

*makale*

## **HİDROLİK ASANSÖRLERDE KULLANILAN HİDROLİK ÜNİTESİNİN SEÇİM VE DİZAYN HESAP ESASLARI**

**Recep DEMİRSÖZ**  
*Araş.Gör., İTÜ. Makina Fakültesi*

**M.Cüneyt FETVACI**  
*Araş.Gör.Dr., İTÜ. Makina Fakültesi*

**C.Erdem İMRAK**  
*Doç.Dr., İTÜ. Makina Fakültesi*

### **GİRİŞ**

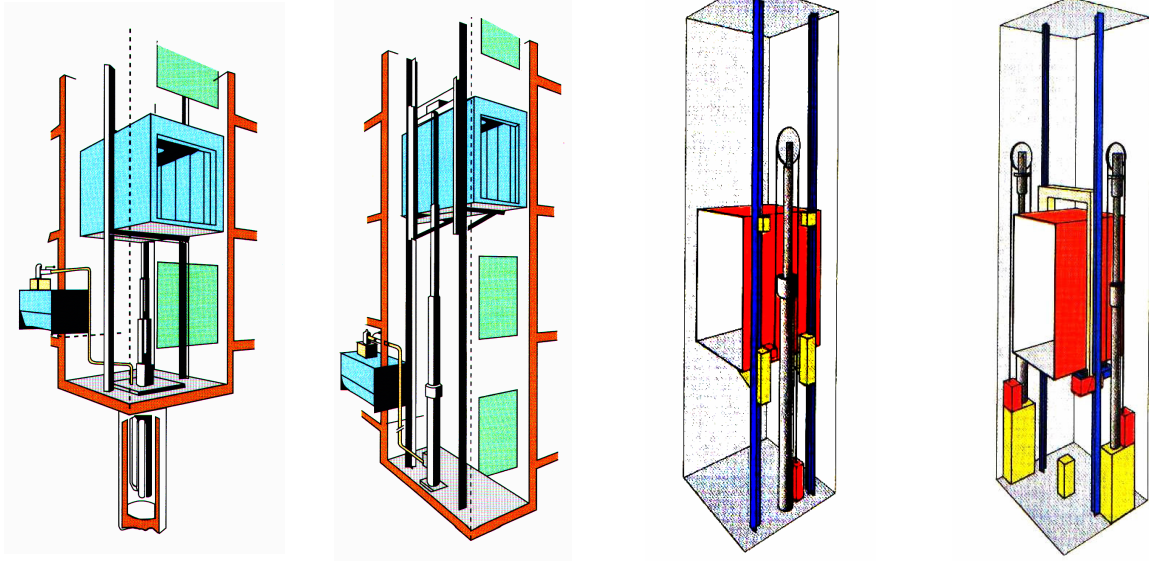
Hidrolik asansörler, tahrik yeteneğinin hidrolik pompa ünitesi tarafından sağlandığı asansör dizaynidir. Hidrolik yağının bir pompa ile kaldırma pistonlarına iletildiği ve kabinin direkt veya indirekt olarak pistonlar ile hareket ettirildiği sistemdir. Kaldırma yüksekliğini arttırmak için palangalı donanım da uygulanmaktadır. Yüksek taşıma mesafelerinde sadece indirekt sistemler kullanılabilir. İndirekt sistemlerde kabin hızı silindir hızının iki katı olduğu için yüksek hızlarda indirekt sistemler daha avantajlıdır [1].

Hidrolik asansörler modern bir icat olmayıp prensip olarak çok eskidir. Sıvı olarak ilk önceleri su, daha sonra yağ kullanılmıştır. Önceleri sadece fabrikalarda ve depolarda kısa irtifalı yük asansörü olarak tercih edilen hidrolik asansörler 1950 yıllarından itibaren yaygın olarak insan asansörü olarak da kullanılmaya başlanmıştır [2-5].

Hidrolik asansörlerin Türkiye'de uygulanması ise henüz yüzdelerle ifade edilemeyecek düzeydedir. Bugün için sadece kısa irtifalarda, büyük yüklerin taşınması gereken ve çatı problemleri olan yerlerde akla gelen hidrolik asansörler aslında Türkiye'de de çok eski zamanlarda tatbik edilmiştir. Bu çalışmada hidrolik asansörü oluşturan ve halatlı asansörden farklı olan hidrolik ünitelerindeki elemanların hesap ve seçim esaslarının incelenmesi ve örnek bir hesap yönteminin ortaya konulmasıdır.

### **HİDROLİK ASANSÖRLERİN SINIFLANDIRILMASI**

Hidrolik asansörler kaldırma kapasitesine, tesis edilecekleri binaların yüksekliğine ve bina fonksiyonuna göre dizayn edilirler. En uygun hidrolik asansörün seçimi için kabinin tahrik edilme yöntemine göre iki temel sistem değerlendirilir. Direkt tahrikli hidrolik asansörlerde silindir direkt olarak kabin süspansiyonuna bağlanmıştır ve silindirin çıkış-iniş hızı kabin hızına eşittir. Direkt tahrikli sistemler, merkezden tahrikli (Şekil 1a), yandan tahrikli tek pistonlu (Şekil 1b) olarak iki ana gruba ayrılmıştır [1,3,6,7].



(a) merkezden-direkt (b) yandan-direkt (c) yandan-indirekt (d) yandan-çift piston

Şekil 1. Direkt ve indirekt tahrikli hidrolik asansörler

İndirekt tahrikli hidrolik asansörlerde 1:2 palanga sistemiyle çalışma sonucu seyir mesafesi silindir strokunun iki katıdır. Kabin hızı da silindir çıkış-iniş hızının iki katıdır. Yüksek seyir mesafelerinde ve hızlarda indirekt tahrikli sistemler tercih edilir. Silindir kabin süspansiyonuna yandan indirekt olarak bağlanır. Kabini tahrik etmek için 1 veya 2 silindir kullanılabilir. İndirekt hidrolik asansörler üç tarzda tek pistonlu (Şekil 1c) iki pistonlu (Şekil 1d) ve karşı ağırlıktan tahrikli olabilir

### HİDROLİK ASANSÖRLERİN ELEMANLARI

Hidrolik asansörlerde, halatlı asansörlerde de kullanılan ortak elemanlardan farklı olarak, hidrolik güç ünitesi, hidrolik silindir (direkt veya indirekt tahrikli), valfler, ısı değiştiricisi, seviyeleme cihazı kullanılmaktadır [6-12].

