

4 . HİDROLİK ASANSÖRLERDE TAHRİK GURUBU

Hidrolik asansör tahrik sistemi hesapları için aşağıdaki sıra izlenmelidir.

Pistona etki edecek kuvvet, güvenlik katsayısı ve askı tipi dikkate alınarak hesaplanmalıdır. Asansörün hızı ve seyir mesafesi (alt ve üst boşluklar dikkate alınarak)askı tipine bağlı olarak tespit edilmesi, bunlara bağlı olarak piston ölçüleri bulunması üçüncü bölümde anlatılmıştır. Tespit edilen piston ve pistona etki edecek kuvvete göre aşağıda verilen sırada hesaplar yapılmalıdır.

1. Pistona etki edecek kuvvetin hesaplanması,
2. Asansörün hızı, seyir mesafesi ve pistonun belirlenmesi,
3. Pistonun bükülmeye karşı hesapları,
4. basınç emniyet kontrolü,
5. Seçilen silindirin et kalınlığının kontrol edilmesi
6. Kullanılacak boru ve hortumların basınç kontrolü
7. Yağ debisi ve motor gücü tespiti,
8. Boru kırılma veya debi sınırlama valfi ortalama frenleme ivmesi hesaplanmalıdır,
9. İndirek sistemlerde halat ve mil hesapları yapılmalıdır,
10. Dengeleme ağırlığı kullanılıyorsa hesapları yapılmalıdır.

Silindir ve piston hesapları kapsamı EN 81/2 de verilmiştir. Hesaplamalar Ek K'ye göre yapılmalıdır.

TS EN 81/2 Madde 12.2.1.1 Basınç hesapları

12.2.1.1.1 Silindir ve piston, tam yük basıncının 2,3 katına eşit bir basınçta malzemenin esneklik sınırına ($R_{p0,2}$) oranla en az 1,7 güvenlik katsayısına sahip olacak şekilde tasarımılanmış olmalıdır.

12.2.1.1.2 Hidrolik senkronizasyon tertibatlı teleskopik pistonların kademelerinin hesaplanmasında tam yük basıncı yerine, hidrolik senkronizasyon tertibatı nedeniyle bir kademede oluşan en büyük basınç değeri göz önüne alınmalıdır.

12.2.1.1.3 Kalınlıkların hesaplanmasında silindir et kalınlığı ve silindir taban kalınlığı için güvenlik payı olarak 1,0 mm, tekli ve teleskopik kaldırıcıların içi boş pistonları için de 0,5 mm eklenmelidir.

12.2.1.2 Bükülme hesapları

Basınç yükü altında çalışan kaldırıcılar aşağıdaki şartlara uygun olmalıdır.

12.2.1.2.1 Kaldırıcılar tam açılmış konumda tam yük basıncının 1,4 katına tekabül eden bir yük altında bükülmeye karşı güvenlik katsayısı en az 2 olacak şekilde tasarımılanmış olmalıdır.

12.2.1.3 Çekme dayanımı hesapları

Çekmeye çalışan kaldırıcılar tam yük basıncının 1,4 katına tekabül eden bir yük altında malzemenin esneklik sınırına ($R_{p0,2}$) karşı güvenlik katsayısı en az 2 olacak şekilde tasarımılanmış olmalıdır.

4.1. PİSTONA ETKİ EDEN EN BÜYÜK KUVVET

Pistona etki eden kuvvet askı tipi ve güvenlik katsayısı dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F= k_1.k_2.g_n.[c_m.(P+Q)+0,64 P_r+P_{rh}+P_{rt}]$$

F : Pistona etki eden kuvvet

k₁ =1.4 (basınç güvenlik katsayısı)

k₂ = (basınç sınırlama valfi ayarı /1,4) (Basınç sınırlama valfi güvenlik katsayısı tam yük basıncının %140ına ayarlanmalıdır. Eğer büyük iç kayıplar nedeniyle basınç sınırlama valfi daha yüksek bir değerde ayarlanırsa (%170 aşmamalıdır) bu çarpan dikkate alınmalıdır.)

g_n :Standart yerçekimi ivmesi

c_m : Askı tipi katsayısı (Doğrudan askılarda **c_m**=1 alınıp, indirekt askılarda askı sayısına bağlı olarak artar. Örnek olarak tek kasnaklı indirekt bağlantı için **c_m**=2 alınmalıdır.)

