesabı istenmektedir.

Döner kreynin sabit kreyn kolunun uzunluğu (yatay eksen) 20 m. iken kaldırılabilceği yük 5 tondur. Yani 5t X 20 m. dir.

Tablo 34 den : Dengeleme katsayısı $\varphi = 1,4$
Darbe katsayısı $\varphi = 1,1$

a) Döner kreyni taşıyan tekerlerin basınç değerleri :

Döner kreynin dönebilen kısmının ağırlığı (araba kısmı hariç) $G_q = 45,1$ tondur.

Tüm sistemin ağırlık merkezinin merkez harici $\times$ mesafesi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$X = \frac{Q \cdot a + G_e \cdot e - G_g \cdot g}{Q + G_e + G_g}$$

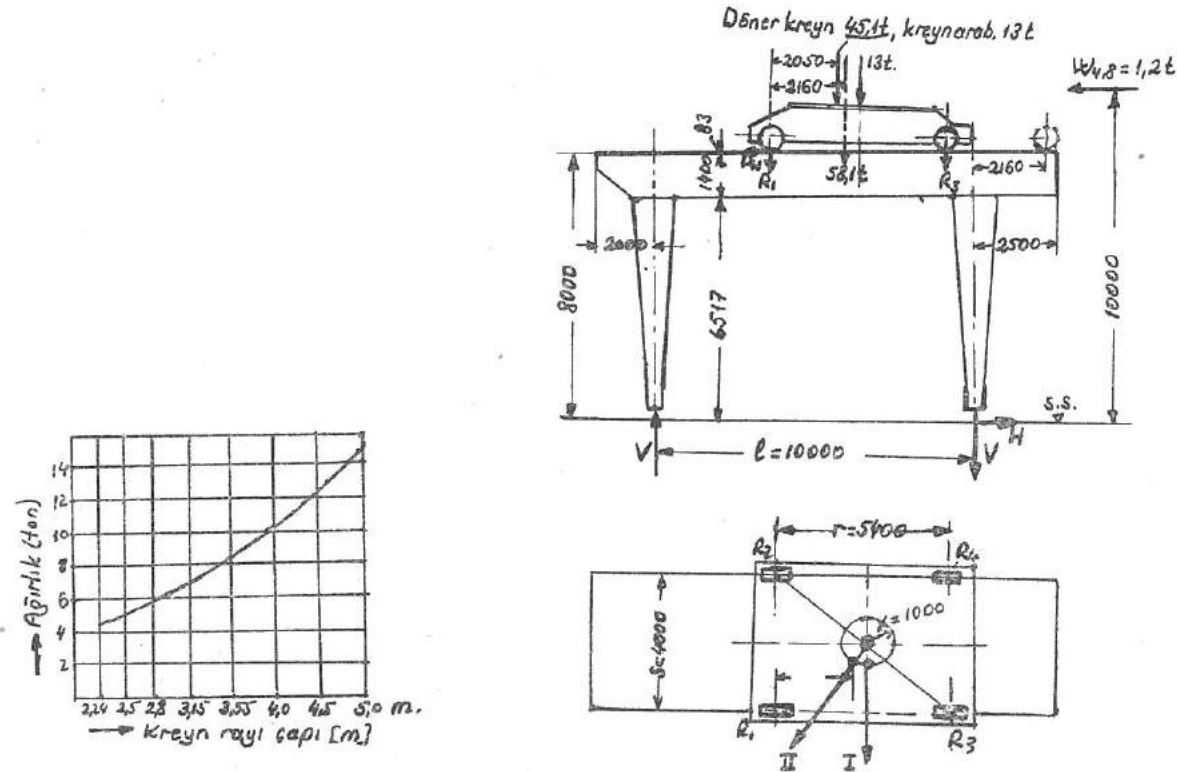
$$X = \frac{5 \cdot 20 + 24,1 \cdot 1,3 - 16 \cdot 5,15}{5 + 24,1 + 16} = 1,08 \text{ m. dir.}$$

Kreyn alt arabasının ağırlığı $G_A = 13$ tondur. (Arabanın yuvarlak rayının çapı 4,5 m. dir.) (Şekil 159 den). Buna göre :

Şekil 158 den; Kreyn tekerler arası mesafesi $r = 5400$ mm. ve teker hareket eksenleri arası mesafe $S = 4$ m. dir.

1) Kreyn kolu I durumunda olduğuna göre :

$$R_1 = R_3 = \frac{G_A}{4} + \frac{G_q}{4} \left(1 + 2 \frac{x}{s} \right) = \frac{13}{4} + \frac{45,1}{4} \left(1 + \frac{2 \cdot 1,08}{4} \right) = 20,55 \text{ tondur.}$$



Şekil : 158, Döner kreynli ve hareket edebilen yüklem köprüsü. (Döner kreyn 5tX20 m) ve yüklenme şeması

Şekil : 159 Döner kreyn alt arabasının ağırlıkları.

2) Kreyn kolu II. durumunda olduğuna göre :
(Eksantriklik $t = 0$)

$$R_{1\max} = \frac{G_A}{4} + \frac{G_q}{4} \left[\frac{s}{s} + \frac{2 \times \left(\sqrt{r^2 + s^2} + 2 \cdot \frac{r \cdot s}{r^2 + s^2} \right)}{s \cdot r} \right]$$

$$R_{1\max} = \frac{13}{4} + \frac{45,1}{4} \left[1 + \frac{2 \cdot 1,08}{4 \cdot 5,4} \left(\sqrt{5,4^2 + 4^2} + 2 \cdot 1,08 \cdot \frac{5,4 \cdot 4}{5,4^2 + 4^2} \right) \right] = 23,15 \text{ ton}$$

$$R_3 = \frac{G_A}{4} + \frac{G_q}{4} \left[\frac{s}{s} + \frac{2 \times \left(\frac{r^2 - s^2}{\sqrt{r^2 + s^2}} - 2 \cdot \frac{r \cdot s}{r^2 + s^2} \right)}{r \cdot s} \right]$$

$$R_3 = \frac{13}{4} + \frac{45,1}{4} \left[1 + \frac{2 \cdot 1,08}{4 \cdot 5,4} \cdot \left(\frac{5,4^2 - 4^2}{\sqrt{5,4^2 + 4^2}} - 2 \cdot 1,08 \cdot \frac{5,4 \cdot 4}{5,4^2 + 4^2} \right) \right] = 15,35 \text{ ton}$$

β — Ana Taşıyıcı Kirişin Hesabı :

Kirişin en büyük eğilme momenti kreyn arabasının belirli bir duruş vaziyetinde meydana gelir. Kreyn kolunun I ve II duruş vaziyetine göre eğilme momentleri

1) Kreyn kolunun I. duruş vaziyeti :

$$M_{EI \max} = R_1 \cdot \frac{\left(1 - \frac{r}{2} \right)^2}{2 \cdot l} = 20,55 \cdot \frac{\left(10 - \frac{5,4}{2} \right)^2}{2 \cdot 10} = 55 \text{ tm}$$

2) Kreyn kolunun II. nolu duruş vaziyeti :

$$M_{EII \max} = (R_1 + R_3) \cdot \frac{\left(1 - \frac{a_1}{2} \right)^2}{4 \cdot l} = (23,15 + 15,35) \cdot \frac{(10 - 2,16)^2}{4 \cdot 10} = 59,5 \text{ tm.}$$

O halde bu moment dikkate alınacaktır.

Rüzgâr bağlantısı ile beraber ana kirişin ağırlığı 6,5 tondur. $M_{ge} = 6,5 \cdot \frac{10}{8} = 8,1 \text{ tm.}$ Ana kuvvetlerden

dolayı en büyük eğilme momenti :

$$M_{\max} = \varphi \cdot M_g + \varphi \cdot M_{EII} = 1,1 \cdot 8,1 + 1,4 \cdot 59,5 = 92,5 \text{ tm.}$$

Şekil 160 e göre seçilen kiriş : $W_{xn} = 7410 \text{ cm}^3$

$$\text{Ana kuvvetlerle zorlanma : } \sigma = \frac{9250000}{7410} = 1250 \text{ kg/cm}^2$$

($\sigma_{\text{emn}} = 1400 \text{ kg/cm}^2$)

Şimdi ise ana ve tali kuvvetlerden dolayı zorlanmanın durumu kontrol edilmelidir.

Kreyn arabasının hareket yönündeki fren kuvveti = $\frac{1}{7}$ tahrikli tekerin en büyük teker basıncı (bir kiriş için)

$$P_H = \frac{23,15}{7} = 3,3 \text{ tondur.}$$

Rüzgâr kuvveti (Döner kreyn ve köprü üzerine) $W_{48} = 1,2$ ton (her taşıyıcı kiriş için)

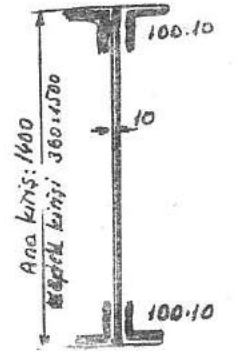
Köprü ayakındaki yatay destek kuvveti : $H = 3,3 + 1,2 = 4,5$ ton (her ayak için)

$$\text{Düşey destek kuvveti : } V = \frac{1}{10} (1,2 \cdot 10 + 3,3 \cdot 8) = 3,8 \text{ ton.}$$

Taşıyıcı ortasındaki ilâve moment : $M_{F+R} = 3,8 \cdot 5 = 19,0 \text{ tm.}$

İşletme durumunda ana ve ilâve kuvvetler nedeniyle en büyük eğilme momenti.

$$M_{\max} = \varphi \cdot M_g + \varphi \cdot M_{EII} + M_{F+R} = 1,1 \cdot 8,1 + 1,4 \cdot 59,5 + 19,0 = 111,5 \text{ tm.}$$



Şekil : 160 Ana ve destek kirişin kesiti

İşletme durumunda ana ve ilâve kuvvetler nedeniyle zorlanma :

$$\sigma = \frac{11150000}{7410} = 1500 \text{ kg/cm}^2 (\sigma_{\text{Emin}} = 1600 \text{ kg/cm}^2)$$

İşletmede değilken ana ve ilâve kuvvetlerle zorlanma; rüzgâr basıncı 128 kg/m²

$$M_{\text{max}} = Mg + M_{\text{EII}} + M_R = 8,1 + 59,5 + 1,2 \cdot 5 \cdot \frac{128}{48} = 83,6 \text{ tm.}$$

Bu moment, yukarıdaki 111,5 tm. lik momente göre daha küçük olduğundan buna göre zorlanmayı kontrol etmeye ihtiyaç yoktur.

Köprünün hesabı :

Döner kreyn köprü üzerinde sağa doğru hareket ettiğinde, kreyn kolunun II duruş vaziyetine göre döner kreyn ile arabasının bileşkesi takriben mesnet üzerinde bulunur. Mesnet yükü buna göre :

$$\text{Solda : } 23,15 + 15,35 = 38,50 \text{ t}$$

$$\text{sağda : } (45,1 + 13) - 3850 = 19,60 \text{ t. dur.}$$

(Kuvvetler planına bakınız). Hareketli yük nedeniyle mesnet ana kirişinin yüklenmesi : $S_p = -47,5$ tondur.

Köprünün tüm ağırlığı 27 ton ve her mesnetin yükü 13,5 tondur.

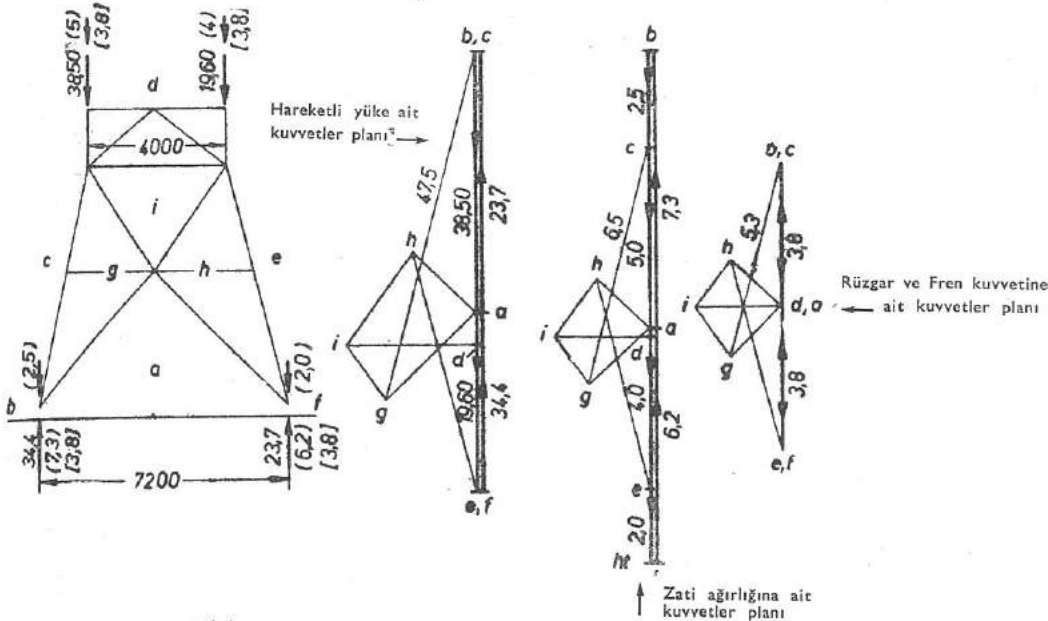
Şekil 161 de kuvvetlerin planı (poligonu) gösterilmiştir.

Ana kuvvetler nedeniyle yüklenme : $1,1 \cdot 6,5 + 1,4 \cdot 47,5 = 73,7$ ton. Seçilen kesit şekil 160 a göre, yükseklikler devamlı artışla 360 dan 1500 mm. ye kadar. : $J_{y1} = 1563 \text{ cm}^4$ $J_{y2} = 1572 \text{ cm}^4$; $F_1 = 112,8$, $F_2 = 226,8 \text{ cm}^2$ dir.

$$f_1 = \sqrt{\frac{1563}{112,8}} = 3,72; \quad f_2 = \sqrt{\frac{1572}{226,8}} = 2,62 \text{ cm. } S_K = 290 \text{ cm.}$$

$$\lambda_1 = \frac{290}{3,72} = 78; \quad \lambda_2 = \frac{290}{2,62} = 110, \quad \omega_1 = 1,54, \quad \omega_2 = 2,86;$$

$$\sigma = 1,54 \cdot \frac{73700}{112,8} = 1010 \text{ kg/cm}^2 \text{ veya } \sigma = 2,86 \cdot \frac{73700}{226,8} = 930 \text{ kg/cm}^2$$



Şekil : 161 Köprüye ait mesnetlerin kuvvetler planı ve yüklenmesi.

Ana ve ilave kuvvetlerle zorlanma :

Fren ve 48 kg/m² lik rüzgâr kuvvetiyle mesnet ayağındaki yatay kuvvet : $H = 4,5$ ton dur.

En büyük moment : $M_{F+R} = 4,5 \cdot 6,517 = 29,3$ tm.

$W_{x1} = 8210 \text{ cm}^3$, Eğilme zorlanması : $\sigma_E = \frac{2930000}{8210} = 356 \text{ kg/cm}^2$, Fren ve 48 kg/m² lik rüzgâr

kuvvetiyle ek düşey mesnet kuvveti : $V = 3,8$ tondur.

Kuvvetler planından (Şekil 161) çubuk kuvveti : $S_{F+R} = 5,3$ ton.

$$\sigma = 2,86 \cdot \frac{73,7 + 5,3}{226,8} \cdot 1000 + 356 = 1356 \text{ kg/cm}^2$$

48 kg/m² lik rüzgâr kuvveti köprüye çok az bir zorlanma vermektedir.

İşletme haricinde ana ve tâli kuvvetlerle zorlanma, işletme durumuna göreki değerden daha küçük olduğundan ayrıca bir kontrol hesabına ihtiyaç yoktur.

Mesnet ana kirişinin ilâve çubuk bağlantıları şekil 161 e göre ölçülendirilir.

δ) Köprünün ana taşıyıcı kirişleri arasındaki rüzgâr bağlantıları :

Ana taşıyıcı kirişlerin alt ve üst kuşak yüzeylerinde, her biri için bir rüzgâr bağlantısı öngörülmüştür.

Üst rüzgâr bağlantısı daha kuvvetle zorlanır, çünkü burada kreynin gelen rüzgâr kuvvetleri de tesir ederler. En büyük yüklenme, işletme durumunun haricinde 128 kg/m² lik en büyük rüzgâr kuvvetiyle meydana gelir.

Hareketli kreynin tüm rüzgâra karşı yüzeyi $\sim 40 \text{ m}^2$ dir.