**Hidrolik Güç Ünitesi :** Hidrolik asansörlerde kabinlerin istenen hızlarda ve kapasitelerde çalışmasında etkin olan eleman güç üniteleridir. Kapalı bir tank içinde bulunan hidrolik yağını bir dalgıç motor ve ona bağlı çelik filitreli pompa ile dağıtım ve kontrol valflerinden geçtikten sonra silindirlere ileten ve bir kısım ölçme cihazlarının bulunduğu birimdir. Güç ünitesinde ayrıca titreşim absorberleri ve bir el pompası da bulunabilir. Tank genellikle zeminden belli bir yükseklikte bulunur.

**Hidrolik Silindir :** Hidrolik asansörlerde kabin doğrudan veya halat donanımıyla, pompa tarafından enerji kazandırılmış hidrolik yağının silindirlere etkimesiyle hareket ettirilir. Genellikle kullanılan silindirler tek tesirli, özel durumlarda ise çift tesirli olarak seçilir. Senkron teleskopik silindir tek etkili, özel dizaynı sayesinde üniform taşıma hızlarında çalışan, kademelerin uzatma ve geri çekme hızları birbirine eşit olan silindir tipidir. İki ve üç kademeli olarak üretilen senkron teleskopik silindir muhtelif ebadı bulunmaktadır. Yer sorunun bulunduğu hidrolik kaldırma sistemlerinde bu tip silindirler sıkça kullanılmaktadır.

**Valfler :** Hidrolik güç ünitesi üzerinde bulunan valfler aşağı ve yukarı yönlerde asansörün bütün hareketlerini kontrol etmektedirler. Boru kapatma valfi silindirden tanka dönen yağın akışını aşağı yönde hızın çok fazla olması veya boruda kaçak olması durumunda

durdurmaktadır. Valf basınç farkı ile çalıştığı için elektrik bağlantılarına ihtiyaç duymamaktadır.

**Isı Değiştiricisi :** Hidrolik asansör sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricileri yoğun trafiğe sahip binalarda kullanılan yağın aşırı ısınmasını önlemek amacı ile kullanılmaktadır. Kompakt dizaynı ve az gürültüye sahip olması ısı değiştiricilerinin makina dairesine monte edilmelerine olanak sağlamaktadır. Asansörün kullanılmadığı hallerde yağ sıcaklığının istenen sıcaklığın altına düşmesi söz konusu ise rezistanslı ısıtıcılar yağın istenen sıcaklığa yükseltilmesi amacı ile kullanılmaktadır.

**Seviyeleme Cihazı :** Hidrolik asansörde seviyeleme cihazının kullanılmasının sağladığı avantajlar, seviyeleme çubuğunun temas tablasına değmesi sonucunda kat hizasında iyi bir tolerans ile durabilmesini sağlaması ve asansörün mevcut kat konumundan aşağıya kayması halinde seviyeleme çubuğu tablanın alçak kısmı ile temas ederek, pompaya çalışma sinyali olarak aktarmasıyla asansör tekrar yukarı çıkarak yeniden kat seviyesine yükselmesini sağlamaktır.

## HİDROLİK ASANSÖR HESAP ESASLARI

Hidrolik asansörlerin konstrüksiyonunda halatlı asansörlerde de kullanılan (kılavuz ray, tampon, indirekt tahrikli sistemdeki halat ve makara, kabin) gibi elemanların hesap esasları aynıdır. Fakat hidrolik üniteye bulunan elemanlardan hidrolik silindir, yağ tankı, pompa ve motor, soğutma hesapları bu çalışmada ele alınacaktır [1, 11-14].

### Hidrolik Silindir Seçimi

Direkt tahrikli pistonlarda piston üstüne etkiyen toplam kuvvet veya indirekt tahrikli pistonlarda makara aksına etkiyen toplam kuvvet T ve burkulma mesafesi L<sub>0</sub> tespit edilerek, Şekil 2'de görülen grafikler üzerinden piston seçimi gerçekleştirilir. Toplam kuvvet direkt veya indirekt tahrikli pistonun kullanılması durumuna göre ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

Direkt tahrikli piston durumunda :

$$T = \frac{(Q + P_3) \cdot g}{n_r \cdot 10} \text{ [daN]} \quad (1a)$$

İndirekt tahrikli piston durumunda :

$$T = \left[ \frac{(Q + P_3 + P_r) \cdot c_m}{n_r} + P_{rh} \right] \frac{g}{10} \text{ [daN]} \quad (1b)$$

Burada, taşınan yük Q [kg], kabin ve süspansiyon toplam ağırlığı P<sub>3</sub> [kg], halat ağırlığı P<sub>f</sub> [kg], piston kafasına bağlı makara ve şasisinin ağırlığı P<sub>rh</sub> [kg], palanga oranı c<sub>m</sub> ve piston adedi n<sub>r</sub> ile ifade edilmiştir.

Burkulma mesafesi direkt veya indirekt tahrikli pistonun kullanılması durumuna göre ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

Direkt tahrikli piston durumunda :

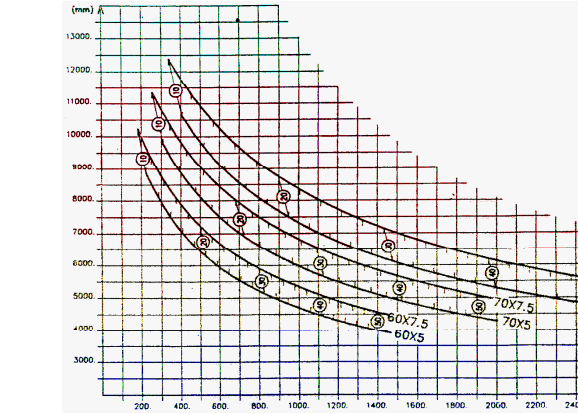
$$L_0 = L_c + E_{ip} + E_{sp} + 4 \text{ [cm]} \quad (2a)$$

İndirekt tahrikli piston durumunda :

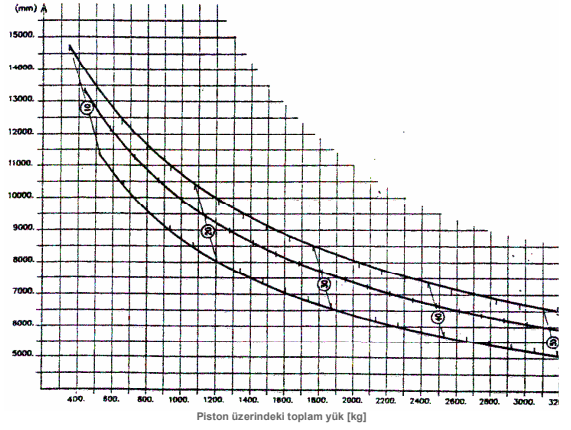
$$L_0 = \frac{L_c}{C_m} + E_{ip} + E_{sp} + L_1 + 4 \quad [\text{cm}] \quad (2b)$$

Burada Şekil 3'de görülen kabin seyir mesafesi  $L_c$  [cm], pistonun en alt kat aşırı seyir mesafesi  $E_{ip}$  [cm], pistonun en üst kat aşırı seyir mesafesi  $E_{sp}$  [cm] olup minimum 5 cm alınır ve indirekt pistonun tepesiyle makara aks merkezi arasındaki mesafe  $L_1$  [cm] ile ifade edilmiştir.