(P+Q) : Kabine etki eden tertibatlar dahil (Kontrol kablosu gibi)kabin ve beyan yükü toplamı

P_r : Hesaplanacak pistonun kütlesi (kg)

P_{rh} : Piston başı donanımının kütlesi (kg)

P_{rt} : Teleskopik kaldırıcılarda hesaplanacak pistona etki eden pistonların kütlesi (kg)

4.2. ASANSÖRÜN HIZI, SEYİR MESAFESİ, PİSTONUN BELİRLENMESİ (BÖLÜM 3 TE ANLATILMIŞTIR.)

4.3 . PİSTONUN BÜKÜLMEMEYE KARŞI HESAPLANMASI

Piston burulma boyu, pistonun boyuna bağlantı parçalarının ilavesi ile bulunur. Doğrudan bağlı asansörlerde kabin altı oynak başlık mesafesi, halatlı sistemlerde piston başı kasnak çapı ve bağlantı tertibatı aralığı ilavesiyle bulunur. Burulma hesaplarında bu uzunluk dikkate alınmalıdır.

Piston hesapları yapılırken λ hesabı önce yapılmalı ve alacağı değere göre formülasyon seçilmelidir. $\lambda=L_p/i_p$ hesaplanarak $\lambda<100$ için plastik bölge yöntemi, $\lambda>100$ için euler formülü kullanılmalıdır. Aşağıda TS EN 81/2 Mart 2002 Ek K baskısına göre verilen hesap yöntemleri ve formülleri aktarılmıştır.

$$\lambda_n=L_p/i_p$$

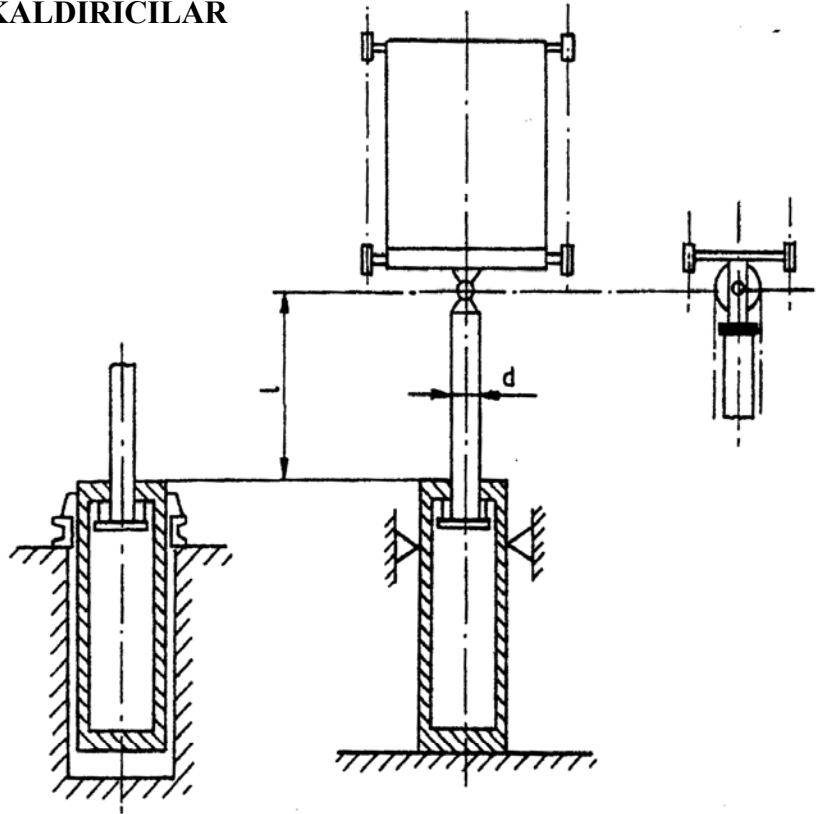
$$i_p=(J/A)^{1/2}$$

$$A=\pi(D_e^2-d_e^2)/4$$

$$J_n=\pi(D_e^4-d_e^4)/64$$

(Hesabı yapılan malzemenin $D_e = Dış \text{ çap}$, $d_e = iç \text{ çap}$)

TEKLİ KALDIRICILAR



ŞEKİL 6

$\lambda_n < 100$ için:

$$F_5 \leq \frac{A_n}{2} \left[R_m - (R_m - 210) \cdot \left(\frac{\lambda_n}{100} \right)^2 \right]$$

$$* F_5 = 1.4 \cdot g_n \left[c_m (P_3 + Q) + 0.64 P_r + P_{rh} \right]$$

(Yukarı doğru açılan pistonlar için)

$\lambda_n \geq 100$ için:

$$F_5 \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_n}{2 \cdot l^2}$$

$$* F_5 = 1.4 \cdot g_n \left[c_m (P_3 + Q) + 0.64 P_r + P_{rh} \right]$$

(Yukarı doğru açılan pistonlar için)

A_n : hesaplanacak pistonun malzeme kesit alanı (mm^2)