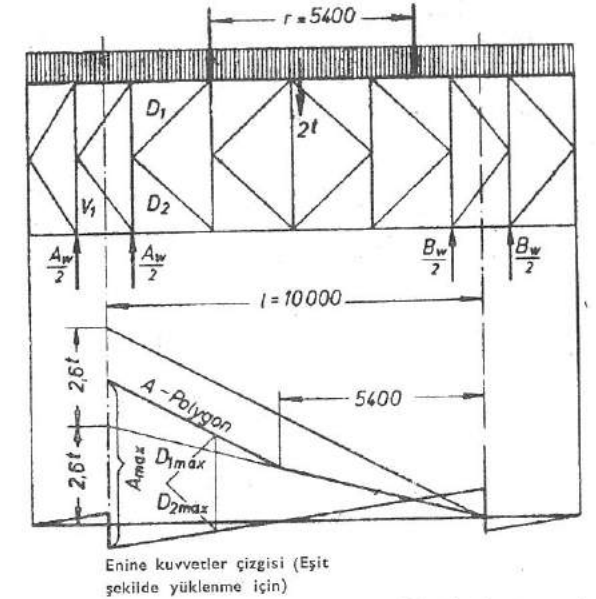
Kreyn üzerine tüm rüzgâr kuvveti : $40 \cdot 128 = 5100 \text{ kg}$, her teker için = 2600 kg. dir. Köprü ana kirişi üzerindeki rüzgâr basıncı : $30 \cdot 128 = 3800 \text{ kg}$ ve herbir rüzgâr bağlantısı için takriben 2000 kg. dir.

Üst rüzgâr bağlantısının yüklenme şekli ve şeması şekil 162 de gösterilmiştir. Hareketli yükten dolayı düşey ve diyagonal en büyük çubuk kuvvetlerinin tesbiti A = poligonu ile yine şekil 162 de verilmiştir.

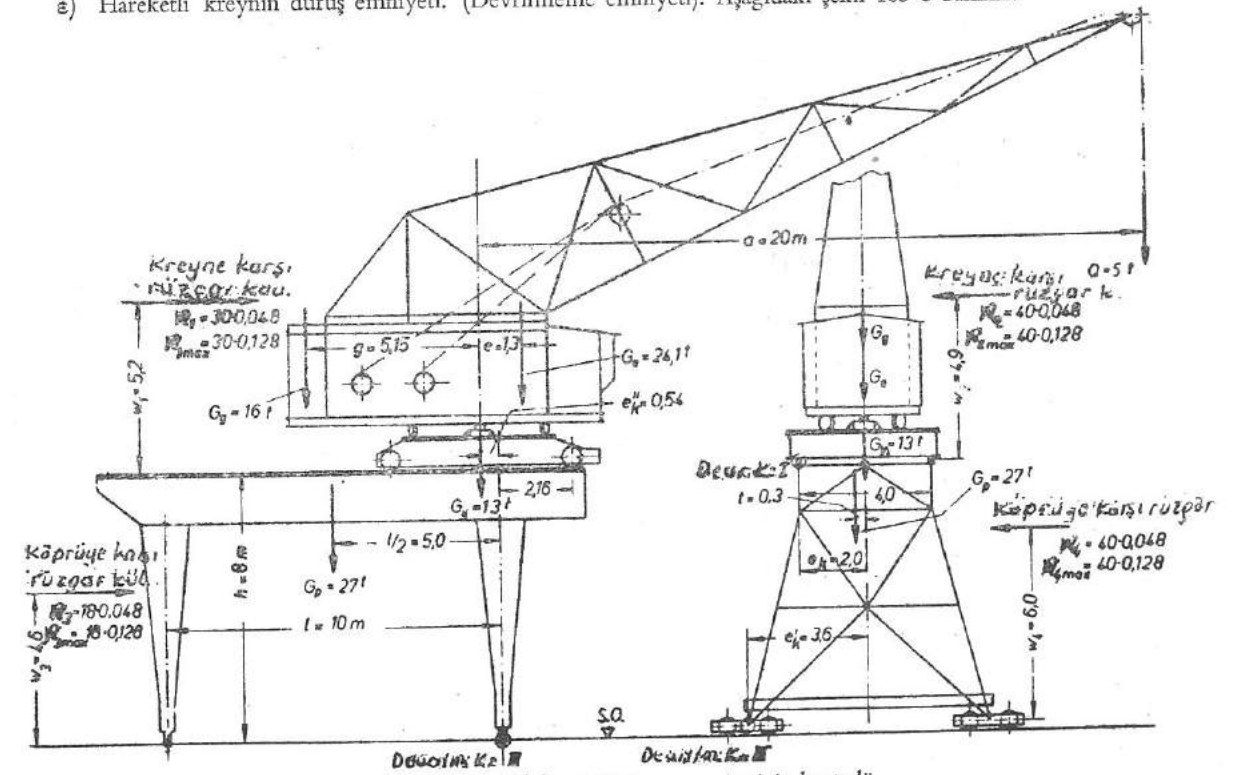
Kreyn arabasının en anormal duruş vaziyetine göre, mesnet yatak kuvvetinin değeri $A = 2,3$ tondur. Buna ilâveten, bütün köprü boyunca eşit olarak dağılan rüzgâr kuvvetlerinden dolayı bir enine kuvvet vardır. Tüm enine kuvvetler her iki D_1 ve D_2 diyagonal çubukları üzerine dağılırlar. Böylece : $D_{1\text{max}} = D_{2\text{max}} = 1,85$ tondur. Böylece diyagonallerde ölçülendirilebilirler. çünkü bunlar sadece rüzgâr basıncı ile yüklenirler.

En büyük düşey kuvvet V_1 de meydana gelir. Onun değeride en büyük mesnet yatak kuvveti A_{max} 'ın yarısına eşittir.

e) Hareketli kreynin duruş emniyeti. (Devrilmeme emniyeti). Aşağıdaki şekil 163 e bakınız.



Şekil : 162, Yüklenme şeması ve üst rüzgâr bağlantısına ait A - poligonu



Şekil : 163 Denge emniyetinin kontrolü.

Bunun için ölçü I nolu devrilme köşesidir. (Kreyn kolunun vaziyeti, köprü boyunun aksi istikametindedir.)

1) Kreyn 5 ton yük ve 48 kg/m² lik rüzgâr kuvvetiyle :

$$D_E = \frac{\sum \text{Denge momentleri}}{\sum \text{Devirme momentleri}} = \frac{G_e \cdot (e_K - e) + G_g (e_K + g) + G_A \cdot e_K}{(Q + dQ) \cdot (a - e_K) + W_1 \cdot w_1}$$

İvme kuvveti $dQ, \frac{Q}{10}$ alınabilir. (ivme 1 m/san²)

$$D_E = \frac{24,1 (2-1,3) + 16 (2+5,15) + 13,2}{(5+0,5) (20-2) + (30 \cdot 0,048) \cdot 5,2} = 1,47 \text{ bu değer emniyetlidir. (Min. Emniyetli değeri 1,3 tür.)}$$

2) Kreyn 5t yük ve hareketsiz durumda :

$$D_E = \frac{24,1 (2-1,3) + 16 (2+5,15) + 13,2}{5 (20-2)} = 1,74$$

DIN 120 ye göre denge emniyeti bu durumda en azından 1,8 olmalıdır. Yukarıdaki neticeye göre emniyeti artırmak için bir kavrama (tutma) kancası öngörülmesi lazımdır (Kreyn arabasına bağlı). Eğer kavrama kancası 1,3 ton ile yüklenmiş ise, böylece denge emniyeti :

$$D_E = \frac{24,1(2-1,3) + 16(2+5,15) + 13,2 + (1,3+4)}{5 (20-2)} = 1,8 \text{ dir.}$$

3) Kreyn yüksüz fakat en büyük rüzgâr kuvveti tesir etmekte ve işletme haricinde

$$D_E = \frac{G_e (e + e_K) - G_g (g - e_K) + G_A \cdot e_K}{W_{1\max} \cdot w_1} \quad G_A = G_U = \text{Araba ağırlığı.}$$

$$D_E = \frac{24,1 (1,3+2) - 16 (5,15-2) + 13,2}{(30 \cdot 0,128) \cdot 5,2} = 2,75 \text{ (emniyetli değer 1,5)}$$

$$W_{1\max} = \text{En büyük rüzgâr kuvveti}$$

ç) Köprünün denge emniyeti :

Burada denge emniyeti sadece rüzgâr kuvvetine göre hesaplanacaktır. (Durum 1 ve 3) çünkü denge emniyeti (rüzgârsız hareketsiz durumda) köprünün kendi ağırlığı nedeniyle her halikârda kreynin hareketli oluşuna nazaran daha büyüktür. O halde II ve III nolu devrilme köşeleri dikkate alınacaktır. Bu hesaplama yapılırken kreynin en anormal duruş vaziyeti ve en büyük rüzgâr kuvveti dikkate alınmalıdır.

1) Köprü 5 ton yük ve 48 kg/m² lik rüzgâr kuvvetiyle yüklü.

Devrilme köşesi II, kreyn kolu, köprü uzunluğuna göre ters yönde :

$$D_E = \frac{G_e (e_K - e) + G_g (e_K + g) + G_A \cdot e_K + G_p (e_K - t)}{(Q + dQ) \cdot (a - e_K) + W_1 \cdot (w_1 + h) + W_4 w_4} ; W_1 \text{ ve } W_4 = \text{Rüzgâr kuvvetleri}$$

$$D_E = \frac{24,1 (3,6-1,3) + 16 (3,6+5,15) + 13 \cdot 3,6 + 27 (3,6-0,3)}{(5+0,5) (20-3,6) + (30 \cdot 0,048) \cdot (5,2+8,0) + (40 \cdot 0,048) \cdot 6,0} = 2,75 \text{ (emniyetli)}$$

Devrilme köşesi III. Kreyn kolu köprü istikameti yönündedir. Kreyn tamamen dışa doğru (sağa veya sola) hareket etmiştir.

$$D_E = \frac{G_e (e_K - e) + G_g (e_K + g) + G_n \cdot e_K + G_p \cdot \frac{1}{2}}{(Q + dQ) (a - e'_K) + W_1 (w_1 + h) W_3 \cdot w_e} ;$$

$$D_E = \frac{24,1 (0,54-1,3) + 16 (0,54+5,15) + 13 \cdot 0,54 + 27 \cdot 5}{(5+0,5) \cdot (20-0,54) + (30 \cdot 0,048) \cdot (5,2+8,0) + (18 \cdot 0,048) \cdot 4,6} = 1,65 \text{ (Emniyetli değer 1,3) Bu değer daha iyidir.}$$

2) Köprü yüksüz, en büyük rüzgâr kuvvetinin tesiri var. (İşletme durumunda değil)

Devrilme köşesi II, kreyn kolu köprü boyunun ters yönünde Zıt ağırlık devrilme köşesine göre yönelmiştir.

$$D_E = \frac{G_e (e + e'_K - G_g (g - e'_K) + G_A \cdot e'_K + G_p (e'_K - t))}{W_{1\max} (w_1 + h) + W_{4\max} \cdot w_4}$$

$$D_E = \frac{24,1 (1,3+3,6) - 16 (5,15-3,6) + 13 \cdot 3,6 + 27 (3,6-0,3)}{(30 \cdot 0,128) \cdot (5,2+8,0) + (40 \cdot 0,128) \cdot 6,0} = 2,8$$

D Köşesi III kreyn kolu köprü uzunluğu yönünde. Kreyn tamamen köprünün ucunda. Zıt ağırlık kreyn kolunun tarafında :

$$D_E = \frac{G_e (e + e''_K) - G_g (g - e''_K) + G_A \cdot e''_K + G_p \cdot \frac{1}{2}}{W_{1\max} (w_1 + h) + W_{2\max} \cdot W_2}$$

$$D_E = \frac{24,1 (1,3+0,54) - 16 (5,15-0,54) + 13 \cdot 0,54 + 27 \cdot 5}{(30 \cdot 0,128) \cdot (5,2+8,0) + (18 \cdot 0,128) \cdot 4,6} = 1,84 \text{ (Emniyetli değer 1,5) Bulunan değer daha iyi bir değerdir.}$$

Kreynlerin İşletilmesi ve Bakımı

Kreynlerin işletme masrafları, ömürleri, kullanılmaları sadece konstrüksiyonun özelliğine, malzemenin kalitesine ve imalatının uygulanmasına değil, aynı zamanda itinalı bakımına ve iyi bir işletme tarzına bağlıdır. Kazadan korunma talimatı ile kreyn imalatçı firmaların işletme talimatlarına muhakkak dikkat edilmelidir. Bunlarla ilgili olarak aşağıdaki hususlar sayılabilir.

1) Kreyn Operatörü :

Kreyn operatörleri 18 yaşından büyük, hizmet ve kullanışları itimada, şayan kimseler olmalıdırlar. Bir kaza yapmamak için gerekli bilgiler kendilerine verilmelidir. Sıhhatleri, görme ve işitme duyuları gayet iyi, az heyecanlı, ıleriye ve derinliği iyi tahmin edebilme hassasiyetleri olmalıdır. Operatör, kreynlerin elektrik ve mekanik elemanları üzerinde ana bilgilere sahip olmalıdır. Büyük tesisler mevzu bahis olduğunda operatörlerin montaj esnasında tesisin durumunu izleminde muhakkak büyük faydalar vardır. Eğer kreyn birkaç vardiye de kullanılıyorsa, teslim edilen şahsa eksiklikler hususunda gerekli bilgiler verilmelidir. Eğer birçok kreynin bakımı öngörülmüş ise, bunlara şef olarak nezaret edebilecek bir ustabaşının yetiştirilmesi çok uygun düşer.

2) İşletme :

Her işletmeye almadan önce, tüm kapama, kilitleme düzenleri, ray makasları, rüzgâr emniyetleri vs. ler çözülmelidir. Ana şalteri hareket ettirmeden önce, tüm kumanda sistemlerinin normal olduğu kontrol edilmelidir. Kreynin hareketinde elektrik akımının normal değerinde olup olmadığı hususu da önemlidir.

Her bir hareketi temin eden kumanda organları çalıştırılırken acele olmamaya dikkat edilmelidir. Aksi takdirde ani elektrik akımının yükselmesi ve kuvveti ivme darbesiyle sistemde elektriki ve mekaniki zararlar meydana gelebilir. Uzun müddet kumandanın açık tutulması da mahzurludur. Çünkü dirençler genellikle bunun için yeterli değildir. Mekanik frenlerde ani açıp kapama işlemlerine maruz bırakılmamalıdır. Çok önem taşıyan bir husus şudurki, kreyn veya araba yüksek hızla limit şaltere doğru hareket ettirilmemeli veya kanca; altınakara hızla çekilmemelidir. O halde operatör, motorun durdurulduğu andan itibaren hareketin daha ne değerinde sürebileceğini tahmin edebilmelidir. Ancak böyle bir kullanma tarzı sistemin kullanma ömrü üzerine olumlu etkide bulunur.

Kreynin taşıyabileceği azami yük değerinin üzerine çıkılmamalıdır. Yükün şekli ve yapabileceği yan tesir önceden iyice tesbit edildikten sonra kaldırma işlemine geçilmelidir. Kreyni kullanan operatör, aşağıda yükü kancaya veya başka bir şeye bağlayan şahısların talimatına uygun olarak kreyn hareketlerini uygulamalıdır. Yükle beraber bir şahsın taşınması yasaktır. Yük o şekilde bağlanmış olmalıdırkı taşınma esnasında vaziyetini değiştirmemelidir. Ağır bir yük iki kreyn tarafından taşınması mevzu bahis olduğunda, kreyn ustası, işletme şefi veya diğer ilgili şahıslar işyerinde bulunmalıdırlar.

Genellikle kazaya imkân verilmemelidir. Kumanda kabini içerisinde operatör için tüm talimatlar bulunmalıdır. İlgi-si olmıyanların içeriye girmesine yasak tabelasıyla mani olunmalıdır.

Yük mümkün olduğu kadar şahısların baş yüksekliklerinde taşınmamalı ve taşınan yük altında insanlar bulunmamalıdır.

Kreynle ilgili alet ve edevatlar gelişigüzel etrafta durmamalıdır.

Kreyn terkedilmeden önce yük çözülmeli ve boş kanca yukarı çekilmelidir. Bütün kumanda aparatları sıfır durumuna getirilmeli ve mekanik frenler çekilmelidir. Tespit etme, kilitleme, makaslama yapılmalıdır.

3) Devamlı bakım ve işletme :

Kreynin devamlı bakımından kreyn operatörü sorumludur. Bilhassa yerine getireceği hususları: Çeşitli yağlamalar, frenlerin ayarı, halatların kontrolü ve tüm aşınan parçaların devamlı tetkikidir.

a) Yağlama : Bir yağlama planı öngörülerek, o şemaya göre hareket edilmesi tavsiye olunur. Genellikle hızlı devreden millerin kayma yatakları hergün, yavaş dönenlerin ise enazından haftada bir defa kontrol edilmeli ve gerektiğinde taze yağ doldurulmalıdır. Yatak yerlerinin ısınmalarına dikkat edilmelidir. Yağlanacak yerler çok az veya gereğinden fazla yağlanmış olmamalıdır. Nadiren hareket eden kolların hareket yerlerine zaman zaman biraz yağ konulmalıdır. Rulmanlı yataklara senede bir veya iki defa taze gres yağı konulmalıdır.