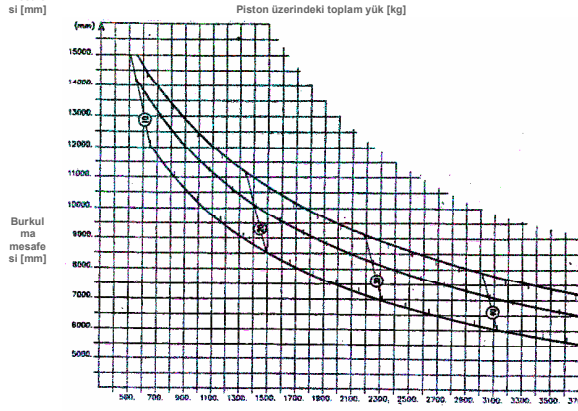
Kabinin tam yüklü halde en alt kat aşırı seyir mesafesi, kabin tamponunun çökmesiyle hesaplanır. Pistonun en alt kat aşırı seyir mesafesi, tamamen kapanmış haldeki tampon durumu için hesaplanarak belirlenmelidir. Pistonun en üst kat aşırı seyir mesafesi piston dibinin silindir tepesine değdiği durum için hesaplanır. İndirekt etkili pistonların kullanıldığı halde ise, kabinin en üst kat aşırı mesafesi, pistonun en üst kat aşırı seyir mesafesinin palangalama oranıyla çarpılarak bulunur [1, 11].



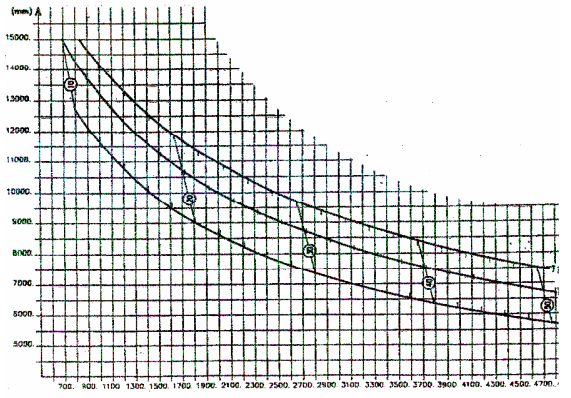
Burkulma mesafesi [mm]



Burkulma mesafesi [mm]



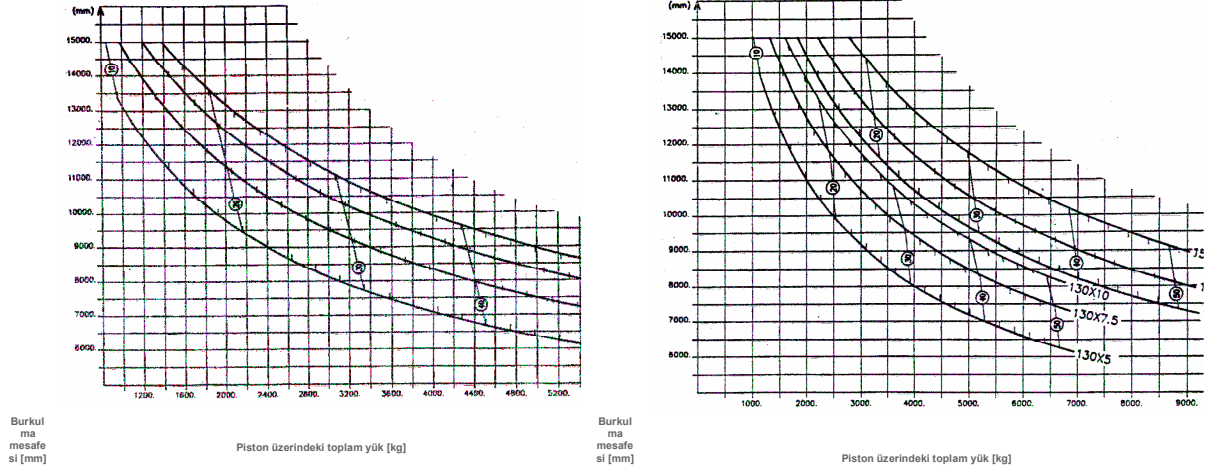
Burkulma mesafesi [mm]



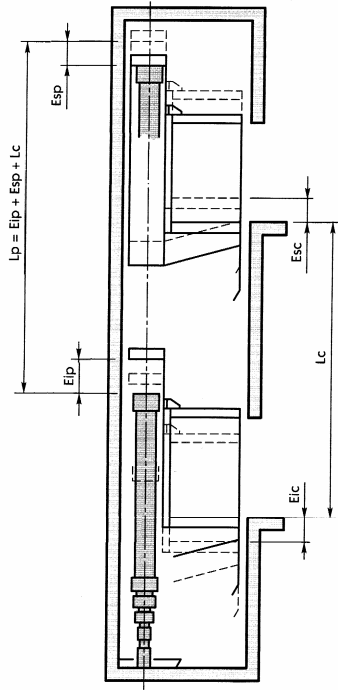
Burkulma mesafesi [mm]

Piston üzerindeki toplam yük [kg]

Piston üzerindeki toplam yük [kg]



Şekil 2. Piston seçim grafikleri



Şekil 3. Hidrolik asansör boyutları

### Efektif Burkulma Kuvveti

Seçilen pistonun burkulma yüküne göre kontrol edilmesi gerekmektedir. Bunun için piston ağırlığı da dikkate alınarak, piston üzerine etkiyen kuvvet hesap edilerek, burkulma kuvveti narinlik derecesinin 100 değerinden büyük veya küçük olması durumuna göre kontrol edilmektedir. Piston toplam stroku direkt veya indirekt tahrikli pistonun kullanılması durumuna göre ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