R_m : Malzemenin çekme dayanımı (N/mm^2)

c_m : Askı katsayısı

P_r : Hesaplanacak pistonun kütlesi (kg)

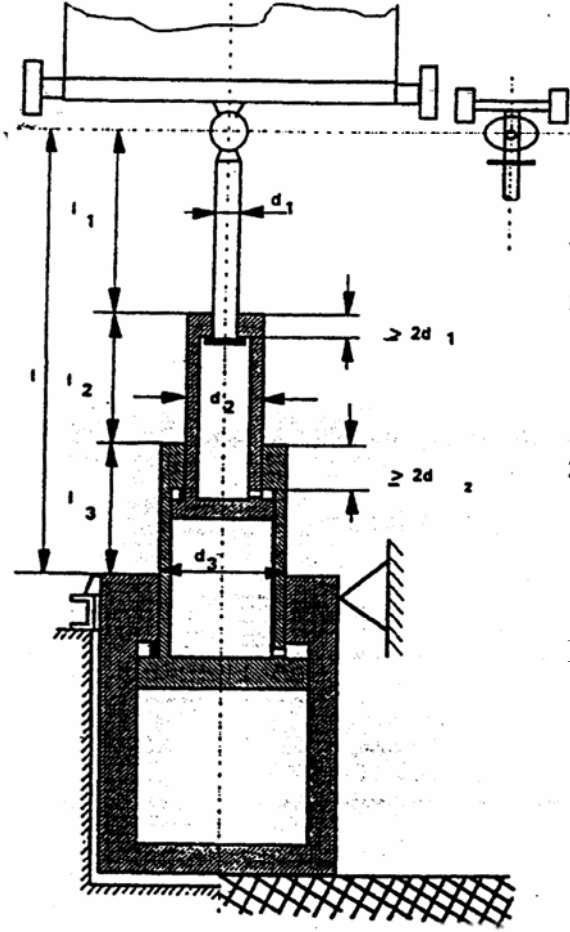
P_{rh} : Piston başı donanımının kütlesi (kg)

J_n : Hesaplanacak pistonun eylemsizlik momenti (mm^4)

l : Bükülmeye maruz kalan en büyük piston uzunluğu (mm)

i_p : Hesaplanacak pistonun eylemsizlik yarıçapı (mm)

Dış kılavuzu olmayan teleskopik kaldırıcılar, piston hesabı



Şekil K.6

$\lambda_e \geq 100$ için:

$$F_5 \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_n}{2 \cdot l^2} \cdot \varphi$$

$\lambda_e < 100$ için:

$$F_5 \leq \frac{A_n}{2} \cdot \left[R_m - (R_m - 210) \cdot \left(\frac{\lambda_e}{100} \right)^2 \right]$$

$$F_5 = 1,4 \cdot g_n \cdot [c_m \cdot (P+Q) + 0,64P_r + P_{rt} + P_{rt}]^{49}$$

$$l = l_1 + l_2 + l_3$$

$$l_1 = l_2 = l_3$$

$$v = \sqrt{\frac{J_1}{J_2}} \quad (J_3 \geq J_2 > J_1)$$

(Basit hesaplama için varsayım: 3 kademeli kaldırıcı için $J_3 = J_2$)

2 kademeli kaldırıcı için:

$$\varphi = 1,25 \cdot v - 0,25$$

3 kademeli kaldırıcı için:

$$\varphi = 1,5 \cdot v - 0,2 \quad 0,22 < v < 0,65 \text{ için}$$

$$\varphi = 0,65 \cdot v + 0,35 \quad 0,65 \leq v \leq 1 \text{ için}$$

$$\lambda_e = \frac{l}{i_e} \quad \text{burada:} \quad i_e = \frac{d_m}{4} \cdot \sqrt{\sqrt{\varphi} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{mi}}{d_m} \right)^2 \right]}$$

⁴⁹ : Yukarı doğru açılan pistonlar için geçerli

d_m : Bir teleskopik kaldırıcının en büyük pistonunun dış çapı (mm)

d_{mi} : Bir teleskopik kaldırıcının en büyük pistonunun iç çapı (mm)

i_e : Teleskopik kaldırıcının eşdeğer eylemsizlik yarıçapı (mm)

i_n : Hesaplanacak pistonun eylemsizlik yarıçapı (mm)

J_n : Hesaplanacak pistonun eylemsizlik momenti (mm⁴)

P_{rt} : hesaplanacak pistona etki eden pistonların kütlesi (kg)