Bilhassa imalatçı firmanın yağlama yerleri için öngördüğü yağ cinslerinin veya çok yakın benzerlerinin kullanılmasına çok itina gösterilmelidir.

Dişli kutularının yağlanması kreynlerde bilhassa önem taşır. Açıkta olan dişli gruplarının hiçbir zaman kuru çalışmalarına (yağsız) meydan verilmemelidir. Dişli kutusu içindeki yağ seviyesi zaman zaman kontrol edilmelidir. Yağ kutularının sızdırmazlığına dikkat edilmelidir. En uygun yağ cinsi kullanılmalıdır.

Yataklar, dişli kutuları, yağ depoları vs. ler her altı ayda bir defa, çok nadir çalışan işletmelerde her senede bir yağ veya gresden temizlenmeli, petrolle yıkanmalı, ve sonra yeni taze yağ ile doldurulmalıdır.

b) Frenlerin ayarı :

Bütün frenler hergün, nadir kullanılan kreynlerde kullanılmaya başlamadan önce frenin çalışma fonksiyonu kontrol edilmelidir. Fren çözücülerin çalışmalarına mani olabilecek bir şey bulunmamalıdır. Eğer fren ayarı (aralığı) bozulmuş ise, yeterli derecede bir ayarlama yapılmalıdır. Frenin çözülmüş durumda fren pabuçları veya fren bandı diske hiçbir noktada temas etmemelidir. Ve pabuç ile disk arasındaki mesafe her yerde eşit olmalıdır. Fren diski tamamen parlak olmalıdır. Disk üzerinde çiziklikler varsa bu, ya disk malzemesinden veya balatanın tesirindendir. Balata fazla miktarda aşındığında disk, balatanın bağlantı perçinleriyle temasa gelir ve diski zedeler. Balatanın değiştirilmesiyle bu çizikliklerde kendiliğinden zamanla ortadan kalkar. Derin çizikler olduğunda disk torna edilerek düzeltilir ve parlatılır.

Fren kollarının tüm hareketli yerleri iyi yağlanmış olmalıdır.

c) Halatların kontrolü : Halatlar asit ihtiva etmeyen uygun greslerle yağlanır. Halatların dış görünüşlerindeki tüm değişiklikler kontrol edilmelidir. Halatın tamburdan düşmesi, halatın bir sisteme takılması, düğüm yapması, vs. hususlar hemen ilgililere bildirilmelidir. Eğer her sicim uzunluğunda görünen tellerin aşağıda belirtilen oranları kopmuş ise, halatlar değiştirilebilir.

Halat sarım şekli	Çapraz sarım	Doğru sarım
222 Telli halatlarda	15 %	4 %
114 » »	8 %	2 %

Bir sicimin tamamen kopması veya kuvvetli paslanması halinde halat derhal saf dışı edilmelidir.

d) Diğer aşınan parçaların kontrolü : Tüm, aşınmaya maruz kalan parçalar devamlı kontrole tabi tutulmalıdır. Bilhassa tekerler, bilezikler, aşınan diskler, benzerleri buna aittir. Bilhassa fazla aşınmalar bilinerek zamanında değişikliklerin yapılması sağlanmalıdır. Az bir yağlama da bazan çok fazla aşınmalara sebebiyet verir.

4) Revizyonlar :

Kreynlerin durumları, işletme durumlarına göre belirli aralıklarla (mesela yılda en azından bir defa), uzmanlar tarafından baştan başa kontrole tabi tutulmalıdır. Kontrol, kreyn sisteminin sadece aşınmalarını değil, elektrik tesisatını da içine almalıdır. Neticeler bir kontrol defterine kaydedilmelidir.

a) Kreyn gövdesi (iskeleti) : Çelik konstrüksiyonundaki bağlama elemanlarında gevşeme meydana gelmişse, ya sıkıştırılmalı veya gerekiyorsa değiştirilmelidir. Yatay bağlantıların bağlanma şekillerine ve yüklenme durumuna göre aldığı vaziyetlere dikkat edilmelidir. Eğer münferit parçalar, çubuklar veya düğüm saç lamaları çizilmiş veya çatlamış ise, işletme hemen durdurulmalı, gerekli tedbirler alınmalı ve imalatçı firmanın tavsiyesi sorulmalıdır.

Çizinti yerleri önce iyice temizlenmeli ve yeni kurşun karışımı ana madde ile sıvanmalıdır. Bu kuruduktan sonra boya tabakası sürülmelidir.

b) Elektrik tesisatı : Birinci planda kumanda kamları, kontakt verici başları ve temas bilezikleri kontrol edilmelidir. Aşınan yanık yüzeyli parçalar, itici başlıklar değiştirilerek münferit yanık yerleri ve noktaları uzaklaştırılmalı ve parlatılmalıdır. İtici başlıkların itmesi yeterli derecede değilse, ayarlanmalıdır. Bütün parçalar, tozdan ve kirden temizlenmeli ve kontakt yüzeyleri hafifçe vazelinle yağlanmalıdır.

Motorlarda, fırçalar, kollektörler ve kömürler kontrol edilmelidir. Kömürler, tüm yüzey boyunca uygun bir basınçta tesir etmelidir. Kollektörler ve fırçalar kuru bir bezle temizlenmeli ve üflelenmeli şekilde vazelinle yağlanmalıdır. Onlar parlak olmalı ve salgısız dönmelidirler. Salgı yapması halinde veya fazla yüklenme veya kısa devre ile bozulan yüzeyi tornalanabilir ve taşlanabilir.

Diğer elektrik tesisatlarından bilhassa limit şalteri ve fren çözücüleri fonksiyonları yönünden kontrol edilmelidir.

5) Tamir İşleri :

Kazaya sebebiyet vermeme yönünden aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir. İş ancak mesul işletme memurunun haberdar edilmesinden sonra başlanmalıdır. Bunlar boş zamanda iken yapılmalıdır.

Tamir işlemi için kreyn, kreyn hattının sonuna doğru çekilmeli ve tamiri gereken yerlere ulaşım mümkün mertebe kolay olmalıdır. Eğer tamire dilecek yere ulaşmak güç ve destek gerektiriyorsa, desteğin kaza yapmasına meydan verilmemeli, gerekli tedbirler alınmalıdır. Kreynin altındaki sahayı çevirmeli ve gerilmesine mani olacak tabela konulmalıdır.

Bir kreynin tamirde olduğu, diğer kreyn operatörleri tarafından bilinmeli ve dolayısıyla herhangi bir çarpışma meydana gelmemelidir.

Tamir işleminin nihayetinde kreyn, mesul işletme amiri tarafından kontrol edilerek teslim alınmalıdır ve akabinde operatör tarafından deneme hareketleri yapılmalıdır.

6) Yedek parçalar :

Çabuk aşınmaya maruz kalan parçalar için yeterli derecede yedek parçaların ambarlarda tutulması tavsiye olunur. Bir parçanın eksikliği halinde kreyn uzun süre boş kalabilir. Onun için yedek parçanın ambarda bulunması önem taşır.

Normal olarak aşağıda zikrolunan yedek parçaları sayılabilir :

Her biri için bir kaldırma halatı, yedeği,

Dişli ile komple teker veya sadece teker yedekleri (mevcut her teker çapında)

Herbir motor için motor pinyon dişlisi yedeği

Herbir yatak için yatak kovanı yedeği (mevcut her çapta)

Rulman yedeği (mevcut her çapa göre)

Her çapta miller için çeşitli tipte conta yedekleri

Her fren için fren balata takımı yedeği (veya fren pabucu ile komple)

Her bir kavrama için kauçuk veya deri takımı yedekleri

Herbir kumanda kamı için itici baş ve yanıcı parça takımı yedeği.

Şunlarda tavsiye edilebilir. Birer fren çözücüsü, rotor, stator yedekleri vs. Birçok kreynye sahip olunması halinde, bir planlama yapılarak yedek parça adedinden tasarruf edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Prof. Dr. Ing. A. Vierling : Hebe - und Fördermittel (Dubbel)
2. Hütte Bd. II B
3. Prof. Dr. Ing. H. Ernst : Die Hebezeuge, Bd. I - III
4. Altpeter, H. : Die Drahtseile
5. Aumund, H. : Hebe - und Förderanlagen
6. Barschew u. Chinitich : Hubstabler, Tractorlader und ihre Verwendung
7. Bogdanow u. Petuchow : Bremsvorrichtungen an Kranen
8. Busch, H. V. : Bestimmungen über Einrichtung und Betrieb der Aufzüge
9. Czitary, E. : Seilschwebbahnen
10. Heidebroek, E. : Fördertechnik für Massengüter. Bd. I - II
11. Kussy, W. : Elektrische Antriebe von Hebezeugen und Transportanlagen
12. Meebold, R. : Die Drahtseile in der Praxis
13. Mey, H. : Fließarbeit und Förderung von Massengütern
14. Mischenfelder, C. : Handbuch der Fördertechnik, Bd. I
15. Ricken, Th. : Fördermittel für Bearbeitungs - und Zusammenbauwerkstätten
16. Sondersorg, B. : Fördermittel im Untertagebetrieb
17. Spiwakowski, A. O. : Förderanlagen
18. Strathausen, E. : Hebemaschinen Bd. I - II
19. Tafel, G. : Die Hebezeuge
20. Wundram, O. : Mech, Hafenausrüstungen
21. Zeitschr. : Fördern u. Heben

**ZİNCİR TIPLERİ ve ZİNCİR DİŞLİLERİ İLE İLGİLİ
BAZI DİN NORMLARI**

Zincir ile çalışan bir tesisin ölçüleri seçilmiş olan zincirin aşınma mukavemetine (mafsal satıh tazyiki) ve asgarî kırılma yüküne göre tespit edilir. Vasatî diş sayıları ve daima aynı şartlar altında kullanma halinde, aşınma mukavemetinin üst sınırı ve zincir uzunluğunun 3 % fazlası alınabilir.

Bu Norm içindeki değerler umumi makina imalatında tesadüf edilenlerin vasatileridir. Mafsallı satıh tazyiki değerleri aşıldığı takdirde çalışma zamanı (dayanma müddeti) kısalmır.

Motorlu vasıtalar imalatında talep edilen dayanma müddeti; tam yük altında 300-2000 saat için mafsallı satıh tazyiki takriben 450 kg/cm² olmalıdır.

1. — Hesap edilen büyüklükler ve formüller :

Hesap edilen büyüklük	İşaret	Formül	Birim
Nakledilen Güç	N	$N = \frac{P \cdot v}{75} = \frac{Md \cdot n_1}{71620}$	PS
Döndürme momenti	Md	$Md = 71620 \frac{N}{n_1} 0,05P \cdot d_o$	kg.cm.
Devir sayısı	n ₁	$n_1 = n_2 \cdot \xi$	dak. ⁻¹
Devir sayısı	n ₂	$n_2 = \frac{n_1}{\xi}$	dak. ⁻¹
Değiştirme oranı	ξ	$\xi = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$	
Diş adedi	Z ₁	$Z_1 = \frac{Z_2}{\xi}$	
Diş adedi	Z ₂	$Z_2 = Z_1 \cdot \xi$	
Akslar arası	α	$\alpha = \frac{t}{4} \left[\left(\times - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(\times - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right]$	mm.
Bakla adedi ile zincir uzunluğu	x	$x = 2 \frac{\alpha}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \pi} \right)^2$	mm.
Zincir hatvesi	t	$t^{1)} = \frac{75 \cdot N^{(PS)}}{v} = \frac{20 \cdot Md^{(kg/cm.)}}{d_o}$	kg.
Cer kuvveti (Zincir dişlideki çevre kuvveti)	P	$P = \frac{75 \cdot N^{(PS)}}{v} = \frac{20 \cdot Md^{(kg/cm.)}}{d_o}$	kg.
Zincir hızı	v	$v = \frac{d_o \cdot n_1}{19100}$	m/s
Zincir dişlinin taksimat dairesi çapı	d _o	$d_o^{1)}$	mm.
Merkezkaç kuvvet	Pf	$Pf = q \frac{v^2}{g}$	kg.
Zincirin 1 m. sinin ağırlığı	g	$g^{1)}$	kg/m.
İvme	g	$g = 9,81$	m/s ²
Toplam cer kuvveti	P _G	$P_G = P + Pf$	kg.
Lüzumlu emniyet katsayısı	γ	Bak Şekil 1	
Gerçek emniyet katsayısı	γ _α	$\gamma_\alpha = P_\alpha / P_G$	
Kopma yükü	P _B	$P_B^{1)}$	kg.
Gerçek mafsallı satıh basıncı	P _α	$P_\alpha = \frac{P_G}{f}$	kg/cm ²
Mafsallı satıh	f	$f^{1)}) = b_2 \cdot d_2$	cm ²
Emniyetli mafsallı satıh basıncı	P _{emn}	$P_{emn} = p \cdot g \cdot \lambda$	kg/cm ²
Mafsallı basınç için kontrol değeri	P	Bak kısım 4	kg/cm ²
Darbe katsayısı	Y	$Y = \frac{P_{max}}{P}$ Bak Şekil 1 ve kısım 5	
Darbe katsayısı faktörü	y		
Doğrultma faktörü	λ		

1) Bak DIN 8180, 8181, 8187, 8188, 8196 ve 73232

5) Zincirle işleyen tesisler için y darbe katsayıları (Misaller) :

Verilen y değerleri 0.1 olduğuna göre asatı bir değerdir. na uymayanlar için lave yapılmalıdır. tilen iş makinası	Çeviren Makina										Arada hız kutusu var ise
	Elektrik motor- ları	Patlamalı motorlar					Su turbini		Buhar türbini	Pistonlu buhar makina- ları	
		Yavaş	Hızlı	6 Sl. ve da- ha çok	Hızlı	Yavaş					
na, Matkap tezgâhı	1.4										
zeler	1.6										
nde makinası	2.3										
inye	2										
me makinası	1.8										
Hidrolik	1.8			2.8	2.5	2.2					
sler Eksantrik	2.5										
Mafsallı	2										
ç işleme makinaları	1.8	4.5	4	3.7	3	2.5	2.5	3.5		3.5	1.8
kuma tezgâhı	2										2
ği dairevi	1.5										
iler geri	2										
Mak.	1.5										1.5
onlu bir kademeli	2.5		5	4.5	4	3.5					
npres. iki kademeli	2		4.5	4	3.5	3					
atif bir kademeli	1.6	4	3.2	3	2.5	2					
npres. iki kademeli	1.3	3	2.7	2.5	2	1.6					
ük	1.5		3	2.7	2.5	2					
tilatörler	2.5		3.7							3.5	2.5
onlu 1 silindir	2	5	4	3.5	3	2.6	2.5	2.5	3.5		
ıpa 2 silindir	1.8	4	3.5	3	2.7	2.3	2.2	2.7			
evi pompalar	1.5	3	2.8	2.5	2.2	2				2.5	
de- hız kutusu ile	2.5										
direk	3										
e haddeler	2										2
alı değirmenler	1.8										1.8
ılı değirmen	2										2
çli değirmen	2.5		5	4.5	4	3.5					2.5
n- hız kutusu ile	2.5										
direk	3										
oz yıkama	1.8						2.2	3		3.5	1.8
nalı elek	2		4	3.5	3.2	2.8				4	2
nak	2	5	4	3.5	3.2						
ıştırma mak.	1.7	4	3.2	3	3	2.5	2				
k mak.	3			5	4.5	4					
ama aparat.	1.6									5	1.6
umlu sarsma	1.5	3	2.8	2.5	2.2	2				2.8	1.5
umlu hareket kır. için	2	4	3.5	3	3	2.7	2				
ırma araçları	2.5	5	4	3.5	3	3	2.6				
en çıkışı	2.5										
ra- Büyük tesisat	1		2				1.2	1.5	1	1.8	1
: küçük tesisat	1.5		2.8				1.7	2.5	1.5	2	1.5
utuları	1.5				2.3	2	2	2.5	1.5	2.5	1.5

6) Mafsallı satıl tazyiki (p) kontrol değeri için λ düzeltme katsayısı :

İçin	Düzeltilme katsayısı
DIN 8180 e uygun Roleli zincirler	$\lambda_1 = 0,7 - 0,8$
DIN 8181 e » »	
DIN 8187 e » »	$\lambda_1 = 1$
DIN 8188 e » »	
DIN 73232 e » çelik mafsallı zincirler	$\lambda_1 = 1$
Cıvata çapı	
$d_2 = \frac{5}{16} \cdot t = 0,313 \cdot t$ dışında olanlar	$\lambda_2 = \sqrt[3]{\frac{t}{3,2 \cdot d_2}}$
Değiştirme oranı	
$L = 3$ ün dışında olanlar	$\lambda_2 = \sqrt[3]{\frac{1,33}{\frac{1}{L} + 1}}$
Zincir uzunluğu	
$a = 40 \times t$ ve/veya $i = e$ olmadığı haller	$\lambda_4 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \frac{a}{t_1} + Z_1 + Z_2}{160 + 4 Z_1}}$
Uygun olmayan veya kusurlu yağlama veya pislik olduğu haller	$\lambda_5 = 0,05 - 0,6$

Kısım 4 de verilen p değerleri, Roleli zincirler için yüklenebilen yüklerde ve kısım 4 e bildirilen çalışma durumlarına göre uygundur, diğer çelik mafsallı zincirler ve diğer çalışma halleri için p değerleri yukarıda bulunan λ değerleri ile çarpılmalıdır.