Direkt tahrikli piston durumunda :

$$L_p = L_0 - 4 \text{ [cm]} \quad (3a)$$

İndirekt tahrikli piston durumunda :

$$L_p = L_0 - L_1 - 4 \text{ [cm]} \quad (3b)$$

Bir piston bağlantısının ağırlığı  $P_{gs}$ , piston parçalarının adedi  $N (=1,2,3)$  ve pistonun metre başı ağırlığı  $q$  Tablo 1'den alındığında piston ağırlığı,

$$P_r = \frac{L_p}{100} \cdot q + P_{gs} \cdot (N-1) \text{ [kg]} \quad (4)$$

ile ifade edilir. Narinlik derecesi, burkulma mesafesi  $L_0$  [cm], kesit alanı  $F$  [cm<sup>2</sup>] ve kesit atalet momenti  $J$  [cm<sup>4</sup>] alınarak,

$$\lambda = \frac{L_0}{\sqrt{J/F}} \quad (5)$$

bulunur. Narinlik derecesi değerine göre efektif burkulma kuvveti ayrı ayrı hesaplanmakta ve kritik değer ile karşılaştırılmaktadır [14].

$$F_5 = 1.4 \cdot \left[ c_m \left( \frac{Q + P_3 + P_f}{n_r} \right) + 0.64 \cdot P_r + P_{rh} \right] \cdot \frac{9.81}{10} \text{ [daN]} \quad (6a)$$

$$\lambda \geq 100 \text{ durumunda} \quad F_5 \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{2 \cdot L_0^2} \quad (6b)$$

$$\lambda < 100 \text{ durumunda} \quad F_5 \leq \frac{F}{2} \cdot \left[ R_m - (R_m - 2100) \cdot \left( \frac{\lambda}{100} \right)^2 \right] \quad (6c)$$

Burada  $R_m$ , çekme gerilmesidir ve değeri 510 N/mm<sup>2</sup> olarak alınabilir.

### Emniyet Faktörünün Kontrolü

EN 81-2 standardında belirtildiği üzere aşırı basınç faktörü olarak ifade edilen Eulero emniyet katsayısı 1.4 alındığında, hidrolik asansörlerde kullanılan pistonların seçim hesabında kullanılan emniyet faktörü 2.8 olarak kullanılmaktadır [14]. Seçimi yapılan hidrolik pistonun gerçek emniyet faktörü, silindir üzerindeki maksimum yük durumuna göre hesaplanır. Silindir üzerindeki maksimum yük,

$$T_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_0^2} - \frac{0.64 \cdot P_r \cdot g}{10} \text{ [daN]} \quad (7)$$

olarak hesaplanır ve gerçek emniyet faktörü ise

$$g_E = \frac{T_{\max}}{T} > 2.8 \text{ ifadesiyle elde edilir.}$$

### Tam yükte statik basınç

Tablo 1. Tek tesirli pistonun teknik özellikleri

PISTON		PISTON									SİLİNDİR			YAĞ HACMI	
		ød	ød <sub>1</sub>	es	A	F	J	i	q	P <sub>gs</sub>	D	ecyl	P <sub>gc</sub>	Q <sub>c</sub>	Q <sub>r</sub>
TİPİ		[mm]	[mm]	[mm]	[cm <sup>2</sup> ]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm]	[kg/m]	[kg]	[mm]	[mm]	[kg]	[dm <sup>3</sup> /m]	[dm <sup>3</sup> /m]	
D - E - F	60x5	60	50	5	28,27	8,63	32,93	1,95	6,77	7	88,9	3,6	4,5	2,8	4,2
	70x5	70	60	5	38,48	10,21	54,24	2,30	8,01	9	101,6	3,6	4,5	3,9	3,1
	70x7,5		55	7,5		14,72	72,94	2,22	11,56						
	80x5	80	70	5	50,27	11,78	83,20	2,65	9,25	12	101,6	3,6	4,5	5,0	2,0
	80x7,5		65	7,5		17,08	113,43	2,57	13,41						
	80x12		56	12		25,63	152,78	2,44	20,12						
	90x5	90	80	5	63,62	13,35	121,00	3,01	0,48	16	114,3	4,0	5,0	6,4	2,5
	90x7,5		75	7,5		19,43	166,74	2,92	15,25						
	90x12		66	12		29,40	228,92	2,79	23,08						
	100x5	100	90	5	78,54	14,92	168,81	3,36	11,71	20	127,0	4,5	5,3	7,9	3,1
	100x7,5		85	7,5		21,79	234,63	3,28	17,11						
	100x12		76	12		33,17	327,10	3,14	26,04						
	110x5	110	80	5	95,03	16,49	227,81	3,71	12,94	25	146,0	5,0	6,5	9,5	5,0
	110x7,5		75	7,5		24,15	318,86	3,63	18,96						
110x12	66		12	36,94		450,17	3,49	28,98							
A - B - C - G - H	60x5	60	50	5	28,27	8,63	32,93	1,95	6,77	7	101,6	3,6	3,5	2,8	4,2
	70x5	70	60	5	38,48	10,21	54,24	2,30	8,01	9	114,3	4,0	4,5	3,8	5,0
	70x7,5		55	7,5		14,72	72,94	2,22	11,56						
	80x5	80	70	5	50,27	11,78	83,20	2,65	9,25	12	114,3	4,0	4,5	5,0	3,8
	80x7,5		65	7,5		17,08	113,343	2,57	13,41						
	80x12		56	12		25,63	152,78	2,44	20,12						
	90x5	90	80	5	63,62	13,35	121,00	3,01	10,48	16	133,0	4,5	5,0	6,4	5,7
	90x7,5		75	7,5		19,43	166,74	2,92	15,25						
	90x12		66	12		29,40	228,92	2,79	23,08						
	100x5	100	90	5	78,54	14,92	168,81	3,36	11,71	20	139,7	4,5	5,3	7,9	5,6
	100x7,5		85	7,5		21,79	234,63	3,28	17,11						
	100x12,5		76	12		33,17	327,10	3,14	26,04						
	110x5	110	100	5	95,03	16,49	227,81	3,71	12,94	25	159,0	5,0	7,0	9,5	7,9
	110x7,5		95	7,5		24,15	318,86	3,63	18,96						
	110x12		86	12		36,94	450,17	3,49	28,98						
	120x5	120	110	5	113,10	18,06	299,18	4,07	14,18	32	159,0	5,0	7,0	11,3	6,1
	120x7,5		105	7,5		26,50	421,21	3,98	20,80						
	120x12		96	12		40,71	600,95	3,84	31,96						
	130x5	130	120	5	132,73	19,63	384,10	4,42	15,40	41	177,8	5,6	8,3	13,3	8,5
	130x7,5		115	7,5		28,86	543,44	4,33	22,65						
130x12	106		12	44,48		782,26	4,19	34,92							
150x6	150	138	6	176,71	27,14	704,77	5,09	21,30	55	193,7	5,9	8,6	17,7	8,3	
150x10		130	10		43,98	1083,06	4,96	34,58							
180x10	180	160	10	254,47	53,40	1936,00	6,02	41,92	100	244,5	8,0	15,5	25,4	14,1	
200x10	200	180	10	314,16	59,69	2700,98	6,72	44,50	110	273,0	10,0	15,0	31,4	18,9	
238x14	238	210	14	444,88	98,52	6203,33	7,93	77,34	150	323,9	12,5	49,8	44,5	25,7	