R_m : Malzemenin çekme dayanımı

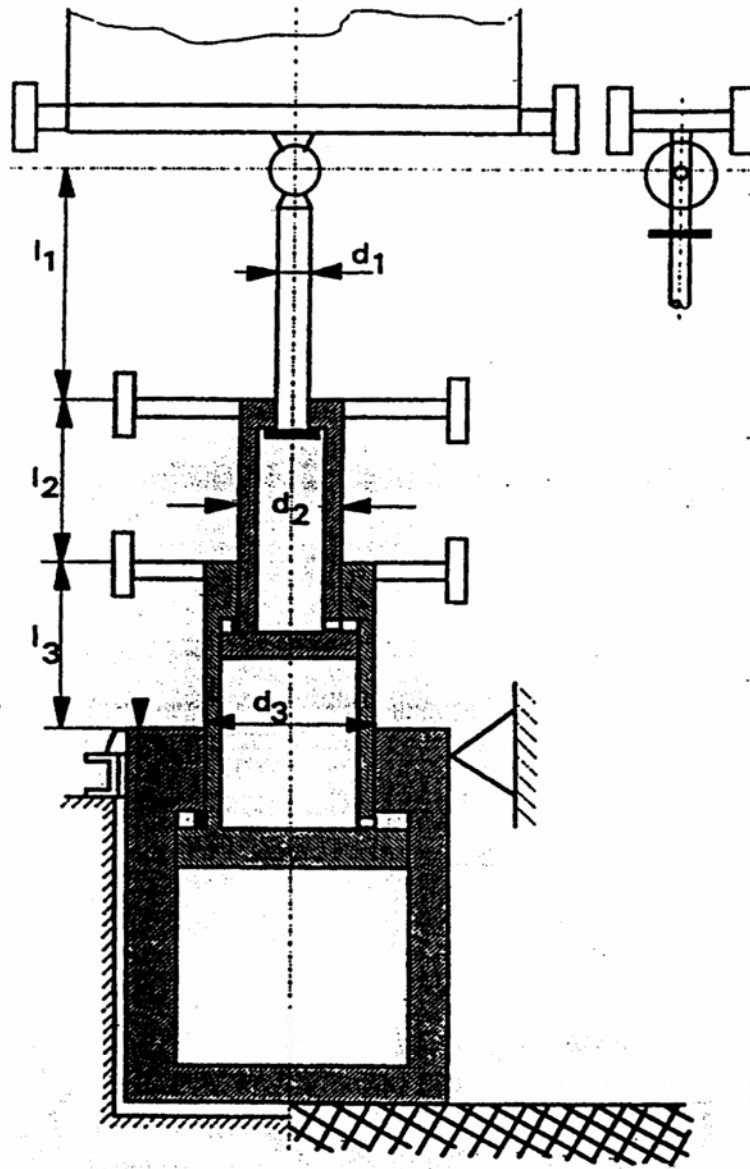
$R_{p0,2}$: malzemenin esneklik sınırı

λ_e : Teleskopik kaldırıcının eşdeğer narinlik derecesi

v_{∞} : Deneyle tespit edilmiş eğrilerden yaklaşık değerlerin tasarlanması için katsayılar

Her piston kolu için hesaplanarak bükülme kontrolü yapılmalıdır.

Dış kılavuzu olan teleskopik kaldırıcılar



$$l = l_1 + l_2 + l_3$$

Şekil K.7

$\lambda_n \geq 100$ için:

$$F_5 \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_n}{2 \cdot l^2}$$

$\lambda_n < 100$ için:

$$F_5 \leq \frac{A_n}{2} \cdot \left[R_m - (R_m - 210) \cdot \left(\frac{\lambda_n}{100} \right)^2 \right]$$

$$F_5 = 1,4 \cdot g_n \cdot [c_m \cdot (P+Q) + 0,64P_r + P_{rh} + P_{rt}]^{49}$$

⁴⁹ : Yukarı doğru açılan pistonlar için geçerli
Formül açıklamaları için bir önceki örneğe bakınız.

Kullanılan piston ve askı tipine göre yukarıda verilen formüllere göre pistonun bükülmeye karşı hesapları yapılmalıdır. Bu hesaplar sonucunda basınç güvenlik katsayıları **2** ve **1,4** formüller içinde kullanıldığı için ayrıca bir basınç kontrolüne gerek yoktur. Ancak maksimum basınç ve minimum basınç değerleri 10bar < basınç < 40 bar değerleri arasında kalmalıdır. Bu hesaplar bundan sonraki bölümde anlatılmıştır.

Yapılan hesaplar sonunda uygun değerler çıkarsa bu durumda yağ debisini ve bunu sağlayacak motor gücünü tespit etmek gerekir. Motor gücü ve yağ debisi tespiti aşağıda verilen tablo ile yapılmalıdır. Tablonun kullanımı motor gücü tespiti bölümünde anlatılmıştır.