Örnek : 1

Resim	En büyük çap	Döndüren çark	Döndürülen çark
	Mil çapı	90	260
		25	32
Verilenler :	Döndüren makina	Hız kutulu motor	
Taşınan güç $N=0,2$ PS. Devir $n_1=36$ D/D.	Döndürülen makine	Mal taşıma bandı	
Adetleri : $n_2=11,25$ D/D.	Darbe katsayısı $y = 1,5$		
Akslar arası $a = 531$ mm.	(Kısım 5 den)		
Değiştirme oranı $i=3,2$	Darbe katsayısı faktörü $y=0,8$		
	(Şekil 2 den)		

Zincirin seçilmesi :

Küçük çarkda $n_1=36$ D/D. ve nakledilen güç $N = 0,2$ PS. dir.

Küçük dişlinin taksimat dairesi çapı¹⁾ $d_o=85$ mm. ve diş adedi 19 olarak alınacak olursa, Kısım 2. deki listeden, hatve için $t = 9,525$ mm. ile $15,875$ mm. arasında bir değer bulunur. $t = 15,875$ mm. alalım.

Tek sıra zincir $15,875 \times 9,65$ DIN 8187, $n_1 = 1600$ D/D da $N = 8,7$ PS taşıyabilir. Arzu edilen devir sayısı $n_1 = 36$ D/D. da $N = 0,196$ PS. dir.

Seçilen zincir : Tek sıra $1 \times 15,875 \times 9,65$ DIN 8187

Kopma yükü : $P_B = 2500$ Kg. mafsalları : $f = 0,67$ cm , Ağırlık : $q = 0,95$ Kg./m.

Küçük çarkda : $Z_1 = 15$ Büyük çarkda $Z_2 = 48$

$d_o = 76,355$

$d_o = 242,725$

1) Mil çapı verildiği için sınırlandırılmıştır.

Seçilmiş olan zincirin kontrolü :

Hesap edilen büyüklükler	Hesap	Bulunan
Zincir hızı	$v = \frac{d_o \cdot n}{19100} = \frac{76,36 \cdot 36}{19100}$	0,144 m/s
Çekme kuvveti	$P = \frac{75 \cdot N}{v} \text{ (PS)} = \frac{75 \cdot 0,2}{0,144}$	104 kg.
	$P = \frac{20 \cdot Md}{d_o} \text{ (Kgcmm.)} =$	Kg.
Santrifuj kuvvet	$P_f = q \frac{v^2}{g} = 0,95 \frac{0,144^2}{9,81}$	0,002 Kg.
Toplam çekme kuvveti	$P_G = P + P_f = 104 + 0,002$	≈ 104 kg.
Hakikî mafsalları basıncı	$P_a = \frac{P_G}{f} = \frac{104}{0,67}$	155 kg./cm ²
Düzeltilme faktörü	Kısım 6 ya bak λ_1 zincir tipi için $= 1$ λ_2 Cıvata $\emptyset$ için $\sqrt[3]{\frac{15,875}{3,2 \cdot 508}} = 0,991$ λ_3 değiştirme oranı için $\sqrt[3]{\frac{1,33}{1,32}} = 1,007$ λ_4 Zincir uzunluğu için $\sqrt[3]{\frac{4 \cdot 531 + 15,875(15+48)}{15,875 \cdot (160+15 \cdot 4)}} = 0,954$ λ_5 yağlama için $= 0,6$ λ_2 hepsi $1,0,991-1,007-0,954-0,6 = 0,511$	
Müsaade edilebilir mafsalları basıncı	$P_{emn} = P \cdot \gamma \cdot \lambda = 311 \cdot 0,8 \cdot 0,571$	142 kg/cm ²
Hakiki emniyet emsali	$\gamma_a = \frac{P_B}{P_G} = \frac{2500}{104}$	23
Tavsiye edilen emniyet emsali	$\gamma = \text{Şekil 1 e bak}$	< 10

Müsaade edilebilir mafsalları basıncı, hakikî basıncın biraz altındadır. Bu hesap gösteriyorki Ömür olarak düşünülen 15000 saat'a erişilemeyecektir.

Örnek : 2

Resim	En büyük çap	Döndüren çark	Döndürülen çark
	Mil çapı	—	810
		50	63
Verilenler :	Döndüren makina	Elektrik motoru	
Taşınan güç $N = 20$ PS. Devir $n_1 = 1500$ D/D.	Döndürülen makina	Hadde	
Adetleri : $n_2 = 300$ D/D.			

Verilenler :

Taşınan güç $N = 20$ PS. Devir $n_1 = 1500$ D/D.

Adetleri : $n_2 = 300$ D/D.

Darbe katsayısı : $y = 1,8$

(Kısım 5 den)

Darbe katsayısı faktörü : $y = 0,77$

(Şekil 2 den)

Akslar arası : $a = 1200$ mm.

Değiştirme oranı : $i = 5$

Zincirin seçilmesi :

Küçük çarkda $n_1 = 1500$ D/D. ve nakledilen güç $N = 20$ PS. dir.

Küçük dişlinin¹⁾ taksimat dairesi çapı $d_o = 165$ mm. ve diş adedi 19 olarak alınır hatve $t = 25,4$ mm. küçük dişli için $n_1 = 1500$ D/D. da, kısım 2 den, büyük hatve olarak $t = 19,05$ m/m. bulunur. $t = 25,4$ mm. seçelim.

Tek sıra zincir $25,4 \times 17,02$ DIN 8187, $n_1 = 1000$ D/D. da $N = 24$ PS. taşıyabilir.

Seçilen : Tek sıralı zincir $1 \times 25,4 \times 17,02$ DIN 8187

Kopma yükü $P_b = 6500$ Kg. mafsalları $f = 2,10$ cm², ağırlık $q = 2,7$ Kg/m

Küçük dişli : $Z_1 = 19$

Büyük dişli : $Z_2 = 60$

$d_o = 154,3$

$d_o = 768,2$

Seçilmiş olan zincirin kontrolü :

Hesap edilen büyüklükler	Hesap	Bulunan
Zincir hızı	$v = \frac{d_o \cdot n}{19100} = \frac{154,3 \cdot 1500}{19100}$	12,2 m/s
Çekme kuvveti	$P = \frac{75 \cdot N \text{ (PS)}}{v} = \frac{75 \cdot 20}{12,2}$	123 kg
	$P = \frac{20 \cdot Md \cdot (\text{cmkg})}{d_o} =$	kg
Santrifuj kuvvet	$P_f = q \frac{v^2}{g} = 2,7 \frac{12,2^2}{9,81}$	41 kg
Toplam çekme kuvveti	$P_G = P + P_f = 123 + 41$	164 kg
Hakikî mafsalları basıncı	$P_a = \frac{P_G}{f} = \frac{164}{2,10}$	78 kg/cm ²
Düzeltilme faktörü	Kısım 6 ya bak λ_1 Zincir tipi için $= 1$ λ_2 Cıvata $\emptyset$ için $\sqrt[3]{\frac{25,4}{3,2 \cdot 8,27}} = 0,986$ λ_3 değiştirme oranı için $\sqrt[3]{\frac{1,33}{0,2+1}} = 1,035$ λ_4 zincir uzunluğu için $\sqrt[3]{\frac{4 \cdot \frac{1200}{25,4} + 19 + 95}{160 + 4 \cdot 19}} = 1,085$ λ_5 yağlama için $= 0,6$ λ toplam : $1,0,986 \cdot 1,035 \cdot 1,085 \cdot 0,6 = 0,66$	
Müsaade edilebilir mafsalları basıncı	$P_{emn} = P \cdot \gamma \cdot \lambda = 120 \cdot 0,17 \cdot 0,66$	61 kg/cm ²
Hakikî emniyet emsali	$\gamma_a = \frac{P_B}{P_G} = \frac{6500}{164}$	39,5
Tavsiye edilen emniyet emsali	$\gamma = \text{Şekil 1 e bak.}$	13

Müsaade edilebilir mafsalları basıncı, hakikî basıncın biraz altındadır bu hesap gösteriyorki ömür olarak düşünülen 15000 saat'a erişilemeyecektir.

Resim	Enbüyük çap	Döndüren	Döndürülen
Verilenler :	Mil çapı	400	—
Taşınan güç $N=180$ PS.	Döndüren makina	80	120
Devir $n_1=500$ D/D.	Döndürülen makina	6 silindirli Dizel motor	2 silindirli pistonlu pompa
adetleri : $n_2=160$ D/D.	Darbe katsayısı : $y=2,3$	(kısım 5 den)	
	Darbe katsayısı faktörü : $y=0,69$	(şekil 2 den)	

Akslar arası : 2175 mm.

Değiştirme oranı : $i=500 : 160=3,13$

Zincirin seçilmesi :

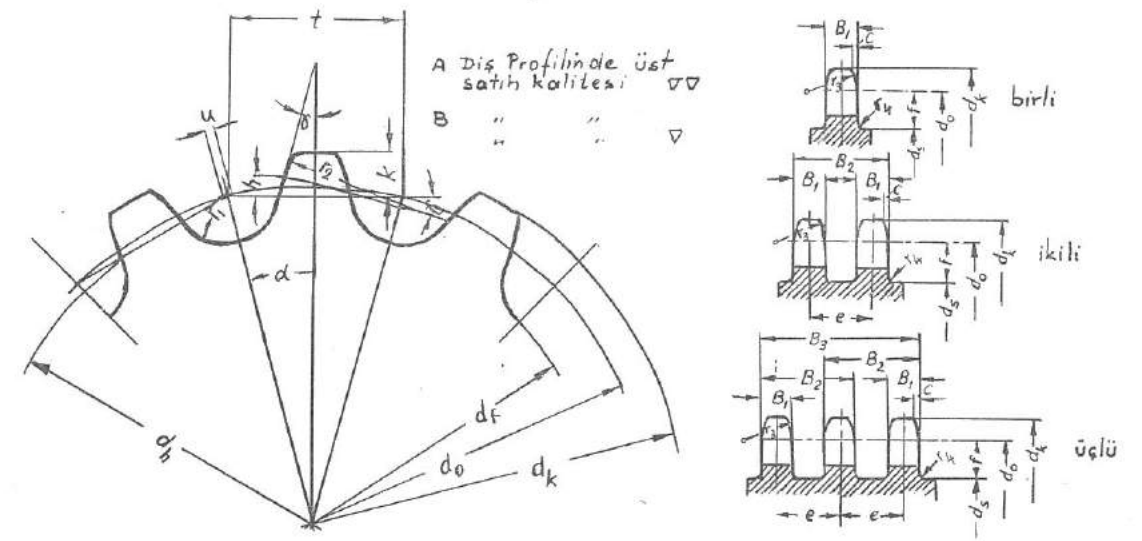
Küçük dişlide $n_1=500$ D/D. da nakledilen güç $N=180$ PS. dir.Küçük dişlinin taksimat dairesi çapı $d_o=250$ mm. ve diş adedi 19 olarak alınırsa kısım 2 deki cetvelden $t=44,45$ mm., küçük dişlinin devri $n_1=500$ D/D olması dolayısıyla büyük hatve $t=50,8$ mm. bulunur.Hatve için $t=50,8$ mm. alalım.Tek sıra zincir $50,8 \times 30,99$ DIN 8187, $n_1=500$ D/D da $N=120$ PS. taşır.Seçilen zincir : İki sıralı zincir $2 \times 50,8 \times 30,99$ DIN 8187Kopma yükü $P_B=49500$ Kg. mafsall alanı $f=16,73$ cm², Ağırlık $q=20,0$ Kg/mKüçük dişli : $Z_1=19$ Büyük dişli : $Z_2=60$ $d_o=308,7$ $d_o=970,6$

Seçilmiş olan zincirin kontrolü

Hesap edilen büyüklükler	Hesap	Bulunan
Zincir hızı	$V = \frac{d_o \cdot n}{19100} = \frac{308,7 \cdot 500}{19100} =$	8,09 m/s
Çekme kuvveti	$P = \frac{75 \cdot N(PS)}{V} = \frac{75 \cdot 180}{8,09} =$	1670 kg.
	$P = \frac{20 \cdot Md \text{ (cmkg)}}{d_o} =$	kg.
Santrifuj kuvvet	$P_f = q \frac{v^2}{g} = 20,0 \frac{8,09^2}{9,81} =$	134 kg
Toplam çekme kuvveti	$P_G = P + P_f = 1670 + 134 =$	1804 kg
Hakikî mafsallı basıncı	$P_a = \frac{P_G}{f} = \frac{1804}{16,73} =$	180 kg/cm ²
Düzeltilme faktörü	Kısım 6 ya bak λ_1 Zincir tipi için $= 1,00$ λ_2 Cıvata $\varnothing$ için $\sqrt[3]{\frac{50,8}{3,2 \cdot 17 \cdot 8}} = 0,963$ λ_3 Değiştirme oranı için $\sqrt[3]{\frac{1,33}{0,316+1}} = 1,03$ λ_4 Zincir uzunluğu için $\sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2175 + (60+19) \cdot 50,8}{(160+4 \cdot 19) \cdot 50,8}} = 1,02$ λ_5 yağlama için $= 1,00$ λ Toplam : $1,03 \cdot 0,963 \cdot 1,014 \cdot 1,02 \cdot 1,00 = 1,012$	
Müsaade edilebilen mafsallı basıncı	$P_{emn} = p \cdot y \cdot \lambda = 150 \cdot 0,69 \cdot 1,012 =$	105 kg/cm ²
Hakikî emniyet emsali	$y_a = \frac{P_B}{P_G} = \frac{49500}{1804} =$	27,5
Tavsiye edilen emniyet emsali	$y = \text{Şekil 1 e bak.} =$	14

Müsaade edilebilen mafsallı basıncının biraz aşılmış olması, ömrün aynı miktar azalmasını ihtar eder.

Ölçüler mm.



Taksimat dairesi çapı

$$d_o = t \cdot n = \frac{t}{\sin \alpha} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (n \text{ sayısı için tabloya bak.})$$

Dişli dibi dairesi çapı

$$d_f = d_o - d_1$$

Diş üstü dairesi çapı

$$d_k = t \cdot \cot \alpha + 2k = d_h + 2k$$

Diş dibi dairesi altında serbest dönüş çapı

$$d_s = d_h - g - 2r_4 \text{ büyük ölçü}$$

Yardımcı ölçü

$$d_h = \cos \alpha \cdot d_o = \cot \alpha \text{ (cot } \alpha \text{ için tabloya bak)}$$

Diş dibi yarı çapı

$$r_1 = 0,51 \pm 0,005 \cdot d_1$$

Diş başı yarı çapı

$$r_2 = 0,8 \pm 0,2 \cdot t \quad Z=50 \text{ ye kadar, } \approx 0,5 \cdot d_1 \quad Z > 40 \text{ için}$$

Diş başı yüksekliği

k = tabloya bak

Diş sayısı

Z

Diş sayısı faktörü

$$n = \frac{1}{\sin \alpha} = \frac{1}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

Taksimat açısı

$$2\alpha = \frac{360^\circ}{Z}, \alpha = \frac{180^\circ}{Z}$$

Diş yan açısı

$$\gamma = 15^\circ \pm 2^\circ \quad v < 12 \text{ m/s ise; } 19^\circ \pm 3^\circ 30' \quad v > 8 \text{ m/s ise.}$$

Diş boşluğu fazlalığı

$$u = 0,02 \cdot t$$

Diş genişliği

$$B_1 = 0,9 \cdot b_1$$

» » 2 dişli

$$B_2 = B_1 + e$$

» » 3 »

$$B_3 = 2 \cdot B_2 - B_1$$

Diş genişliği inceltilmesi

$$C = 0,13 \cdot d_1$$

Diş inceltilme yarı çapı

$$r_3 = 1,5 \cdot d_1$$

Zincir hızı (m/s)

v

26 dişli, ikili mafsallı zincir $15,875 \times 9,65$ için, diş yan açısı $\gamma = 15^\circ$, Diş üstü kalitesi B olacak şekilde işlenecek bir zincir dişli çark hülâsa olarak şöyle gösterilir.Dişli çark $26Z2 \times 15,875 \times 9,65 \times 15^\circ B$ DIN 8196

ilâve olarak işleme üzerine,

Diş profili frezesi ile işle

Diş boşluğu frezesi ile işle

Yuvarlayarak işle

gibi bir tavsiye de yapılabilir.