A : merkezden direkt tesirli      C : indirekt yandan tesirli      E : direkt yandan tesirli (1:1) G: merkezden direkt tesirli-çift silindir

B : direkt yandan tesirli      D : indirekt yandan tesirli (2:1)      F : direkt tesirli (1:1)      H: indirekt yandan tesirli – vidalı tabla

Silindirler için tam yükte meydana gelen statik basınç hesaplanması gereken ilk basınç değeridir. Asansörlerin değişik çalışma koşullarında tavsiye edilen minimum basınç 20 bar ve maksimum basınç değerleri apartmanlardaki asansörler için pst £ 35 bar ve endüstriyel tesislerdeki asansörler için pst £ 45 bar alınmaktadır. Tam yükte statik basınç değeri, Tablo 1'den bulunan piston kesit alanı A [cm<sup>2</sup>] kullanılarak,

$$p_{st} = \left[ \left( \frac{Q + P_3 + P_f}{n_r} \right) \cdot c_m + P_r + P_{rh} \right] \frac{1}{A} \cdot \frac{g}{10} \text{ [bar]} \quad (9)$$

ve boş kabinin basıncı ise

$$p_v = \left[ \left( \frac{P_3 + P_f}{n_r} \right) \cdot c_m + P_r + P_{rh} \right] \frac{1}{A} \cdot \frac{g}{10} \text{ [bar]} \quad (10)$$

ile ifade edilmektedir. Boş kabinin ağırlığından kaynaklanan basıncın maksimum değeri, kullanılan valf grubuna göre > 12 bar veya > 5 bar olmalıdır.

### Kullanılan Yağın Hacimlerinin Hesabı

Hidrolik asansörün güç ünitesinde kullanılacak yağ hacimleri, sistemde çevrim için gerekli ve hidrolik silindiri doldurmak için gerekli yağ miktarı olarak hesaplanmaktadır. Tank içindeki kullanılabilir yağ kapasitesi, pistonun tamamen dışarı çıkması için gereken yağ miktarına göre hesaplanır. Bu kapasitenin % 10 fazlasının tank içinde bulunması tavsiye edilir. Çevrimdeki yağ miktarı, her metre strok için gerekli çevrimdeki yağ miktarı  $Q_c$  değeri Tablo 2'den seçilen piston için alınarak,

$$Q_{tc} = Q_c \cdot \frac{L_p}{100} \text{ [dm3]} \quad (11)$$

olarak hesaplanır. Her metre silindir doldurmak için gerekli yağ miktarı Tablo 2'den seçilen piston için alındığında silindiri doldurmadaki yağ miktarı,

$$Q_{tr} = Q_r \cdot \frac{L_p}{100} \text{ [dm3]} \quad (12)$$

dir.

Silindiri doldurmadaki yağ miktarı asansörlerin normal kullanımında silindir içinde kalan yağ miktarı olarak tanımlanır. Eğer silindirin içindeki tüm yağın boşaltılması gerekirse, yağ tankı içinde yeterli hacim olup olmadığı kontrol edilmeli, aksi halde artacak yağ için yedek bir kap temin edilmelidir.

### Sistemdeki Ağırlıkların Hesaplanması

	Ød mm	60	70	80	90	100	110	120	130	150	180	200	238
	es mm	5	5   7.5	5   7.5   12	5   7.5   12	5   7.5   12	5   7.5   12	5   7.5   12	5   7.5   12	6   10	10	10	14
A	$Q_{po}$ kg	48	52	56	61	63	98	99	105	129	164	168	305
	$Q_{pl}$ kg/m	16	20   24	21   25   32	25   30   38	27   33   41	33   39   49	34   40   52	40   47   59	49   62	90	112	180
B	$Q_{po}$ kg	26	30	36	40	47	63	64	70	94			
	$Q_{pl}$ kg/m	16	20   24	21   25   32	25   30   38	27   33   41	33   39   49	34   40   52	40   47   59	49   61			
C	$Q_{po}$ kg	14	16	56	61	63	98	99	105	129	164	168	305
	$Q_{pl}$ kg/m	16	20   24	21   25   32	25   30   38	27   33   41	33   39   49	34   40   52	40   47   59	49   62	90	112	180
D	$Q_{po}$ kg	26	30	36	40	47	63	A : merkezden direkt tesirli B : direkt yandan tesirli					
	$Q_{pl}$ kg/m	16	20   24	21   25   32	25   30   38	27   33   41	29   35   45						
E	$Q_{po}$ kg	14	16	21	28	32	43	A : merkezden direkt tesirli B : direkt yandan tesirli					
	$Q_{pl}$ kg/m	16	20   24	21   25   32	25   30   38	27   33   41	29   35   45						



F	Q <sub>po</sub> kg	48	52	56	61	63	98	C : indirekt yandan tesirli																												
	Q <sub>pl</sub> kg/m	14	17	21	19	23	30	22	27	35	26	32	40	29	35	45	D : indirekt yandan tesirli (2:1)																			
G	Q <sub>po</sub> kg	60	66	70	78	80	116	117	137	168	230	242	404	E : direkt yandan tesirli (1:1)																						
	Q <sub>pl</sub> kg/m	31	39	3	40	44	51	49	54	62	51	57	65	57	63	73	52	58	70	82	89	101	96	109	178	208	278	F : direkt tesirli (1:1)								
H	Q <sub>po</sub> kg	14	16	21	G : merkezden direkt tesirli-çift silindir																															
	Q <sub>pl</sub> kg/m	16	20	24	21	25	32	H : indirekt yandan tesirli – vidalı tabla																												

Tablo 2. Strok için silindir ağırlığı ve ilave her metre strok için silindir ağırlığı