4.4. BASINÇ EMNİYET KONTROLÜ

TS EN 81-1 e göre tijdeki gerilme, yükün 1,4 katı kuvvetinin iki misline dayanması gerekir. Pistona etki eden kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanmış idi.

$$F = k_1 \cdot k_2 \cdot g_n \cdot [c_m \cdot (P+Q) + 0,64 P_r + P_{rh} + P_{rt}]$$

F : Pistona etki eden kuvvet

$k_1 = 1.4$ (basınç güvenlik katsayısı)

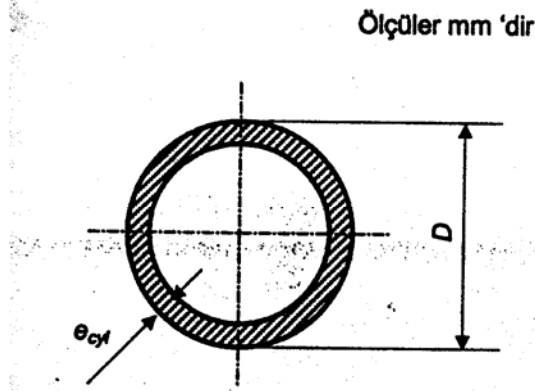
$k_2 = (\text{basınç sınırlama valfi ayarı} / 1,4)$ (Basınç sınırlama valfi güvenlik katsayısı tam yük basıncının %140ına ayarlanmalıdır. Eğer büyük iç kayıplar nedeniyle basınç sınırlama valfi daha yüksek bir değerde ayarlanırsa (%170 aşmamalıdır) bu çarpan dikkate alınmalıdır.)

Dikkat edilirse formülde 1,4 çarpanı dikkate alınmıştır. $\sigma_{max} < \sigma_{em}$ formülleri ise her iki tarafta da A kesitleri kullanılmayarak $F_{max} < F_{em}$ formüllerine dönüşmüş ve F_{em} ikiye bölünerek aşağıdaki şekilde kullanılmıştır.

$$F < (\pi^2 \cdot E \cdot J_n) / (2 \cdot l^2)$$

($\lambda < 100$ plastik bölge formülünde gerilim kısmında A olmadığı için A ile çarpılmış ve 2 ye bölünmüştür)

Bu şartlar oluştuğunda basınç emniyeti sağlanmış olur. Ancak kabin boş ve dolu durumlardaki basınçların kontrolü yapılması gerekir. Maksimum basınç, kullanılan pistonun maksimum basıncından az olmalıdır.



$$e_{cyl} \geq \frac{2,3 \cdot 1,7 \cdot p \cdot D}{R_{p0,2}} + e_0$$

e_0 = Silindir çeperleri ve tabanları ve silindir ile (varsa) boru kırılma valfi arasındaki rijit borularda 1,0 mm
= Piston ve diğer rijit borularda 0,5 mm

2,3 = Sürtünme kayıpları (1,15) ve basınç darbeleri (2) için katsayı

1,7 = Esneklik sınırına göre güvenlik katsayısı

Sistemin karşılayabileceği P_{em} basınç emniyet sınırı :

Sistemde oluşacak maksimum basınç aşağıdaki gibi hesaplanır. Bar hesabı yapıldığı için "10" bölümlü ilave edilmiştir.

$$P_{max} = g_n \cdot [c_m \cdot (P+Q) + Q_r + P_{rh}] / 10 \cdot A_p \quad (\text{bar})$$

Yukarıda verilen et kalınlığı kontrolü formülü düzenlenirse, sistemin patlama basıncı bulunabilir.

$$e_{cyl} \geq (2,3 \cdot 1,7 \cdot P_{max} \cdot D) / (2 \cdot R_{p0,2}) + e_0$$

$$(e_{cyl} - e_0) \geq 1,96 P_{max} \cdot D / R_{p0,2}$$

$$(e_{cyl} - e_0) \cdot R_{p0,2} / (1,96 D) \geq P_{max}$$

$$P_{em} = 10 \cdot (e_{cyl} - e_0) \cdot R_{p0,2} / (1,96 D) \geq P_{max} \quad \text{bar olmalıdır. (Silindir için)}$$

$$P_{em} = 10 \cdot (e_{cyl} - e_0) \cdot R_{p0,2} / (1,96 d_e) \geq P_{max} \quad \text{bar olmalıdır. (Piston için)}$$