DIN	Havac t	İç genişlik b ₁ küçük ölçü	Röle maksal çapı d ₁ h ₁₀	c	r ₁ Büyük ölçü	r ₂ Z < 40	u ²⁾	γ = 19° +3° 30' -3° v < 8 m/s için				γ = 15° ± 2° v < 12 m/s için				Umumi Z > 40		B ₁	B ₂	B ₃	f ⁴⁾	c	r ₃	r ₄ ⁵⁾	
								Z = 9 - 12	h	k	h	k	h	k	h	k	h ³⁾								k
8180	6	2,8	4	—	2,04	4,8	0,12	0,36	1,3	0,24	1,48	0,27	1,6	0,5	1,6	1	1,6	2	2,5	—	—	—	4	0,5	6
8188	6,35	3,18	3,3	6,4	1,68	5,1	0,13	0,51	1,3	0,64	1,3	0,42	1,3	0,64	1,3	0,85	1,3	1,7	2,9	9,3	15,7	4,5	0,43	5	
8180	8	3	5	5,64	2,55	6,4	0,16	0,52	1,75	0,48	1,9	0,41	2	0,72	2	1,25	2	2,5	2,7	8,3	13,9	5,5	0,65	7,5	
8187		3,2	6	—	3,06			0,62	2,1	0,52	2,3	0,48	2,4	0,85	2,4	1,5	2,4	3	2,9	—	—	—	6,5	0,8	9
73232		(3,94)	6,35	—	3,24			0,57	2,1	0,38	2,35	0,43	2,5	0,8	2,5	1,6	2,5	3,2	3,6	—	—	—	—	—	10
8188	9,525	4,505	5	9,725	2,55			0,76	2	0,95	2	0,62	2	0,95	2	1,05	2	2,5	4,1	13,8	—	—	7	0,65	7,5
8187		4,77	5,08	10,13	2,59	7,6	0,19	0,57	2,1	0,38	2,35	0,43	2,5	0,8	2,5	1,6	2,5	3,2	4,3	14,4	24,5	6,5	0,8	10	
8187		5,72	6,35	10,24	3,24			0,76	2	0,95	2	0,62	2	0,95	2	1,05	2	2,5	5,2	15,4	25,6	—	—	—	
73232		7,5	5	—	2,55			0,62	2,1	0,52	2,3	0,48	2,4	0,85	2,4	1,5	2,4	3	6,8	—	—	—	7	0,65	7,5
8180		9,52	6	—	3,06			0,62	2,1	0,52	2,3	0,48	2,4	0,85	2,4	1,5	2,4	3	8,6	—	—	—	—	—	—
8180		3,3	7,75	—	3,95			0,9	2,8	0,82	2,95	0,7	3,1	1,15	3,1	1,9	3,1	3,9	3	—	—	—	8	1	12
8187	12,7	4,88		—	—	10	0,25												4,4	—	—	—	8,5	—	—
8188		6,4		—	—			0,76	2,7	0,51	3,15	0,57	3,4	1,05	3,4	2,1	3,4	4,3	5,8	—	—	—	9	1,1	13
8187		(6,4)	8,51	—	4,34			0,83	2,8	0,75	3	0,64	3,2	1,15	3,2	1,5	3,2	4	7,2	20,9	34,8	—	—	—	—
8188		7,75		13,92	—			1	3,5	0,9	3,8	0,8	4,1	1,4	4,1	1,8	4,1	5,1	8,6	26,7	44,8	11,5	1,3	15	0,3
8187		7,94	7,94	14,38	4,05				0,8							2,5			8,7	25,3	41,9	11	—	—	—
8188	15,875	6,48	10,16	—	5,18	12,7	0,32	1,2	4,1	1,05	4,55	0,95	4,8	1,7	4,8	3	4,8	6	10,5	30	49,5	12	1,5	18	—
8187		11,68	12,07	19,46	6,16	15,2	0,38	4,1	5,4	1,5	6	1,3	6,4	2,3	6,4	3	6,4	8	11,5	34,3	57,1	13,5	1,6	—	—
8188	25,4	15,88	15,88	29,29	32,59			1,7	5,4	1,5	6	1,3	6,4	2,3	6,4	3	6,4	8	14,3	43,6	72,9	18	2,1	—	—
8180,8187		17,02	15,88	31,88	8,1	20	0,51	1,6	5,6	1,5	6	1,3	6,4	2,3	6,4	4	6,4	8	15	46,9	78,8	17	2	—	—
8180	(30)	17,02	15,88	—	8,1	24	0,6	2,4	6,4	3	6,35	1,95	3	3	3	4	6,4	8	15	—	—	—	18	—	—
8188	31,75	19,05	19,05	35,76	9,71	25,5	0,64	2,2	6,9	2,2	7,3	1,75	7,6	2,9	7,6	3,7	7,6	9,5	17,2	53	88,8	22,5	2,5	29	0,4
8180,8187		36,45	—	—	9,7			2,8	8,2	3,1	8,7	2,1	8,9	3,6	8,9	4,3	8,9	12,7	18	54,5	91	19,5	—	—	—
8188	38,1	25,4	22,22	48,87	11,32	31	0,76	2,3	8,2	1,5	9,4	1,7	10,2	4,2	10,2	6,4	10,2	13	22,9	68,3	103,7	27	2,9	33	—
8180,8187		48,36	—	—	13,0			3,3	9,5	2,5	10,5	2,5	10,2	4,2	10,2	6,4	10,2	13	23	71,4	119,8	25,5	3,5	—	—
8188	44,45	25,4	25,4	48,87	12,95	36	0,89	3,3	9,5	2,5	10,5	2,5	11,2	4,2	11,2	7	11,2	14	22,9	71,8	120,7	32	3,3	38	—
8180,8187		30,99	27,94	59,56	14,3			2,8	9,5	2,5	10,5	2,5	11,2	4,2	11,2	7	11,2	14	28	87,6	147,2	29	3,5	42	0,5
8180,8187		30,99	29,21	—	14,9	41	1	3,8	11	4,3	11,4	3	11,7	4,9	11,7	7,5	11,7	14,5	28	89	150	31,5	3,8	44	—
8188	50,8	31,75	28,57	58,55	14,58			3,8	10,8	4	11	3	11,4	4,8	11,4	5,8	11,4	14,5	28,6	87,2	145,8	36	3,7	43	—
8188	57,15	35,72	35,71	65,84	18,2	46	1,2	3,7	12	3,5	13,5	2,9	14,3	5,2	14,3	6,7	14,3	18	32,2	98	163,8	41	4,6	54	0,6
8180,8187		38,1	39,37	72,29	—	51	1,3	4,2	13,8	3,8	15	3,4	15,7	5,7	15,7	10	15,7	19,5	34	106	178	42	5	—	—
8188	63,5	38,1	39,68	71,55	20,24			4,1	13,3	3,8	15	3,2	15,8	5,7	15,9	7,5	15,9	20	34,3	105,9	177,5	45	5,2	60	0,5
8180,8187		45,75	48,26	91,21	24,6	61	1,5	4,8	16,5	4,2	18,2	3,8	19,3	6,7	19,3	12	19,3	24	41	132	223	49	6	—	—
8188	76,2	47,63	47,62	87,38	101,22	24,29		5	16	4,6	18	3,8	19	6,9	19	9	19	24	43	130,8	218,6	55	6,2	72	0,7

2) Hususi hallerde u değeri büyütülebilir. Bu suretle dış yükseklği azaltılabilir.

3) Bir haddede dış sathının düz kısmı evolvent eğrisi şeklinde olabilir.

4) 9 dişli için küçük ölçü (yuvarlatılmış)

5) 9 dişli için büyük ölçü.

Z = 6 ÷ 110 için n ve cotα değerleri :

Z	n	cotα
6	2.000	1.782
7	2.305	2.076
8	2.613	2.414
9	2.924	2.747
10	3.236	3.077
11	3.549	3.405
12	3.864	3.732
13	4.178	4.057
14	4.494	4.381
15	4.810	4.704
16	5.126	5.027
17	5.442	5.349
18	5.759	5.671
19	6.076	5.992
20	6.393	6.313
21	6.710	6.634
22	7.027	6.955
23	7.344	7.275
24	7.661	7.596
25	7.979	7.916
26	8.296	8.235

Z	n	cotα
27	8.614	8.555
28	8.931	8.875
29	9.249	9.195
30	9.567	9.514
31	9.885	9.834
32	10.202	10.153
33	10.520	10.472
34	10.838	10.791
35	11.156	11.111
36	11.474	11.430
37	11.792	11.749
38	12.110	12.068
39	12.428	12.387
40	12.746	12.706
41	13.064	13.025
42	13.382	13.344
43	13.700	13.663
44	14.018	13.982
45	14.336	14.300
46	14.654	14.619
47	14.972	14.938

Z	n	cotα
48	15.290	15.257
49	15.608	15.576
50	15.526	15.894
51	16.244	16.213
52	16.562	16.532
53	16.880	16.850
54	17.199	17.169
55	17.517	17.488
56	17.835	17.806
57	18.153	18.125
58	18.471	18.444
59	18.789	18.762
60	19.107	19.081
61	19.425	19.399
62	19.744	19.718
63	20.062	20.037
64	20.380	20.355
65	20.698	20.674
66	21.016	20.992
67	21.335	21.311
68	21.653	21.629

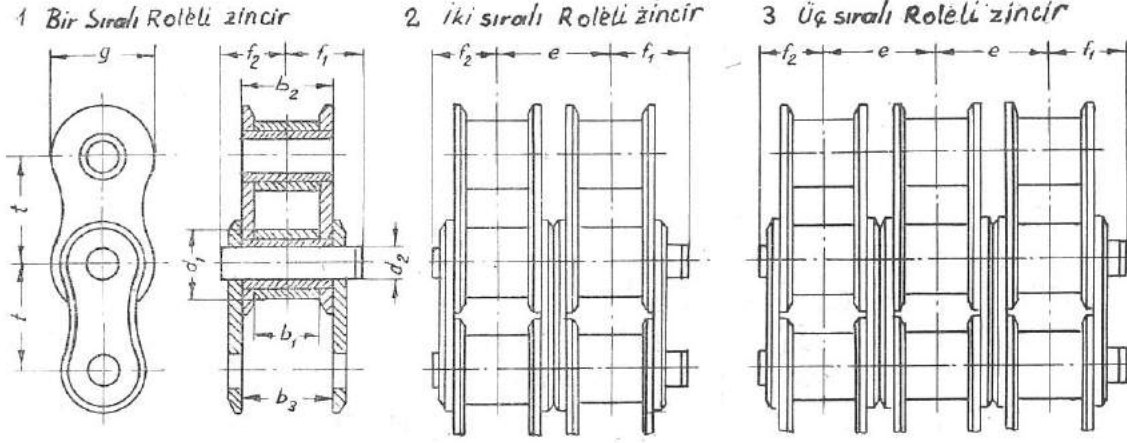
Z	n	cotα
69	21.971	21.948
70	22.289	22.266
71	22.607	22.585
72	22.926	22.903
73	23.244	23.222
74	23.562	23.540
75	23.880	23.859
76	24.199	24.177
77	24.517	24.496
78	24.835	24.814
79	25.153	25.133
80	25.471	25.451
81	25.790	25.770
82	26.108	26.088
83	26.426	26.407
84	26.744	26.725
85	27.063	27.044
86	27.381	27.362
87	27.699	27.681
88	28.017	27.999
89	28.336	28.318

n	n	cotα
90	28.654	28.636
91	28.972	28.954
92	29.290	29.273
93	29.609	29.591
94	29.927	29.910
95	30.245	30.228
96	30.563	30.547
97	30.882	30.865
98	31.200	31.183
99	31.518	31.502
100	31.836	31.820
101	32.155	32.139
102	32.473	32.457
103	32.791	32.775
104	33.109	33.094
105	33.428	33.412
106	33.746	33.731
107	34.064	34.049
108	34.382	34.367
109	34.701	34.686
110	35.019	35.004

Çelik mafsallı zincirler
ROLELİ ZİNCİRLER
Eb'atlar Mafsalları kopma yükleri

DIN
8180

Ölçüler mm.



Zincirler, dört sıralı-Roleli zincirler, beş sıralı-Roleli zincirler olarak da imal edilebilirler.

Zincirlerin işaret edilmesi : 12,7⁽¹⁾m. uzunluğunda bir sıralı Roleli zincirler⁽¹⁾ hatvesi t=25,4 mm. ve iç genişliği b = 17,02 mm. : 12,7⁽¹⁾m. Roleli zincir 1x25,4x17,02 DIN 8180

100⁽¹⁾ Baklı iki sıralı Roleli zincirler⁽²⁾ hatve t = 25,4 mm. iç genişlik b₁ = 17,02 mm :

Roleli zincirler 2x25,4x17,02x100 DIN 8180

Hat- ve t	İç ge- nişlik b ₁	b ₂	b ₃	d ₁	d ₂	e	g	f ₁	f ₂	Bir sıralı Roleli zincirler				İki sıralı Roleli zincirler				Üç sıralı Roleli zincirler			
										Mafsall alanı f = b ₂ × d ₂ cm ²	Asgari kopma yükü 3) P _B kg	Hesap yükü 3) P _B kg	Ağır- lık q kg/m	Mafsall alanı f = 2 × b ₂ × d ₂ cm ²	Asgari kopma yükü 3) P _B kg	Hesap yükü 3) P _B kg	Ağır- lık q kg/m	Mafsall alanı f = 3 × b ₂ × d ₂ cm ²	Asgari kopma yükü 3) P _B kg	Hesap yükü 3) P _B kg	Ağır- lık q kg/m
6	2,8	4,1	4,2	4	1,85	—	5	4,7	3,7	0,07	300	3	0,12	—	—	—	—	—	—	—	—
8	3	4,7	4,8	5	2,3	5,64	7,5	5,5	4,5	0,10	500	5	0,18	0,21	900	10	0,36	—	—	—	—
12,7	3,3	6,1	6,3	7,75	3,65	—	10,5	6	4,8	0,22	800	13	0,40	—	—	—	—	—	—	—	—
25,4	4,88	7,7	7,9	7,75	3,65	—	10,5	7,1	5,6	0,28	800	13	0,44	—	—	—	—	—	—	—	—
30,9	17,02	25,45	25,75	15,88	8,27	31,88	24	24,5	18	2,10	4500	52	2,7	4,21	8000	97	5,4	6,31	11500	140	8,0
31,75	17,02	25,45	25,75	15,88	8,27	—	24	24,5	18	2,10	4500	52	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—
38,1	19,56	29	29,3	19,05	10,17	36,45	27	27,7	20,3	2,95	5500	81	3,6	5,9	10000	150	7,2	8,85	14000	220	11
44,45	25,4	37,92	38,32	25,4	14,63	48,36	36	37,2	26,6	5,54	12000	120	6,7	11,09	21500	220	13,5	16,64	30000	320	21
50,8	30,99	46,98	47,08	27,94	15,87	59,56	41	42,3	32,6	7,40	18000	160	8,3	14,81	25000	300	16,6	22,22	36000	440	25
63,5	38,1	55,75	56,45	39,37	22,87	72,29	60	52	39,2	12,75	27000	320	16,0	25,5	48000	610	32,0	38,25	68000	890	48
76,2	45,75	70,56	71,36	49,26	29,22	91,21	70	64,8	49,2	20,61	40000	470	25,0	41,23	70000	870	50,0	61,85	100000	1200	75

Parantez içindeki büyüklüklerden mümkün mertebe kaçınılmalıdır.

Kuru yağlanmayan zincirlerde, hesablı yük altında ve 50×t birim uzunluğunda emniyetli uzama : +0,15 %

1) Zincir uzunluğu, arzuya göre, metre olarak veya bakla adedi cinsinden verilerek sipariş edilirler. Zincirler metre ile sipariş edildikleri takdirde son bakla daima iç bakladır. Bakla adedi ile yapılan zincir siparişlerinde, Roleli zincirler iki ucunu birbirine bağlamak için lüzumlu bağlantı parçasını ve hatta bakla adedi çift olan zincir (mümkün mertebe kaçınılmaz) ya karınlı çift bakla veya dış bakla ile perçinlenmiş karınlı bakla, ilâve bakla ile bağlanırlar.

2) Hesap yükü, bir sıralı Roleli zincirler için $\approx 0,08t^2$, iki sıralı Roleli zincirler için $0,15 t^2$, üç sıralı Roleli zincirler için $0,22t^2$ olarak hesap edilir.

3) Karınlı baklalardan (mümkün mertebe kaçınılmaz), sadece kopma yükünün 0,8 i üzerinden hesap edilebilir.

Malzeme : (imalatçıya göre değişir.)