Hidrolik asansör sisteminde yer alan piston, silindir ve silindir içindeki yağın ağırlığı hesap edilmektedir. Pistonun toplam ağırlığı, Tablo 2'de verilen strok için silindir ağırlığı Q<sub>po</sub> [kg], ilave her metre strok için silindir ağırlığı Q<sub>p1</sub> [kg/m] ve bir silindir bağlantısının ağırlığı P<sub>gc</sub> [kg] dikkate alındığında,

$$Q_{tp} = Q_{po} + P_{gs} + P_{gc} + Q_{p1} \cdot \frac{L_p}{100} \text{ [kg]} \quad (13)$$

olarak hesaplanabilir. Toplam boş silindir ağırlığı ise (4) ve (13) ifadelerinden

$$Q_{tcyl} = Q_{tp} - P_r \text{ [kg]} \quad (14)$$

bulunur. Silindir içindeki yağ ağırlığı ise her metre strok için gerekli çevrimdeki yağ miktarı Q<sub>c</sub> [dm<sup>3</sup>/m] ve her metre silindir doldurmak için gerekli yağ miktarı Q<sub>r</sub> [dm<sup>3</sup>/m] kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Q_{il} = (Q_r + Q_c) \cdot \frac{L_p}{100} \cdot (\gamma = 0.88) \text{ [kg]} \quad (15)$$

### Güç Ünitesi Seçimi

Pompa-motor grubunun karakteristikleri, tablolar yardımıyla tam yük statik basıncına, kabin hızına, 50 veya 60 Hz frekansına ve 2 veya 4 kutuplu motorun devir sayısına göre seçilir. Tablo 3'de güç ünitesi teknik özellikleri görülmektedir [1]. Pompa akışı, kabin hızına ve piston tipine göre belirlenir. Piston hızı ise direkt tahrikli piston için v<sub>p</sub> = v<sub>c</sub> ve indirekt tahrikli piston için v<sub>p</sub> = v<sub>c</sub> / cm olarak hesaplanır.

Tablo 3. Silindir çapına ve hızına göre pompa ve motor seçimi

		NOMİNAL POMPA KAPASİTESİ [lt/dak]																RAM HIZI [m/s]		
		25	30	35	43	55	75	100	125	150	180	210	250	300	360	430	500		600	720
RAM ÇAPI [mm]	30	0,20	0,26	0,30	0,36	0,45	0,61	0,85	1,00	1,20	1,50	1,70	2,00							
	60	0,14	0,17	0,20	0,25	0,30	0,42	0,60	0,70	0,85	1,00	1,20	1,40	1,70	2,00					



25	30	35	43	55	75	100	125	150	180	210	250	300	360	430	500	600	720
----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Motor gücü tam yükteki silindir içindeki statik basınca göre belirlenir. Maksimum dinamik basınç düşüşü 7 bar dikkate alınarak güç ünitesi seçimi yapılır. Silindir içindeki basınç düşmesi, boru hattı içinde basınç düşüşü  $p_t$ , mekanik sürtünmeden kaynaklanan basınç düşüşü  $p_m$  (=1.5 bar), boru kaçak valfindaki basınç düşüşü  $p_{vc}$  (=1.5 bar) ve güç ünitesi çıkışı ile silindir tepesi arasındaki piezometrik yükseklik  $H$  olmak üzere,

$$p_t + p_m + p_{vc} + \frac{\gamma \cdot H}{10} \leq 7 \quad [\text{bar}] \quad (16)$$

ile ifade edilir.

Silindir içindeki yağın birim metre için hacmi												
Ød	60	70	80	90	100	110	120	130	150	180	200	230
$V_{cyl}$ $dm^3/m$	7,00	8,87	8,87	12,08	13,42	17,44	17,44	21,80	25,99	41,01	50,27	70,17
A $cm^2$	28,27	38,48	50,27	63,62	78,54	95,03	113,10	132,73	176,71	254,47	314,16	444,88
Boru hattı içindeki yağın birim metre için hacmi												
Boru hattı boyutu	Çelik boru				Hortum							
	Ø35	Ø42	1"	1"1/4	1"1/2	2"						
$V_{cyl}$ $dm^3/m$	0,71	1,02	0,51	0,79	1,14	2,03						

Tablo 4. Silindir ve boru hattı içindeki yağın birim hacmi [ $dm^3/m$ ]

### Piston Yerdeğiştirmesi

Piston üzerindeki yükün artması, silindir ile dönüş valfi arasındaki hidrolik devre içindeki yağ hacminde azalmaya neden olur. Piston tam dışarda iken silindir içindeki yağın hacmi  $V_{cyl}$ , Tablo 4'de verilen pistonun birim metre başına hacmiyle piston strokunun çarpılmasıyla elde edilir. Boru hattı içindeki yağın hacmi  $V_t$ , hidrolik güç ünitesiyle silindir girişi arasında kullanılacak çelik boru ve hortum tipine ve uzunluğuna bağlı olarak Tablo 4'de verilen değerler ile hesaplanır[1, 13]. Silindir içindeki hacim ise  $V_0 = V_{cyl} + V_t$  [ $dm^3$ ] olarak elde edilir.

Basınç değişiminden kaynaklanan piston yerdeğiştirmesi, silindir içindeki hacim değeri, hidrolik yağ sıkıştırma katsayısı ( $b = 0.00009 \text{ cm}^2/\text{daN}$ ) ve basınç değişimi  $D_p$  veya kübik yağ genleşme katsayısı ( $a = 0.0009 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ) ve sıcaklık değişimi  $D_t$  dikkate alındığında

$$a = \frac{V_0 \cdot \beta \cdot \Delta p}{A} \cdot 1000 \quad [\text{cm}] \quad (17a)$$

$$a = \frac{V_0 \cdot \alpha \cdot \Delta t}{A} \cdot 1000 \quad [\text{cm}] \quad (17b)$$

ve buna bağlı olarak kabin yerdeğiştirmesi ise ile bulunur.

### Termal Balans Hesabı

Hidrolik asansörün termal balans hesabı, asansörün ortalama çalışma şartında ve makina dairesinin ortalama havalandırma durumunda ve ortam sıcaklığının 30°C aşmadığı hallerde yapılmaktadır. Güç ünitesindeki motorun çalışma sıklığı bir saatte asansörün toplam yukarı/aşağı sefer sayısının yarısı olarak hesaplanır. Makina dairesi sıcaklığı TA, düzeltme katsayısı ( ), Tablo 5'de verilen güç ünitesi tipine bağlı ısı değişim katsayısı A1, tek silindir için ısı değişim katsayısı A2 , boru hatları için ısı değişim katsayısı A3 olmak üzere asansör sefer sayısı,

$$n = \frac{A_1 + A_2 + A_3}{(Q + P_3) \cdot L_c} \cdot 23025 \cdot R \quad [\text{adet/saat}] \quad (18)$$

dir.