Piston ve silindirde hesaplanacak maksimum basınçlardan küçük olanı dikkate alınmalıdır. Bu kontrolün uygun çıkması, aynı zamanda oluşan basınca göre silindir ve piston et kalınlıklarının da uygun olduğu anlamına gelecektir. Uygunsuzluk, et kalınlıklarının uygun olmamasından kaynaklanacaktır. Ayrıca oluşacak basıncın en alt değerinin, pistonu geri basabilmesi için 10 barın üstünde olması gereklidir. Kabin boş ve dolu durumlarda oluşacak basınçlar aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_{min} = g_n \cdot (c_m \cdot P + Q_r + P_{rh}) / 10 \cdot A_p \quad (\text{bar}) > 10 \text{ bar olmalıdır.}$$

$$\sigma_0 = 0,8. \sigma_{Ak} = 520 \cdot 0,8 = 416 \text{ N/mm}^2$$

$R_{p0,2} = \sigma_{0,2} = (2/3) \cdot \sigma_{Ak} = 2 \cdot 520 / 3 = 346 \text{ N/mm}^2$ (Jager yöntemi) [St 52 malzeme Çelik 1040 karşılığına gelmektedir. Farklı çelik özelliklerinden dolayı çekme dayanımı (σ_{Ak}) 430-585 N/mm² değerlerini alabilir. Malzemenin esneklik sınırı değeri ($R_{p0,2} = \sigma_{0,2}$) olarak üretici firmaların belirttiği kendi değerlerinin kullanılması en uygun yol olacaktır. Bu değer Kleemann da $R_{p0,2} = 355 \text{ N/mm}^2$ olarak alınmaktadır]

$$Q_r = L_p \cdot q \text{ (kg)}$$

$$L_p = \text{silindirin boyu (m)}$$

$$q : \text{silindirin birim mesafesine düşen kütle}$$

$$A_p : \text{secilen silindirin alanı (cm}^2\text{)}$$

$$(2.3 \cdot 1.7 / 2) = 1,9$$

$$1 \text{ at} = 1 \text{ bar} = 10 \text{ N/cm}^2 = 0,1 \text{ N/mm}^2$$

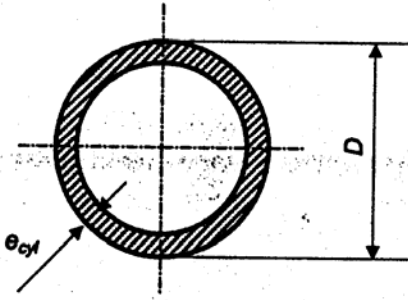
PİSTON ÖLÇÜLERİ								SİLİNDİR	
Ød mm	e mm	A mm ²	A _p mm ²	l mm	J mm ⁴	γ kg/m	POIDS JUNCTION kg	ØD mm	e _{oyl} mm
50	5	707	1963	16.00	181132	5.5	/	101.6	3.6
	7.5	1001		15.26	233134	7.8			
60	5	864	2827	19.53	329376	6.7	/	101.6	3.6
	7.5	1237		18.75	434883	9.6			
70	5	1021	3848	23.05	542415	7.9	10	114.3	4
	7.5	1472		22.26	729408	11.5			
80	5	1178	5026	26.58	832031	9.2	13	114.3	4
	7.5	1708		25.77	1134380	13.3			
	12	2563		24.41	1527870	20.0			
85	7.5	1826	5674	27.53	1383802	14.3	13	114.3	4
90	5	1335	6361	30.10	1210004	10.4	17	133	4.5
	7.5	1943		29.29	1667469	15.2			
	12	2940		27.90	2289205	23.0			
100	5	1492	7854	33.63	1688115	11.7	22	139.7	4.5
	7.5	2179		32.81	2346347	17.1			
	12	3317		31.40	3271075	25.9			
110	5	1649	9503	37.17	2278145	12.9	27	159	5
	7.5	2415		36.34	3188687	18.9			
	12	3694		34.91	4501764	28.9			
120	5	1806	11309	40.70	2991876	14.1	34	159	5
	7.5	2650		39.86	4212139	20.7			
	12	4071		38.42	6009542	31.8			
130	5	1963	13273	44.23	3841087	15.3	43	177.8	5.6
	7.5	2886		43.39	5434415	22.5			
	12	4448		41.93	7822664	34.7			
150	6	2713	17671	50.96	7047770	21.2	58	193.7	6.3
	10	4398		49.62	10830641	34.4			
160	10	4712	20106	53.15	13312499	36.8	76	219.1	8
180	10	5340	25447	60.21	19360065	41.7	105	244.3	8
200	10	5969	31416	67.27	27009843	46.6	115	273	10
238	14	9852	44488	79.35	62033201	76.9	159	323.9	12.5

SİLİNDİR VE PİSTON GENEL ÖLÇÜLERİ

4.5. SEÇİLEN SİLİNDİRİN ET KALINLIĞININ KONTROL EDİLMESİ

Seçilen silindirin et kalınlığı güvenli kalınlıktan fazla olmalıdır. Yukarıda silindir ve piston özellikleri tablosu verilmiştir.