Sementasyon çeliği DIN 17210

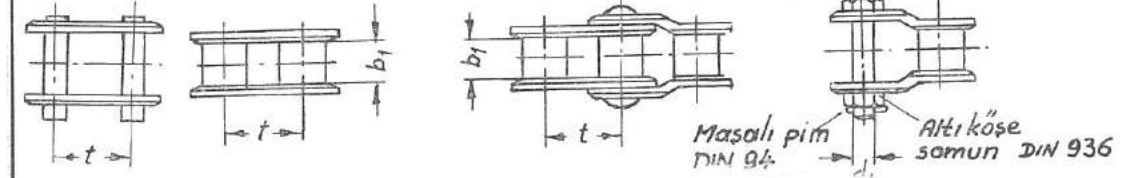
İslâh edilmiş çelik DIN 17200

Zincirlerin tamirleri ve iki ucunun birleştirilmesi için kullanılan zincir parçaları :

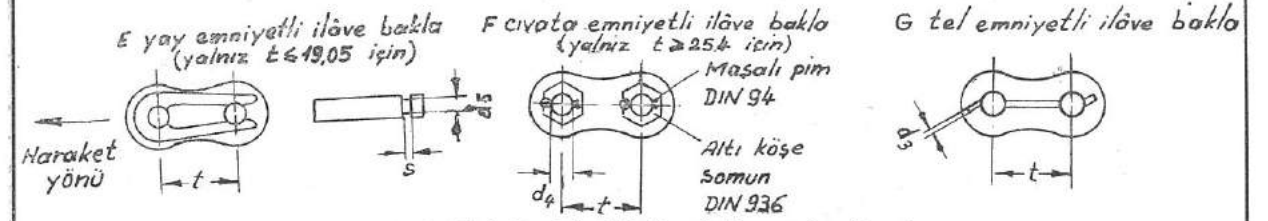
A Dış bakla B İç bakla

C Karınlı çift bakla

D Karınlı bakla
(yalnız $t \geq 25,4$ için)



Hatvesi t = 15,875 mm. iç genişliği b = 9,65 mm olan bir sıralı Roleli zincir⁽¹⁾ için A formundaki bir dış bakla:
Dış bakla 1A 15,875x9,65 DIN 8180



Bir sıra Roleli zincir 1x15,875x9,65 için E şeklindeki ilâve baklanın gösterilmesi :
ilâve bakla 1E 15,875x9,65 DIN 8180

Hatve t	t	6	8	12,7	25,4	(30)	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	76,2
İç genişlik b ₁	b ₁	2,8	3	3,3	4,88	17,02	19,56	25,4	30,99	38,1	45,75	45,75
Tel çapı d ₃ ⁴⁾	d ₃	0,5	0,7	0,9	2,5	3	5	6	7	7	7	7
Dış üstü çapı d ₄	d ₄	—	—	—	M8x1	M12x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M24x1,5	M24x1,5	M24x1,5	M24x1,5
Yay yuvası S	S	0,7	0,7	0,80	—	—	—	—	—	—	—	—

4) Akma çelik tel (DIN 2078) 120-140 kg/mm² çekme direnci, dış yüzü kaplama

Zincirlerin iki ucunun birleştirilmesi için izahat :

Komple zincir	Çıkarma	İlâve
Çift Bakla sayısı X	X-1 Bakla	X Bakla
Tek Bakla sayısı Y (mümkün mertebe kaçınılmaz)	Y-4 Bakla	Y Bakla
		Karınlı çift bakla
		2 ilâve bakla

Tamirler için izahat :

Zincir dahilinde bir iç baklanın veya bir mafsallın kırılması halinde, bunlara komşu her iki dış baklanın veya bu baklanın zincir nihayetinde bulunması halinde, şu komşubaklanın sökülerek, yerlerine, yeni bir iç bakla ile iki veya bir ilâve baklanın monte edilmesi ile tamir edilir. Aynı şey karınlı çift bakla ile de yapılabilir. Kırık dış bakla yerine ilâve bakla bağlanır.

Bir Roleli zincirin bir bakla kısaltılması :

Uzun zincir	Çıkarma	İlâve
Çift Bakla sayısı X	X-5 Bakla	X-1 Bakla
Çift Bakla sayısı X ve $t \geq 25,4$	X-3 Bakla	X-1 Bakla
Tek Bakla sayısı Y	Y-4 Bakla	Y-1 Bakla
		Karınlı çift bakla
		2 ilâve bakla
		Dış bakla
		İç bakla
		2 ilâve bakla

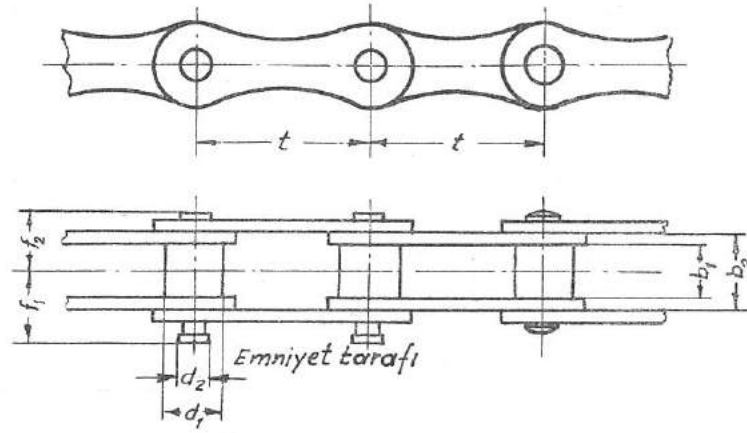
5) Hatvesi t = 25,4 olan Roleli zincir : de ilâve bakla A şeklindeki dış bakla ile perçinlenir.

ROLELİ (MAFSALLI) ZİNCİRLER
(Uzun baklalı)
Eb'atlar, Mafsal alanları, Kopma yükleri

DIN
8181

1

Ölçüler mm.



Emniyet tarafı

.....1) m. uzunlukta hatvesi $t = 25,4$ mm. iç genişliği $b_1 = 7,75$ mm. olan bir Roleli zincir

.....1) Baklalı hatvesi $t = 25,4$ mm. iç genişliği $b_1 = 7,75$ mm. olan bir Roleli zincir.

.....1) m. Roleli zincir $25,4 \times 7,75$ DIN 8181

Roleli zincir $25,4 \times 7,75 \times$ 1) DIN 8181

Hatve t	İç genişlik b_1 küçük ölçü	b_2 Büyük ölçü	d_1 h 10	d_2 h 9	f_1	f_2	Mafsal alanı cm ²	Asgari kopma y. kg	Hesap yükü (2) kg	Ağırlık (7,85 kg/dm ³) kg/m $\approx$
25,4	7,75	11,28	8,51	4,45	10,1	8,4	0,65	1600	13	0,480
31,75	9,65	13,26	10,16	5,08	11,4	9,7	0,85	2000	20	0,550
38,1	11,68	15,62	12,07	5,72	13,2	11,3	1,16	2600	29	0,800
50,8	17,02	25,45	15,88	8,27	24,5	18,0	2,63	4200	52	1,90
63,5	19,56	29,0	19,05	10,17	27,75	20,3	3,54	5500	81	2,60
76,2	25,4	37,92	25,4	14,63	37,2	26,6	6,70	10000	116	4,51

1) Siparişlerde zincir uzunlukları metre veya bakla adedi ile ifade edilirler. Kuru yağlanmamış zincirlerde, hesap ağırlığı altında ve $25 \times t$ birim uzunluğunda sayımı kabul uzama : $+0,20$ % son bakla iç bakladır.

2) Hesap yükü $0,08 t^2$ den hesap edilir.

Malzeme : Cıvatalar ve dışındaki bilezikler : Semantasyon çeliği DIN 17210 uzun baklalı Roleli zincirlerin dişli çarkları için DIN 8181 yaprak 2 e bak.

Zincirlerin tamirleri ve iki uçlarının birleştirilmesi için kullanılan zincir parçaları :

A Dış bakla

B İç bakla

C Karınlı çift bakla

D Yay emniyetli ilâve bakla
(yaklaşık $t \leq 38,1$ için)

E Tel emniyetli ilâve bakla

Hatvesi $t = 25,4$ mm. ve iç genişliği $b = 7,75$ mm. olan bir Roleli zincir için A formundaki bir dış baklanın gösterilmesi :
Dış bakla A $25,4 \times 7,75$ DIN 8181

Hatve	t	25,4	31,75	38,1	50,8	63,5	76,2
İç genişlik	b_1	7,75	9,65	11,68	17,02	19,56	25,4
tel çapı	$d_3^{3)}$	—	—	—	2,5	3	5

Zincir parçaları DIN-ile veya imalatçısının işaretleri ile ayırt edilirler. Zincirlerde bu işaretler Dış baklaların dış tarafında ve metrede asgari üç defa konmalıdır.

3) Akma çelik tel (DIN 2078) 120-140 Kg/mm² çekme direnci, dış satıl kaplama.

Zincirlerin iki ucunun birleştirilmesi için izahat :

Bakla sayısı ile yapılan siparişlerde zincirler, bir ilâve bakla ile monte edilecek gibi gönderilirler. Bakla sayısı tek olan zincirlerin (mümkün mertebe kaçınılması) bir ucuna C şeklindeki bir karınlı çift bakla perçinlenmiştir. D şeklindeki, yay emniyetli ilâve baklaların yayının kapalı kısmı hareket yönünde olmalıdır.

Komple Zincir	Çıkarma	İlâve
Çift Bakla sayısı X	X-1 Bakla	X Bakla İlâve bakla
Tek Bakla sayısı Y (mümkün mertebe kaçın.)	Y-4 Bakla	Y Bakla Karınlı Çift Bakla 2 ilâve bakla 4)

Tamirler için izahat :

Zincir dahilinde bir iç baklanın veya bir mafsalın kırılması halinde, bunlara komşu her iki dış baklanın, veya bu baklanın zincir nihayetinde bulunması halinde komşu baklanın sökülerek yerlerine yeni bir iç bakla ile iki veya bir ilâve baklanın monte edilmesi ile tamir edilir. Aynı şey karınlı çift bakla ile de yapılabilir. Kırık dış bakla yerine ilâve bakla bağlanır.

Roleli zincirlerin bir bakla kısaltılması :

Uzun zincir	Çıkarma	İlâve
Çift Bakla sayısı X	X-5 Bakla	X-1 Bakla Karınlı Çift Bakla 2 ilâve bakla
Tek Bakla sayısı Y	Y-4 Bakla	Y-1 Bakla İç bakla 2 ilâve bakla 4)

4) Hatvesi $t \geq 38,1$ olan Roleli zincirlerde ilâve bakla A şeklindeki dış bakla ile perçinlenir.

ROLELİ ZİNCİRLER
(Daha ağır yükler için)
Eb'atlar mafsalları kopma yükleri

DIN
8187

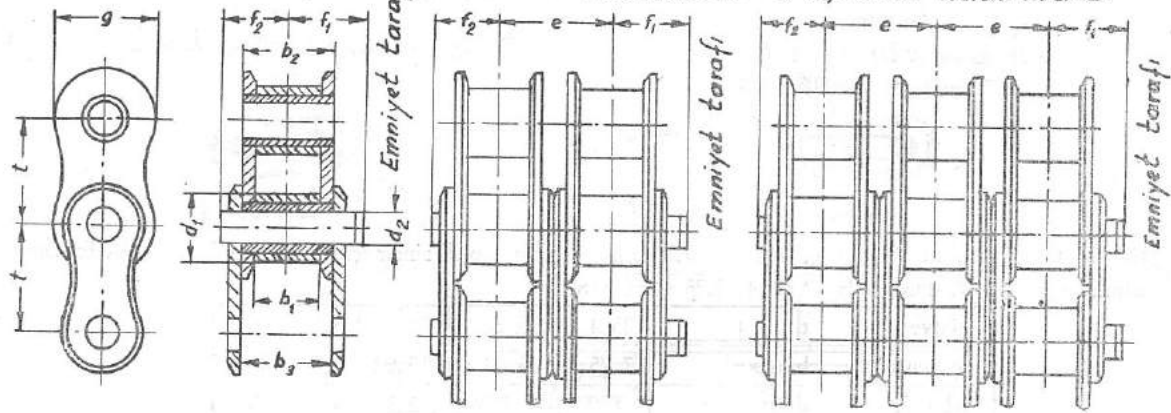
Ölçüler mm.

DIN 8180 B1.1 i tamamlar.

1 Bir sıralı Roleli zincirler

2 İki sıralı Roleli zincirler

3 Üç sıralı Roleli zincirler



Zincirler, dört sıralı Roleli zincir, beş sıralı Roleli zincir ilh olarak da imal edilirler.

12,7 m.1) uzunluk bir sıra Roleli zincir (1) 100 bakla, iki sıralı Roleli zincir (2) hatve t=25,4 mm
hatve t=25,4 mm. ve iç genişlik b1=17,02 mm. iç genişlik b1=17,02 mm. olan zincir :
12,7 m1) Roleli zincir 1x25,4x17,02 DIN 8187 Roleli zincir 2x25,4x17,02x1001) DIN 8187

Hatve t	İç ge- nişlik b1	b2	b3	d1	d2	e	g	f1	f2	Bir sıralı Roleli zincir				İki sıralı Roleli zincir				Üç sıralı Roleli zincir			
										Mafsall alanı f = b2 x d2	Asgari kopma yükü PB	Hesap yükü 2)	Agr- lık. q	Mafsall alanı f = 2 x b2 x d2	Asgari kopma yükü PB	Hesap yükü 2)	Agr- lık. q	Mafsall alanı f = 3 x b2 x d2	Asgari kopma yükü PB	Hesap yükü 2)	Agr- lık. q
	küçük ölçü	büyük ölçü	küçük ölçü	h10	h8		büyük ölçü			cm²	kg	kg	kg/m	cm²	kg	kg	kg/m	cm²	kg	kg	kg/m
9,525	3,2 (3,94)	5,15 6,63	5,25 6,73	6 6,35	2,8 3,91	—	9 9,7	6 5,8	4,0 3,8	0,14 0,22	650 900	7 7,36	0,86 0,36	—	—	—	—	—	—	—	—
12,7	6,4 (7,94)	9,55 10,13	9,75 10,13	7,75 8,51	3,97 4,45	—	11,5 12,5	9,2 9,5	7,7 7,8	0,38 0,44	1500 1800	13 13	0,50 0,65	—	—	—	—	—	—	—	—
15,875	9,55 (11,94)	13,26 14,63	13,46 14,63	10,16 11,43	5,08 5,72	—	15 16,5	9,9 10,3	8,2 8,5	0,51 0,67	2500 3000	20 29	0,80 1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
19,05	12,7 (15,87)	17,14 18,81	17,34 18,81	13,29 14,63	6,35 7,09	—	19 21	12,7 13,2	10,5 10,8	0,79 0,99	4000 5000	35 55	1,35 2,5	—	—	—	—	—	—	—	—
25,4	17,02 (21,81)	23,81 26,17	24,11 26,17	17,98 19,05	8,27 9,14	—	25 28	17,02 17,8	14,63 15,2	1,10 1,35	6500 8000	52 81	2,7 3,6	—	—	—	—	—	—	—	—
31,75	21,81 (27,94)	29,27 32,27	29,57 32,27	21,81 23,17	10,16 11,18	—	31 36	21,81 22,9	18,81 19,5	1,55 1,85	10000 12000	81 120	3,6 5,9	—	—	—	—	—	—	—	—
38,1	26,17 (33,09)	35,44 39,27	35,74 39,27	26,17 27,81	12,7 13,97	—	38 44	26,17 27,1	22,9 23,8	2,00 2,35	16000 20000	105 160	5,9 10,5	—	—	—	—	—	—	—	—
44,45	31,75 (40,64)	42,91 47,63	43,21 47,63	31,75 33,67	15,24 16,67	—	45 52	31,75 32,9	27,81 28,9	2,55 2,95	25000 30000	135 210	8,3 14,8	—	—	—	—	—	—	—	—
50,8	36,1 (46,19)	49,5 55,17	49,8 55,17	36,1 38,1	17,8 19,05	—	51 59	36,1 37,5	32,27 33,3	3,05 3,55	40000 50000	160 250	10,5 19,5	—	—	—	—	—	—	—	—
63,5	44,45 (56,67)	60,33 67,27	60,63 67,27	44,45 46,81	21,81 23,81	—	63 74	44,45 46,1	40,64 41,9	3,75 4,35	65000 80000	210 320	14,8 25,5	—	—	—	—	—	—	—	—
76,2	51,8 (66,14)	70,56 78,27	70,86 78,27	51,8 54,63	25,4 27,81	—	76 89	51,8 53,6	47,63 48,9	4,45 5,15	100000 120000	250 400	19,5 35,5	—	—	—	—	—	—	—	—

Parantez içindeki büyüklüklerden mümkün mertebe kaçınılmalıdır.

50x t birim uzunluğunda, kuru yağlanmayan zincirlerde, hesap ağırlığı altında şayanı kabul uzama : +0,13 %

1) Zincir uzunluğu, arzuya göre, metre olarak veya bakla adedi cinsinden verilerle zincirler sipariş edilirler. Metre ile siparişlerde, son bakla daima iç bakla olur. Bakla adedi ile yapılan siparişlerde Roleli zincirlerin iki ucunu birbirine bağlamak için lüzumlu bağlantı parçasını ve hatta bakla adedi çift olan zincirlerde ilâve baklayı da ihtiva ederler. Bakla adedi tek olan zincirlerde (mümkün mertebe kaçınılmalı) ya karınlı çift bakla veya dış baklalara (bunların yerine ilâve baklalar olabilir) perçinli karınlı bakla bağlanır..