Soğutma gücü, (18) ifadesi ve talep edilen asansörün saatte kalkış adedi N dikkate alındığında,

$$C = \frac{L_c \cdot (Q + P_3) \cdot (N - n)}{431} \quad [\text{watt}] \quad (19)$$

olarak bulunur.

Güç ünitesi tipine göre												
Debi	55 lt/dak		75 lt/dak		150 lt/dak		216 lt/dak		432 lt/dak		600 lt/dak	
A <sub>1</sub>	5.7		7.5		16		24		32		52	
Silindir içindeki yağın birim metresi için												
Ød	60	70	80	90	100	110	120	130	150	180	200	230
A <sub>2</sub>	4.80	5.40	5.40	6.30	6.60	7.50	7.50	8.40	9.15	11.55	15.30	16.34
Boru hattı tipine göre												
Boru hattı boyutu	Çelik boru						Hortum					
	Ø28	Ø30	Ø35	Ø38	Ø42		Tüm çaplar					
A <sub>3</sub>	1.31	1.41	1.65	1.79	1.98	0.52						

Tablo 5. Hidrolik güç ünitesinde ısı değişim katsayıları

## HİDROLİK ASANSÖR ÖRNEK HESABI

630 kg (8 kişilik) taşıma kapasiteli, ağırlığı olan 750 kg kabin süspansiyonunun kullanıldığı 10.5 m seyir mesafesinde 0.7 m/s hızla saatte 140 sefer için çalışacak 2:1 indirekt tahrikli hidrolik asansör tesisinin, askı halat ağırlığı 20 kg, pistonun en alt aşırı seyir mesafesi 13 cm, pistonun en üst kat aşırı seyir mesafesi 7 cm ve makina dairesi ortam sıcaklığının 35°C olduğu, güç ünitesiyle silindir arasındaki mesafede, 5.0 m boyunda 35 mm'lik çelik boru ve 5.0 m boyunda 1"1/4 lik hortum bulunduğu ve piezometrik yükseklik 7.7 metre olduğu durum için gerekli hidrolik ünitenin seçim ve dizayn hesapları aşağıdaki gibi yapılmaktadır.

Toplam kuvvet :

$$T = [(630 + 750 + 20) \cdot 2 + 60] \frac{9.81}{10} = 2860 \quad [\text{daN}]$$

Burkulma mesafesi :

$$L_0 = \frac{1050}{2} + 7 + 13 + 25 + 4 = 574 \quad [\text{cm}]$$

Bulunan toplam kuvvet ve burkulma mesafesine bağılı olarak grafikten (Şekil 2)  $\text{Æ}110 \times 5$  (tam yükte statik basıncı 31 bar) ve  $\text{Æ}100 \times 5$  (tam yükte statik basıncı 37 bar) okunur.  $\text{Æ}100 \times 5$  hidrolik silindirin statik basıncı 35 bar değerinden fazla olduğundan diğer silindir seçilir. İndirekt tahrikli piston durumunda (3b) ifadesinden cm bulunarak, piston ağırlığı (4) ifadesiyle ve Tablo 1'de yer alan tek tesirli pistonun metre başı ağırlığı değeri 12.94 kg/m alındığında

$$P_r = \frac{545}{100} \cdot 12.94 = 71 \quad [\text{kg}]$$

olarak bulunur. Narinlik derecesi (5) ifadesinden elde edilir.

$$\lambda = \frac{545}{\sqrt{227.81/16.49}} = 146.63 > 100$$

Narinlik derecesi 100'den büyük çıktığından efektif burkulma kuvveti (6a) ve (6b) ifadeleriyle kontrol edilmelidir.

$$F_5 = 1.4 \cdot \left[ 2 \left( \frac{600 + 750 + 20}{1} \right) + 0.64 \cdot 71 + 60 \right] \cdot \frac{9.81}{10} = 3990.3 \leq \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \times 10^6 \cdot 227.81}{2 \cdot 574^2} = 7165 \quad [\text{daN}]$$

Silindir üzerindeki maksimum yük, (7) ifadesi kullanılarak hesaplanır.

$$T_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \times 10^6 \cdot 227.81}{574^2} - \frac{0.64 \cdot 20 \cdot 9.81}{10} = 7152.44 \quad [\text{daN}] \text{ olarak hesaplanır ve gerçekte}$$

emniyet faktörü ise

$$g_E = \frac{14317.44}{2860} = 5 > 2.8$$

dir. Tam yüklü haldeki statik basınç (9) ifadesi ve Tablo 1'de seçilen hidrolik silindir için  $A = 95.03 \text{ cm}^2$  alınarak

$$p_{\text{st}} = \left[ \left( \frac{630 + 750 + 20}{1} \right) \cdot 2 + 71 + 60 \right] \frac{1}{95.03} \cdot \frac{9.81}{10} = 30.28 < 35 \text{ bar dir. Boş kabinin pistonda yarattığı basınç (10) ifadesinden}$$

$$p_v = \left[ \left( \frac{750 + 20}{1} \right) \cdot 2 + 71 + 60 \right] \frac{1}{95.03} \cdot \frac{9.81}{10} = 17.28 < 12 \text{ bar}$$

bulunur. Çevrimdeki yağ miktarı, Tablo 1'den her metre strok için gerekli çevrimdeki yağ miktarı 9.5 dm<sup>3</sup>/m alınarak, (11) ifadesinden

$$Q_{tc} = 9.5 \cdot \frac{545}{100} = 51.78 \text{ [dm}^3\text{]}$$

dir. Ancak gerçek halde ise tank kapasitesi dm<sup>3</sup> olacak şekilde seçilmelidir. Silindiri doldurmadaki yağ miktarı, Tablo 1'den seçilen piston için her metre silindir doldurmak için gerekli yağ miktarı 7.9 dm<sup>3</sup>/m alındığında (12) ifadesi,

$$Q_{tr} = 7.9 \cdot \frac{545}{100} = 43.06 \text{ [dm}^3\text{]}$$

dir. Pistonun toplam ağırlığı, strok için silindir ağırlığı 98 kg ve ilave her metre strok için silindir ağırlığı 33 [kg/m] olarak Tablo 1'den seçilen piston için alındığında (13) ifadesinden