Ölçüler mm 'dir



$$e_{cyl} \geq \frac{2,3 \cdot 1,7 \cdot p \cdot D}{R_{p0,2}} + e_0$$

- e_0 = Silindir çeperleri ve tabanları ve silindir ile (varsa) boru kırılma valfi arasındaki rijit borularda 1,0 mm
= Piston ve diğer rijit borularda 0,5 mm
- 2,3 = Sürtünme kayıpları (1,15) ve basınç darbeleri (2) için katsayı
- 1,7 = Esneklik sınırına göre güvenlik katsayısı

Silindir tabanı kalınlığı hesapları üretici tarafından yapılmalı veya tip uygunluğu belgesinde dayanım basıncı belirtilmiş olmalıdır. Bu değer sistemde hesaplanan maksimum basınçtan büyük olmalıdır. P değeri bar alınması halinde 10 bölümlü kullanılması gerektiği unutulmamalıdır.

4.6. KULLANILAN BORU VE HORTUMLARIN BASINÇ KONTROLÜ

- Kullanılan rijit boruların hesabı piston et kalınlığı formülü ile hesaplanır.
- Teleskopik pistonlar ikiden fazla kademeye ve senkronizasyon tertibatına sahipse, valfler arasındaki rijit borular ve bunların bağlantı elemanlarının hesaplanmasında ek bir güvenlik katsayısı olarak **1,3** hesaba katılmalıdır.
- Silindir ile geri dönüşsüz valf veya aşağı yön valfi arasındaki bağlantıda kullanılan bükülgen hortum, tam yük basıncı ve patlama basıncı arasındaki **güvenlik katsayısı en az 8** olacak şekilde seçilmiş olmalıdır. Silindir ile geri dönüşsüz valf veya aşağı yön valfi arasındaki bağlantıda kullanılan bükülgen basınç hortumları ve bağlantıları tam yük basıncının **5 katına** kadar hasar görmeden dayanabilmelidir.
- Tam yük basıncına göre seçilen hortumlar belirtilmeli ve hortum imalatçısı tarafından verilecek basınç değerleri dosyaya konmalıdır. Ayrıca hortumların üzerinde silinmeyecek şekilde deney basıncı, imalatçının adı ve deney tarihi bulunmalıdır

4.7. YAĞ DEBİSİ VE MOTOR GÜCÜ TESPİTİ

Daha önce piston üzerine etki eden kuvvete ve piston boyuna bağlı olarak tablodan piston çapı tespit edilmişti. Bu pistonun et kalınlığı ve bükülme kontrolü bundan önceki bölümde yapılmıştır. Uygun olan piston için gerekli yağ debisi ve bu debiyi sağlayacak motor gücü hesabı ise aşağıda verilen tablo kullanılarak yapılabilir.

Tablonun ortasında piston çapı bölümünün alt tarafında piston hızları vardır. Seçilen piston çapı ve hızı bölümünün üstüne gelen kısımda yağ debisi gösterilmiştir. Tablonun alt kısmında motor güçleri gösterilmiştir. Seçilen piston çapı ve hızına göre belirlenen yağ debisi aşağıda bir motor gücü sırasına karşılık gelmektedir. Bu sıradan motor gücü seçimi ise üst bölümdeki pistonu etki eden kuvvet ve yanında bulunan en büyük basınç sütununa göre yapılacaktır.

Örnek olarak daha önceden yapılan bir seçim sonucu 90/5 lik bir piston 0,31 m/s lik bir hız için seçilmiş olsun. Bu pistonun karşısına gelen yağ debisi 125 lt/dak dır. Bu debi alt kısımda motor bölümünde 4. Sıranın karşılığına gelmektedir. Kabin toplam ağırlığı, beyan yükü ve bağlantı tertibatları toplamı 1850 kg olsun. Bu durumda tablodan bir üst en yakın sütun olarak 1908 kg ve 32 bar sütünü seçilir. Bu sütunun motor kısmındaki 4. satır karşılığı motor gücü, 13 HP 9,5 KW dır. Böylece tablo kullanılarak motor gücü, yağ debisi ve maksimum basınç değeri elde edilmiş olur. Pratikte kullanılacak olan motor gücünün bu değerden az olmaması gerekir.

Çeşitli üreticilerin kendi pompa-motor guruplarına göre hesap yöntemleri vardır. Sonuç olarak bu hesap, motor-pompa gurubu verimliliğine bağlıdır. Her teknik gelişme daha verimli gurupların ortaya çıkmasına ve daha küçük motor güçleri ile çalışabilmesine yol açmaktadır.

Piston gurubunun temin edildiği üretici tarafından kullanılan hesap yönteminin kullanılması tavsiye edilir.

4.8. BORU KIRILMA VEYA DEBİ SINIRLAMA VALFİ ORTALAMA FREN HESABI

Boru kırılma valfi, aşağı yönde hareket eden kabini durdurabilmeli ve hareketsiz tutabilmelidir. Boru kırılma valfi en geç aşağı yön beyan hızı v ye $0,3$ m/s ilavesiyle bulunan hızda devreye girmelidir. Boru kırılma valfi, ortalama frenleme ivmesi $0,2$ ile $1 g_n$ olacak şekilde seçilmelidir. $2,5 g_n$ den büyük frenleme $0,04$ s den uzun sürmemelidir. Ortalama frenleme ivmesi aşağıdaki formülle hesaplanmalıdır.

$$a = (Q_{\max} \cdot c_m) / (6 \cdot A \cdot n \cdot t_d) \quad 0,2g_n < a < 1g_n \text{ olmalıdır.}$$

Q_{\max} :En büyük debi (lt/dak) (Motor seçim tablosundan veya üreticiden temin edilmelidir)

c_m : Askı katsayısı

A : Kaldırıcıda basıncın etkili olduğu alan (cm^2)

n : Bir boru kırılma valfine sahip paralel çalışan kaldırıcıların sayısı

t_d : Frenleme süresi

Değerler teknik belge dosyası tip kontrol belgesinden alınabilir.

4.9. HALAT VE MİL HESAPLARI

Halatlı sistemlerde elektrikli asansörlerde anlatılan halata gelen yük ve eşdeğer güvenlik katsayısına göre emniyet kontrolü yapılmalıdır. Halatlı sistemlerde genelde tek kasnak ve ikiden fazla halat kullanılacağı için D/d oranı minimum 40 , halat güvenlik katsayısı 12 alınabilir. Ancak daha fazla kasnak kullanılan bir sistemde muhakkak eşdeğer kasnak sayısına göre güvenlik oranı hesaplanarak kontrol yapılmalıdır.

Halat güvenlik katsayısı

$$S = T_{\min} / F_{\max} > S_f$$

$$F_{\max} = g_n \cdot [(P+Q+H) / (n \cdot i)] \quad (N)$$

T_{\min} = Kullanılan halatın en küçük kopma kuvveti

Hidrolik asansörlerde sürtünme ile tahrik söz konusu olmadığı için tahrik kabiliyeti hesapları gerekmez. Ancak halatların kasnak üzerinde oluşturdukları basınç kontrolü yapılmalıdır. Genelde kullanılan U yivli kasnaklar için :

$$(8 \cdot F_{\max}) / (D \cdot d \cdot \pi) < (12,5 + 4v) / (1 + v) \text{ şartı sağlanmalıdır.}$$

Kasnak mili kontrolü yapılmalıdır.

$$T_1 = T_2 = g_n \cdot (P+Q+H)$$

$$T_m = 2 \cdot T_1$$

Eğilme momenti

$$M = T_m \cdot L / 4$$

Mukavemet momenti

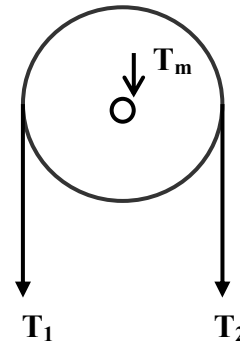
$$W = \pi \cdot d^3 / 32$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = M / W = (16 \cdot T_1 \cdot L) / (\pi \cdot d^3) < \sigma_{em} \text{ olmalıdır.}$$

L = Yataklar arası mil boyu mm

d = Mil çapı mm



$$T_1 = T_2$$

4.10. Dengeleme Ağırlığı Tespiti

Dengeleme ağırlığı varsa , bunun kütlesi askı tertibatının kopması durumunda hidrolik sistemdeki basıncın, tam yük basıncının iki katını aşmayacağı şekilde hesaplanmış olmalıdır. Birden fazla dengeleme ağırlığı mevcutsa, hesap için yalnız bir dengeleme ağırlığının askı tertibatının kopması göz önüne alınmalıdır.

$$2 \cdot g_n \cdot [c_m \cdot (P+Q) + Q_r + P_{rh} - G] / 10 \cdot A_p < P_{\max} = g_n \cdot [c_m \cdot (P+Q) + Q_r + P_{rh}] / 10 \cdot A_p$$

$$G < [c_m \cdot (P+Q) + Q_r + P_{rh}] / 2$$

Şartını sağlamalıdır. Bu değerden büyük dengeleme ağırlıkları kullanılamaz.