2) Hesap yükü, bir sıralı roleli zincir için $\approx 0,08 \cdot t^2$, iki sıralı roleli zincir için $\approx 0,15 \cdot t^2$ ve üç sıralı roleli zincir için $\approx 0,22 \cdot t^2$ dir.

3) Karınlı baklalar (mümkün mertebe kaçınılmalı) yalnız, kopma yükünün 0,8 ne göre hesaplanırlar.

4) Bu zincirler, imalatçı isterse, tek parça elemanlı olarak imal edilebilirler.

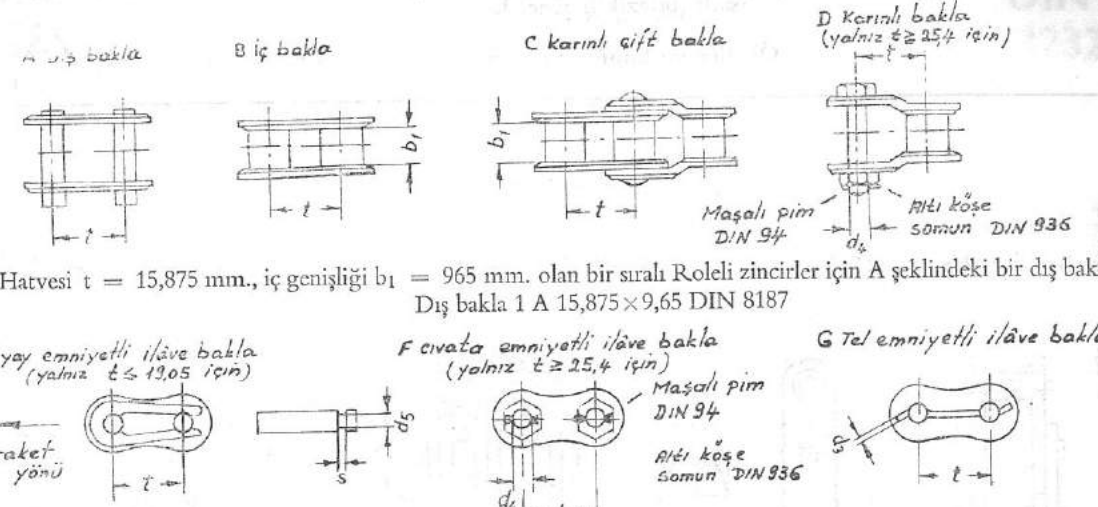
5) Zincirin gösterilmesi : Roleli zincir 1x12,7x6,4x7,75 DIN 8187

Malzeme : İmalatçının arzusuna göre, Semantasyon çeliği DIN 17210;
İslâh edilmiş çelik DIN 17200

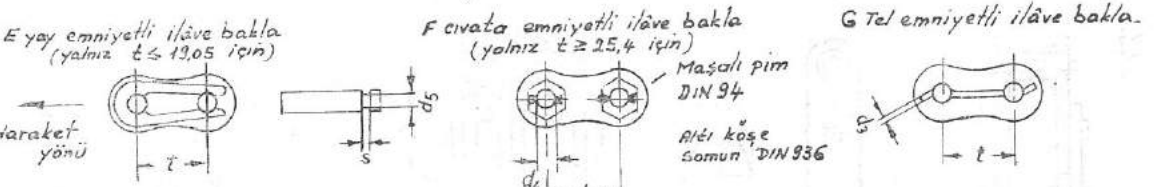
Bununla alakalı diğer normla :

DIN 8196, 8195, 8180, 8181, 8188, 73232 B1.1

Zincirlerin tamirleri ve iki ucunun birleştirilmesi için kullanılan zincir parçaları :



Hatvesi t = 15,875 mm., iç genişliği b1 = 965 mm. olan bir sıralı Roleli zincirler için A şeklindeki bir dış bakla :
Dış bakla 1 A 15,875x9,65 DIN 8187



Bir sıralı Roleli zincir 1x15,875x9,65 için E şeklindeki bir ilâve baklanın gösterilmesi :
İlave bakla 1 E 15,875x9,65 DIN 8187

Hatve	t	9,525		12,7				15,875		19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	76,2	
İç genişlik	b ₁	3,2	3,94	5,72	6,4	5,21	6,4	7,75	6,48	9,65	11,68	17,02	19,56	25,4	30,99		38,1	45,75
Tel çapı	d ₃ ⁴⁾	0,7		1,1		1,3		1,5		1,8	2,5	3	5	6		7		
Dış üstü çapı	d ₄	—		—				—		—	M8×1		M12×1,5		M16×1,5	M20×1,5	M24×1,5	
Yay yuvası	d ₅	2,0	2,35	2,85	3,26		3,75		4,25									
	s	0,8	0,80	0,80	0,85		1,00		1,00									

1) Akma çelik tel (DIN 2078) 120 - 140 kg/mm² çekme direnci, dış kaplama.

Zincir parçaları H Harfi ile işaretlidirler. Roleli zincirler, 1 m de asgari üç defa olmak üzere dış baklaların yan parçalarında bulunan bu harf ile DIN 8180 e göre oldukları anlaşılır.

Zincirlerin iki ucunun birleştirilmesine dair izahat :

Komple zincir	Gıkarma	İlave
Bakla sayısı çift X	X-1 Bakla	X Bakla
Bakla sayısı tek Y (Mümkün mertebe kaçınılmalı)	Y-4 Bakla	Y Bakla
		Karınlı çift bakla
		2 ilave bakla

Tamirler için izahat :

Zincir dahilinde bir iç baklanın veya bir mafsallın kırılması halinde, bunlara komşu her iki dış baklanın veya bu kırılan baklanın zincirin nihayetinde olması halinde komşu baklanın sökülerek, yerlerine yeni bir iç bakla ile iki veya bir ilâve baklanın monte edilmesi ile tamir edilirler. Aynı şey karınlı çift bakla ile de yapılabilir. Kırık dış bakla yerine ilâve bakla bağlanır.

Bir Roleli zincirlerin bir bakla kısınlaması :

Uzun zincir	Gıkarma	İlave
Bakla sayısı çift X	X-5 Bakla	X-1 Bakla
Bakla sayısı çift X ve t ≥ 25,4	X-3 Bakla	X-1 Bakla
Bakla sayısı tek Y	Y-4 Bakla	Y-1 Bakla
		Karınlı çift bakla
		2 ilave bakla
		Dış bakla
		İç bakla

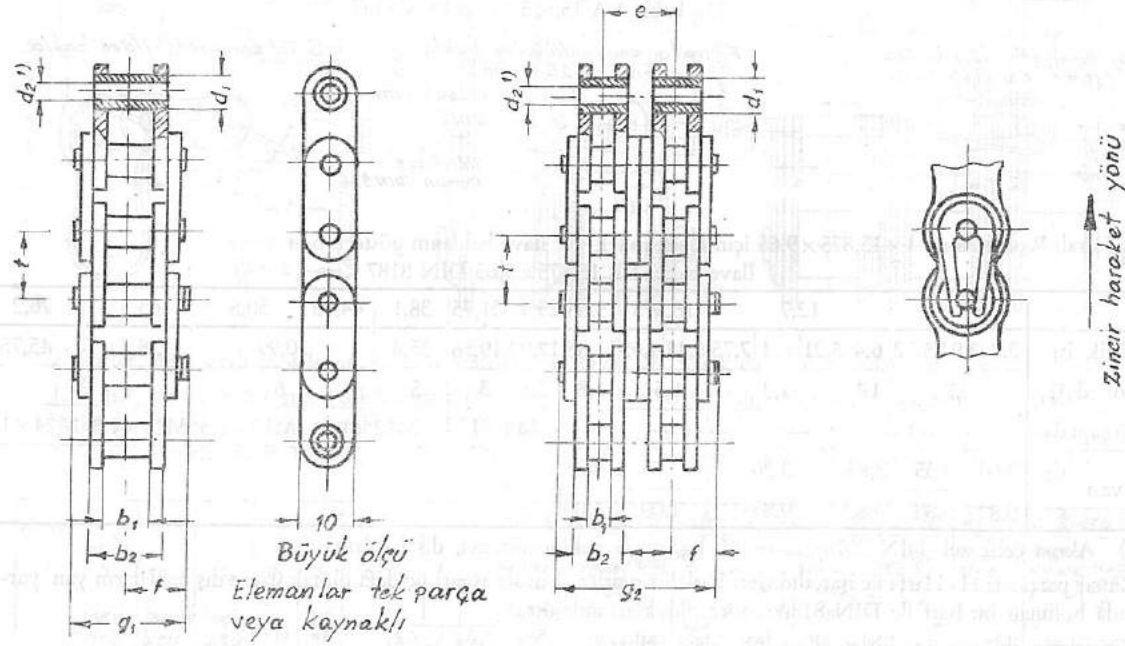
5) Hatvesi t ≥ 25,4 olan Roleli zincirlerde ilâve bakla A şeklindeki dış bakla ile perçinlenir.

Ölçüler mm

A Bir Sıra Mafsallı zincir

B İki Sıra Mafsallı zincir

C yaylı emniyet baklası



Zincir hareket yönü

Yapılış	Hatve t	İç genişlik b ₁ küçük ölçü	İç bakla geniş- liği b ₂ büyük ölçü	d ₁	d ₂	e	f	g ₁	g ₂	Asgari kopma yükü kg	2) Hesap yükü kg	Ağırlık (7,85 kg dm ³) kg/m
Bir sıralı zincir	9,525	7,50	11,2	5—0,02	3,57	—	9,20	17,5	—	1200	7,26	0,44
Bir sıralı zincir	9,525	9,52	13,3	6—0,02	4,45	—	10,50	19,3	—	1200	7,26	0,62
İki sıralı zincir	9,525	45,05	7,62	5+0,02	3,57	9,725	7,5	—	23,45	2000	13,60	0,69

Gösterme

.....3) Bir sıra-Mafsallı zincirler A 9,5×7,5 DIN 73232	Emniyet baklası C 9,5×7,5 DIN 73232
.....3) Bir sıra Mafsallı zincirler A 9,5×9,5 DIN 73232	Emniyet baklası C 9,5×9,5 DIN 73232
.....3) İki sıra-Mafsallı zincirler B 9,5×4,5 DIN 73232	Emniyet baklası C 9,5×4,5 DIN 73232

1) Bu ölçü içeri sokulan parçanın çapını gösterir.

2) Hesap yükü şöyle hesaplanır :

Bir sıra Mafsallı zincir için $0,08 \cdot t^2$ iki sıra Mafsallı zincirler için $0,15 \cdot t^2$

3) Siparişlerde, zincir uzunlukları metre veya bakla adedi cinsinden verilir. $50 \times t$ uzunluğunda kuru, yağlanmayan ve elemanları sertleştirilmiş bir zincirin hesap yükü altındaki kabili tecviz uzaması + 0,10 % dur. Emniyet yalnız yay ile olur.

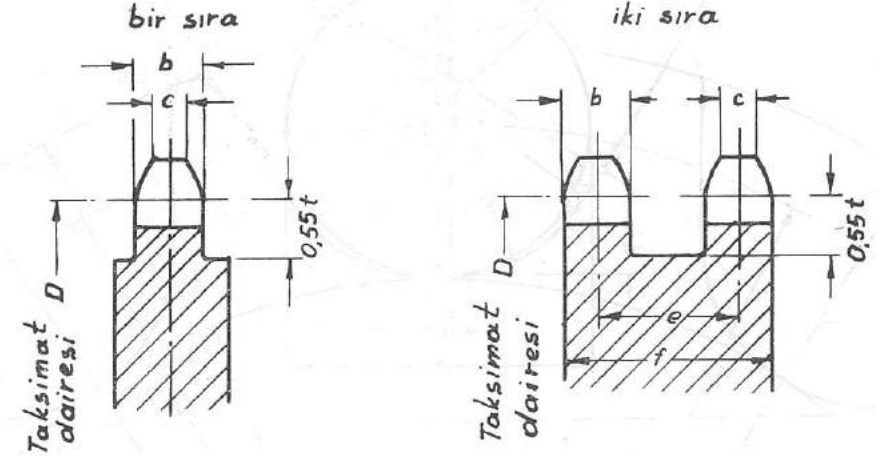
Emniyetler ve zincir baklaları, her nevi imalat için, birbirleri ile değiştirilebilirler. Zincirler yalnız çift bakla sayısı olarak kullanılabilirler.

Mafsallı zincirli diş çarkları için DIN 73232 Bl. 2 ye bak.

Dişli çark dişleri için DIN 73233 e bak

Ölçüler mm.

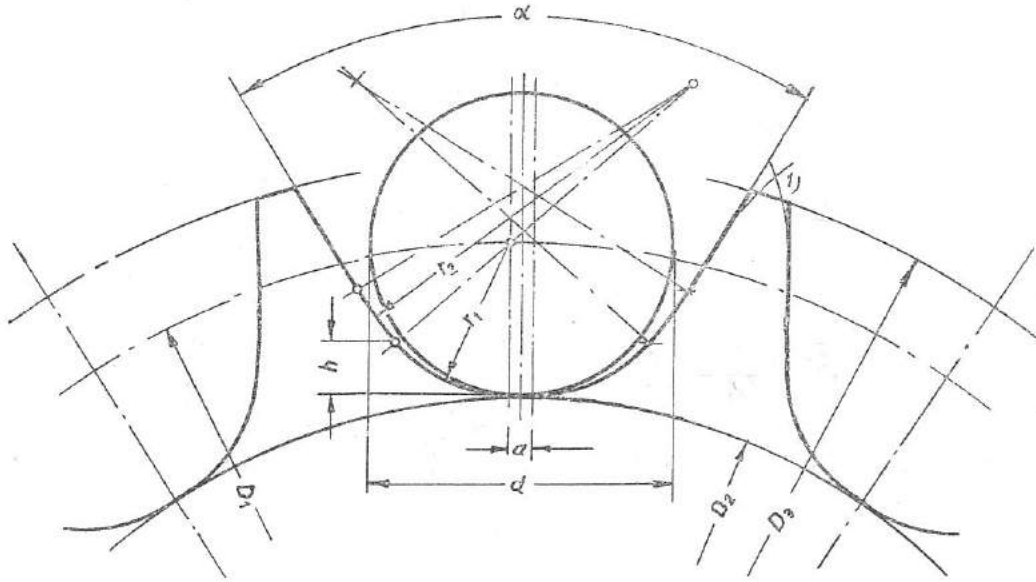
Dişli çark



Mafsallı zincirler		Dişli çark					
Hatve t	Zincir iç genişliği	bir sıra		iki sıra			
		b büyük ölçü	c	b büyük ölçü	c	e	f büyük ölçü
9,525	7,50	7,0	5,0	—	—	—	—
9,525	9,52	8,8	—	—	—	—	—
9,525	4,605	—	—	4,1	2,8	9,7	13,8

Mafsallı zincir ölçü ve kırılma yükleri için DIN 73232 Bl. 1 e bak

Dişli çark dişleri için DIN 73233 e bak.



Hesap esasları :

a = Merkez sapma

 α = Diş yanları açısıd = Role ve Mafsal çapı bak DIN 8180 Bl.1 ve
DIN 73232 Bl. 1 D_1 = Taksimat dairesi çapı D_2 = Diş dibi dairesi çapı

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

 $D_2 = D_1 - d$ (— 0,10 mm çalışma toleransı)

$$D_3 = \begin{cases} D_1 + (0,45 \text{ ilâ } 0,55) d & 16 \text{ dişe kadar} \\ D_1 + (0,60 - 0,80) d & 16 \text{ dişten büyük} \end{cases} \quad 2)$$

a = $t \cdot 0,004 + 0,15 \text{ mm}$; h = 0,18 d; $r_1 = 0,503 d$; $r_2 = 1,3 d$

$$\alpha = \begin{cases} = 72^\circ & 11-12 \text{ diş için} \\ = 70^\circ & 13-16 \text{ » »} \\ = 60^\circ & 16 \text{ dan büyük} \\ & \text{dişliler için} \end{cases} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Bu değerler taksimatla imal edilenler içindir. Hadde ile imal edilenlerde} \\ \text{freze bıçağı açının } 60^\circ \text{ değerine yakın değerler bulunur.} \end{array} \right\}$$

1) Hadde ile imallerde dişüstü evolvent şeklinde olabilir.

2) Verilenler Diş üstü eğrisi doğru çizgi olduğuna göre. Hadde usulü ile imallerde ve küçük diş sayılarında daha küçük diş üstü dairesi yarı çapı bulunur.

Roleli zincir için DIN 8180 Bl. 1 e bak.

Mafsalı zincirler için DIN 73232 Bl. 1 ve Bl. 2 ye bak.

Taksimat dairesi D_1 in hesaplanması için misal :

Aşağıdaki tablo, taksimat dairesi çapının basit bir çarpma ile hesaplanması içindir :

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

burada :

 D_1 = Taksimat dairesi çapı

t = Zincir hatvesi

z = Diş adedi.

yukarıdaki denklemde

$$\sin \frac{180^\circ}{z} = \frac{1}{X} \quad \text{vaz edersek basit bir denklem buluruz}$$

$$D_1 = t \cdot X$$

× için değerler.

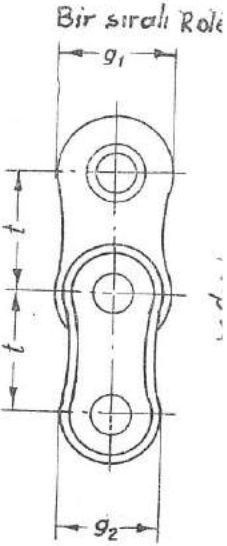
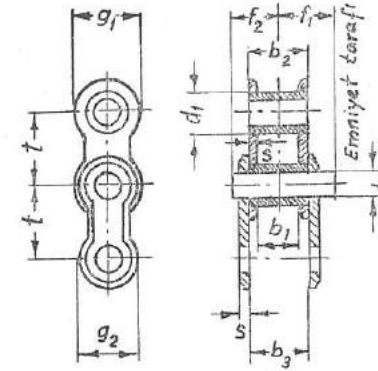
Z	×	Z	×	Z	×	Z	×	Z	×	Z	×
10	3,237	20	6,392	30	9,567	40	12,746	50	15,926	60	19,107
11	3,550	21	6,709	31	9,885	41	13,063	51	16,244	61	19,425
12	3,864	22	7,027	32	10,202	42	13,382	52	16,562	62	19,744
13	4,179	23	7,344	33	10,521	43	13,699	53	16,880	63	20,061
14	4,494	24	7,661	34	10,838	44	14,018	54	17,194	64	20,380
15	4,809	25	7,979	35	11,156	45	14,336	55	17,517	65	20,698
16	5,126	26	8,296	36	11,474	46	14,654	56	17,835		
17	5,441	27	8,614	37	11,792	47	14,972	57	18,153		
18	5,759	28	8,931	38	12,109	48	15,290	58	18,471		
19	6,076	29	9,250	39	12,427	49	15,607	59	18,786		

Misal : Z = 52 diş, t = 12,7 mm verilse, × = 16,562 olup

Taksimat dairesi çapı $D_1 = 12,7 \times 16,562 = 210,34 \text{ mm}$.

Bu norma göre imal edilmiş zincirler Amerikan ASA B 29.1-1950 normuna göre imal edilmiş olanların yerinde kullanılabilmektedir. zincirler için izah edilen teknik hususlar aynen bu norm zincirlere uygundur.

Mafsallı zincirler
(bir sıralı Mafsallı zincir çizilmiştir)



Yan par
Bu zincir

1,143 m uzunluğunda hatvesi $t=9,525$ mm. olan bir
üç sıralı Mafsallı zincirlerin (3) gösterilmesi :
1,143 m Mafsallı zincir $3 \times 9,525$ DIN 8188

1,27 m uzunluğunda hatvesi $t=$
lâttan olan bir sıralı Roleli zincir
1,27 m Roleli zincir

Yapılış	Hatve t	İç geniş- lik b_1 küçük ölçü	b_2 büyük ölçü	b_3 küçük ölçü	d_1 h 10	d_2 yuva D9 cıvata h8	c	f_1 büyük ölçü	f_2 küçük ölçü	g_1 büyük ölçü
Mafsallı zincir	6,35 9,525	3,18 4,77	4,80 7,46	4,86 7,52	3,30 5,08	2,31 3,59	6,4 10,13	4,4 7,0	3,7 5,7	6,0 9,0
Normal yapılış Roleli Zincirler	12,7	7,94	11,17	11,23	7,94	3,97	14,38	9,3	7,9	12,0
	15,875	9,53	13,84	13,90	10,16	5,09	18,11	11,7	9,9	15,1
	19,05	12,7	17,75	17,81	11,90	5,95	22,78	14,5	12,4	18,1
	25,4	15,88	22,60	22,66	15,87	7,93	29,29	18,9	15,9	24,1
	31,75	19,05	27,45	27,51	19,05	9,53	35,76	23,0	23,0	30,1
	38,1	25,4	35,45	35,51	22,22	11,11	45,44	28,6	24,4	36,2
	44,45	25,4	37,18	37,24	25,4	12,71	48,87	31,2	26,3	42,2
	50,8	31,75	45,21	45,27	28,57	14,28	58,55	36,8	31,3	48,2
	57,15	35,72	50,85	50,91	35,71	17,46	65,84	42,2	35,3	54,3
	63,5	38,1	54,88	54,94	39,68	19,85	71,55	46,4	38,5	60,3
	76,2	47,63	67,81	67,87	47,62	23,81	87,83	56,6	47,0	72,4
Mafsallı olanları büyük ve yan parçaları kalın olan Roleli Zincirler	S	19,05	12,7	19,43	19,49	11,90	5,95	26,11	16,2	14,0
		25,4	15,88	24,28	24,34	15,87	7,93	32,59	20,5	17,5
		31,75	19,05	29,10	29,16	19,05	9,53	39,09	24,6	21,0
		38,1	25,4	37,18	37,24	22,22	11,11	30,3	30,3	26,2
		44,45	25,4	38,86	38,92	25,4	12,71	52,20	32,8	27,9
		50,8	31,75	46,88	46,94	28,57	14,28	61,87	38,5	32,9
		57,15	35,72	55,90	55,96	35,71	17,46	75,92	47,1	40,3
		63,5	38,1	58,29	58,35	39,68	19,85	78,31	49,7	41,8
		76,2	47,63	74,54	74,60	47,62	23,81	101,22	63,1	53,5

50×t birim uzunluğunda, kuru yağlanmayan zincirlerde, hesap ağırlığı altında şayanı kabul uzama : + 0,13 %

1) Siparişlerde, zincir uzunluğu, arzuya göre metre veya bakla adedi ile olabilir. Metre ile siparişlerde son bakla daima iç içe siparişlerde Roleli zincirlerin iki ucunu birbirine bağlamak için lüzumlu bağlantı parçasını ve hatta bakla adedi çift olan zincirlerde tek olan zincirlerde (mümkün mertebe kaçınmalı) ya karınlı çift bakla veya dış baklalara (bunların yerine ilâve baklalarla bağlanır. Karınlı bakla DIN 8180 deki C ve D şeklinde olup yukarıda gösterilen karınlı yan parçayı ihtiva eder; ilâve bakla şekillerine uygun olur.

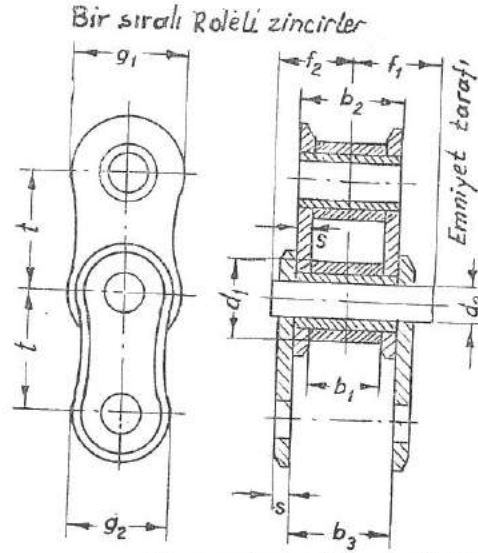
Çelik mafsallı zincirler
Amerika tipi imalat

Eb'atlar, kopma yükleri, mafsal alanları

merikan ASA B 29.1-1950 normuna göre imal edilmiş olanların yerinde kullanılabilirler. DIN 8180 deki Roleli aynen bu norm zincirlere uygundur.

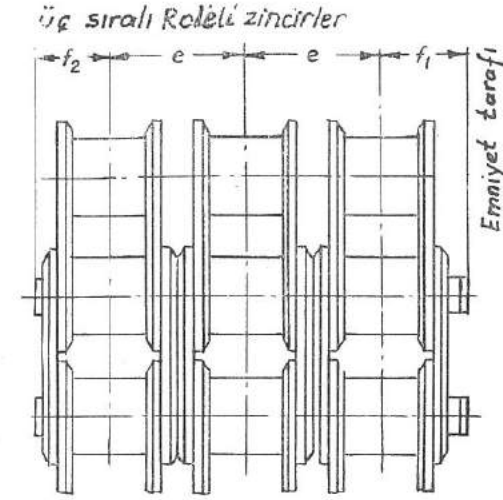
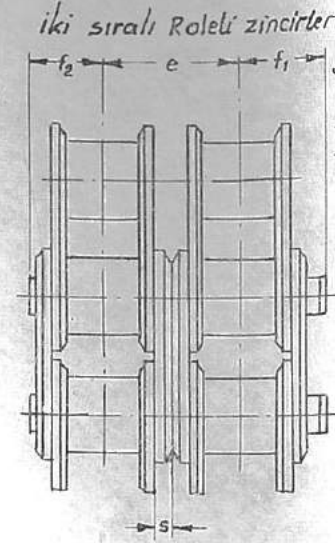
r çizilmiştir)

Emniyet tarafı

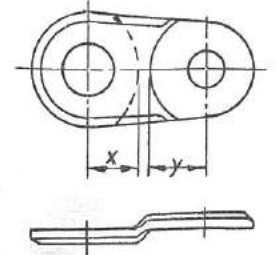


Yan parçaların şekli resimdeki aynı olmayabilir.

Bu zincirler dört sıralı, beş sıralı ilh olarak da imal edilebilirler.



Karınli yan parça

t=9,525 mm. olan bir
sterilmesi :

3x9,525 DIN 8188

1,27¹⁾ m uzunluğunda hatvesi t=12,7 mm ve normal ima-
lattan olan bir sıralı Roleli zincir :1,27¹⁾ m Roleli zincir 1x12,7 DIN 8188Hatvesi t=50,8 mm. 50¹⁾ bakla daha ağır yapıda S olan bir
iki sıralı Roleli zincirlerin (2) nin gösterilmesi :Roleli zincir 2x50,8 Sx50¹⁾ DIN 8188

b ₂ iyük ölçü	b ₃ küçük ölçü	d ₁ h 10	d ₂ yuva D9 cıvata h8	e	f ₁ büyük ölçü	f ₂ küçük ölçü	g ₁ büyük ölçü	g ₂ büyük ölçü	s	karınli yan parça x küçük ölçü	y küçük ölçü	Bir sıra zincir					İki sıra zincir					Üç sıralı zincir				
												Karşılığı ASA B29.1-1950 Nr	Mafsalsal alanı cm ²	Asgari kopma yükü kg.	Hesap yükü kg.	Ağırlık kg/m ≈	Karşılığı ASA B29.1-1950 Nr	Mafsalsal alanı cm ²	Asgari kopma yükü kg.	Hesap yükü kg.	Ağırlık kg/m ≈	Karşılığı ASA B29.1-1950 Nr	Mafsalsal alanı cm ²	Asgari kopma yükü kg.	Hesap yükü kg.	Ağırlık kg/m ≈
1,80	4,86	3,30	2,31	6,4	4,4	3,7	6,0	5,2	0,76	2,82	3,22	25	0,11	360	8	0,125	25-2	0,22	120	16	0,259	25-3	0,33	1080	24	0,385
1,46	7,52	5,08	3,59	10,13	7,0	5,7	9,0	7,8	1,27	4,11	4,73	35	0,27	800	8	0,312	35-2	0,54	1600	16	0,669	35-3	0,81	2400	24	1,01
1,17	11,23	7,94	3,97	14,38	9,3	7,9	12,0	10,4	1,5	5,41	6,22	40	0,44	1500	14	0,609	40-2	0,88	3000	28	1,19	40-3	1,32	4500	42	1,78
1,84	13,90	10,16	5,09	18,11	11,7	9,9	15,1	13,0	2,0	6,70	7,74	50	0,70	2300	22	1,01	50-2	1,40	4600	44	1,92	50-3	2,10	6900	66	2,89
1,75	17,81	11,90	5,95	22,78	14,5	12,4	18,1	15,6	2,4	8,02	9,24	60	1,06	3200	32	1,47	60-2	2,12	6400	64	2,9	60-3	3,18	9600	96	4,28
1,60	22,66	15,87	7,93	29,29	18,9	15,9	24,1	20,8	3,2	10,61	12,26	80	1,79	5700	55	2,57	80-2	3,58	11400	110	5,01	80-3	5,37	17100	165	7,47
1,45	27,51	19,05	9,53	35,76	23,0	23,0	30,1	26,0	4,0	13,20	15,29	100	2,62	8900	90	3,73	100-2	5,24	17800	180	7,31	100-3	7,86	26700	270	11,01
1,45	35,51	22,22	11,11	45,44	28,6	24,4	36,2	31,2	4,8	15,82	18,28	120	3,94	12800	125	5,5	120-2	7,88	25600	250	10,94	120-3	11,82	38400	375	16,5
1,18	37,24	25,4	12,71	48,87	31,2	26,3	42,2	36,4	5,6	18,41	21,28	140	4,72	17400	175	7,5	140-2	9,44	34800	350	14,36	140-3	14,16	52200	525	21,7
1,21	45,27	28,57	14,28	58,55	36,8	31,3	48,2	41,6	6,4	21,03	24,33	160	6,5	22700	230	9,7	160-2	13,0	45400	460	19,1	160-3	19,5	68100	690	28,3
1,85	50,91	35,71	17,46	65,84	42,2	35,3	54,3	46,8	7,2	23,64	27,35	180	8,9	28800	290	13,2	180-2	17,8	57600	580	26,0	180-3	26,7	86400	870	38,6
1,88	54,94	39,68	19,85	71,55	46,4	38,5	60,3	52,1	8,0	26,23	30,35	200	10,9	35400	350	15,8	200-2	21,8	70800	700	32,0	200-3	32,7	106200	1050	48,0
1,81	67,87	47,62	23,81	87,83	56,6	47,0	72,4	62,5	9,6	31,44	36,39	240	16,1	51000	510	22,6	240-2	32,2	102000	1020	44,0	240-3	48,3	153000	1530	66,0
1,43	19,49	11,90	5,95	26,11	16,2	14,0	18,1	15,6	3,2	8,02	9,24	60 H	1,16	3200	32	1,79	60 H-2	2,32	6400	64	3,5	60 H-3	3,48	9600	96	5,25
1,28	24,34	15,87	7,93	32,59	20,5	17,5	24,1	20,8	4,0	10,61	12,26	80 H	1,92	5700	55	2,92	80 H-2	3,84	11400	110	5,75	80 H-3	5,76	17100	165	8,55
1,10	29,16	19,05	9,53	39,09	24,6	21,0	30,1	26,0	4,8	13,20	15,29	100 H	2,77	8900	90	4,2	100 H-2	5,54	17800	180	8,2	100 H-3	8,31	26700	270	12,3
1,18	37,24	22,22	11,11	30,3	30,3	26,2	36,2	31,2	5,6	15,82	18,28	120 H	4,13	12800	125	6,0	120 H-2	8,26	25600	250	11,1	120 H-3	12,39	38400	375	17,5
1,86	38,92	25,4	12,71	52,20	32,8	27,9	42,2	36,4	6,4	18,41	21,28	140 H	4,94	17400	175	8,0	140 H-2	9,88	34800	350	15,6	140 H-3	14,82	52200	525	23,2
1,88	46,94	28,57	14,28	61,87	38,5	32,9	48,2	41,6	7,2	21,03	24,33	160 H	6,7	22700	230	10,5	160 H-2	13,4	45400	460	20,5	160 H-3	20,1	68100	690	30,6
1,90	55,96	35,71	17,46	75,92	47,1	40,3	54,3	46,8	9,6	23,64	27,35	180 H	9,8	28800	290	15,8	180 H-2	19,6	57600	580	30,8	180 H-3	29,4	86400	870	46,2
1,29	58,35	39,68	19,85	78,31	49,7	41,8	60,3	52,1	9,6	26,23	30,35	200 H	11,6	35400	350	17,2	200 H-2	23,2	70800	700	33,5	200 H-3	34,8	106200	1050	50,5
1,54	74,60	47,62	23,81	101,22	63,1	53,5	72,4	62,5	12,7	31,44	36,39	240 H	17,7	51000	510	27,6	240 H-2	35,4	102000	1020	54	240 H-3	53,1	153000	1530	81,0

ayan zincirlerde, hesap ağırlığı altında şayanı kabul uzama : + 0,13 %

göre metre veya bakla adedi ile olabilir. Metre ile siparişlerde son bakla daima iç bakla olur. Bakla adedi ile yapılan ine bağlamak için lüzumlu bağlantı parçasını ve hatta bakla adedi çift olan zincirlerde ilâve baklayıda havidir. Bakla : kaçmmalı) ya karınli çift bakla veya dış baklalara (bunların yerine ilâve baklalar olabilir.) Perçinli karınli bakla ve D şeklinde olup yukarıda gösterilen karınli yan parçayı ihtiva eder; ilâve bakla DIN 8180 deki E, F ve G

Malzeme : (imalatçıya göre değişir)

Semantasyon çeliği DIN 17210
İslâh edilmiş çelik DIN 17200

DIN 8180 deki zincirlerin iki ucunun birleştirilmesi izahatı bu norm için de uygundur.