$$Q_{tp} = 98 + 0 + 0 + 33 \cdot \frac{545}{100} = 277.85 \text{ [kg]}$$

bulunur. Boş silindirin ağırlığı ise,

$$Q_{teyl} = 277.85 - 71 = 206.85 \text{ [kg]}$$

dir. Tam strokta bulunan pistonun altında biriken yağın ağırlığı (15) ifadesinden,

$$Q_{tl} = (9.5 + 7.9) \cdot \frac{545}{100} \cdot (0.88) = 83.45 \text{ [kg]}$$

olarak bulunur. Piston hızı, 0.7 m/s değerindeki kabin hızı dikkate alındığında 0.35 m/s olarak bulunmaktadır. Tablo 2'de  $\text{Æ}110$  mm piston çapı için en yakın hız değeri olan 0.36 m/s değeri esas alındığında, pompa debisi 210 lt/dak bulunur ve pompa gücü olarak 14.7 kW değeri elde edilir. Silindir içindeki basınç düşmesi (16) ifadesinden

$$2.08 + 1.5 + 1.5 + \frac{0.88 \cdot 7.7}{10} = 5.76 \leq 7$$

elde edilir. Piston tam dışarda iken silindir içindeki yağın hacmi Tablo 4 yardımıyla  $V_{cyl} = 5.5 \cdot 17.44 = 95.92$  dm<sup>3</sup>dir. Silindir içindeki hacim ise  $V_t = 5 \cdot 0.71 + 5 \cdot 0.79 = 7.5$  dm<sup>3</sup> dir. Bu durumda silindir içindeki hacim ise,

$$V_0 = 95.92 + 7.5 = 103.42 \text{ [dm}^3\text{]}$$

olarak hesaplanır. Basınç değişiminden kaynaklanan piston yerdeğiştirmesi ise, (17a) ifadesinden

$$a = \frac{103.42 \cdot 0.00009 \cdot (30.28 - 17.28)}{95.03} \cdot 1000 = 1.27 \text{ [cm]}$$

ve buna bağı olarak kabin yer değiştirmesi,  $a_c = 1.27 \cdot 2 = 2.54$  cm olacaktır. Tablo 5 yardımıyla gerekli 210 lt/dak debiyi sağlayan güç ünitesi için ısı değişim katsayısı  $A_1 = 24$ , tek silindir için ısı değişim katsayısı ise  $A_2 = 6.6 \cdot 5.5 = 36.3$  ve boru hatları için ısı değişim katsayısı  $A_3 = 5 \cdot 1.65 + 5 \cdot 0.52 = 10.85$  olarak hesaplanır. Bu durumda (18) ifadesinden asansör sefer sayısı,

$$n = \frac{24 + 36.3 + 10.85}{(630 + 750) \cdot 10} \cdot 23025 \cdot (1 - (35 - 30) \cdot 0.02) = 107$$

dir. Asansörün talep edilen saate 140 kalkış yapacağı dikkate alındığında soğutma gücü (19) ifadesinden,

$$C = \frac{10.5 \cdot (630 + 750) \cdot (140 - 107)}{431} = 1109.4 \text{ [watt]}$$

yani 954.8 Kcal/h olacaktır.

## SONUÇ

Hidrolik asansörler, düşük malzeme maliyetleri ve bakım ücretleri, statik hesaplarında kolaylık, yüksek taşıma kapasitesi ihtiyaçlarını karşılayabilme, sessiz çalışma, hassas kat ayarı ve otomatik seviyelendirme, darbesiz kalkış ve duruş gibi sahip oldukları avantajlar nedeniyle binalarda ve tesislerde kullanım imkanı bulmuşlardır. Türkiye'de hidrolik asansörlerin sanayileşmiş ülkelerin düzeyinde olmasa bile yakın bir gelecekte belli pazar payına ulaşacağı aşikardır. Ancak bu asansörlerin verimli olabilmesi için çok değişik tip ve karakterde yapılabilen hidrolik asansörlerin seçiminde asansör mühendislerinin amacına uygun sistemin özelliklerine vakıf olmaları gerekmektedir.

Bu çalışmada hidrolik asansörün temel elemanlarından olan hidrolik silindir, hidrolik güç ünitesinin seçimi ve boyutlandırılması için kullanılabilecek bir hesap yöntemi önerilmiş ve bir örnek hesap ele alınmıştır. Böylece asansör mühendislerine güvenilirliği, montaj ve bakım kolaylığı bulunan hidrolik asansörleri projelendirilmelerinde ve elemanlarını seçmede kolaylık sağlanmıştır.

## KAYNAKÇA

1. İmrak, C.E., Gerdemeli, İ., 2000. Asansörler ve Yürüyen Merdivenler, Birsen Yayınevi, İstanbul.
2. **Texier, G.**, 1972. Asansör Tesisleri, Çev. U. Köktürk, Birsen Kitabevi, İstanbul.
3. **Strakosch, G.R.**, 1982. Vertical Transportation : Elevators and Escalators, 2nd Edition, John Wiley & Sons, New York.
4. **Day, P.H.**, 2000. Transportation Systems in Buildings, CIBSE Guide D, CIBSE Pul., Norwich.
5. **Hadorn, E.**, 1986. "Use of Proportional Valves for Hydraulic elevators", Elevator Technology, IAEE publ. s. 111-115.

- 6. Inglis, J.,** 1995. "Hydarulic Lifts", Elevator Technology 6, IAEE publ. s. 153-164.
- 7. Walker, E.J., Donoghue, E.A.,** 1992. Vertical Transportation Standards, 7th Edition, National Elevator Industry Inc, New Jersey.
- 8. Tagliabue, P.** 1996. "Improving Safety in Hydarulic Lifts", Elevator Technology 7, IAEE publ. s. 241-248.
- 9. Mazzoni, V.,** 1990. "Starting Control for Hydraulic Lift Motor", Elevator Technology 3, IAEE publ. S. 152-159.
- 10. Küntscher, D.,** 1989. Aufzuganlagen, VEB Verlag Technik, Berlin.
- 11. İmrak, C.E.,** 2000. "Hidrolik Asansörler ve Yapıları", Asansör Dünyası, Sayı:37, Eylül/Ekim 2000, s.82-86.
- 12. Barney, G.C., Cooper, D.A., Inglis, J.,** 1997. Elevator and Escalator Micropedia, IAEE Publ., Kendal.
- 13. Donoghue, E.A.,** 1990. Handbook on A17.1 Safety Code for Elevators and Escalators, ASME Publ., New York.
- 14. N.N.** 1990. TS EN-81-2 Asansörler- Güvenlik Kuralları, İnsan ve Yük Asansörlerinin Yapım ve Montajı için Bölüm 2- Hidrolik Asansörler, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara.