

Hidrolik asansörlerin çoğunda yüksek yağ sıcaklığı problemi kendini göstermektedir. Çoğunlukla çözüm bir soğutucu kullanılarak giderilmeye çalışılır. Aşırı durumlarda mekanik valfler elektronik olanlarla değiştirilir. Gerçekte ise çoğu ısı probleminin altında yanlış güç ünitesi tasarımı, kötü kuyu anahtarlama mesafeleri, yetersiz makina odası tasarımı, yanlış valf ayarları gibi nedenler vardır. Sık kullanılmayan asansörlerde meydana gelen ısı problemleri genellikle asansör sisteminde yapılacak küçük düzeltmelerle giderilebilir.

SICAKLIK VE VISKOZİTE İLİŞKİSİ

Yağ viskozitesi hidrolik sistem bileşenlerinin ömürlerine ve sistem performansına etki eden çok önemli bir özelliktir. Petrol ürünü yağların viskozite değeri sıcaklık ile ters orantılıdır. Bu nedenle viskozite veya sıcaklık sınırları belirlenirken dikkatli

Tablo 2. Değişik Çalışma Ortamlarında Kullanılan Viskozite Sınıfları[3].

ISO viskozite sınıfı	Tipik çalışma sıcaklığı ortamı
VG 22	Soğuk iklimler
VG 32	Orta Avrupada kış koşulları
VG 46	Orta Avrupada yaz koşulları
VG 68	Yüksek çevre sıcaklıkları
VG 100	Son derece yüksek çevre sıcaklıkları

Tablo 3. VG Değerine Göre Sıcaklık Sınırlarındaki Değişimler (VI=100)

Viskozite	cSt (SUS)	Sıcaklık (VG68)	Sıcaklık (VG46)	Sıcaklık (VG32)	Sıcaklık (VG22)
Minimum kabul edilebilir	20 (98)	70°C	61°C	52°C	43°C
	25 (119)	63°C	55°C	47°C	38°C
Minimum Optimum	30 (142)	58°C	50°C	42°C	33°C
Maksimum Optimum	100 (465)	33°C	25°C	18°C	11°C
Maksimum kabul edilebilir	150 (695)	26°C	20°C	12°C	5°C
	200 (927)	21°C	14°C	8°C	2°C

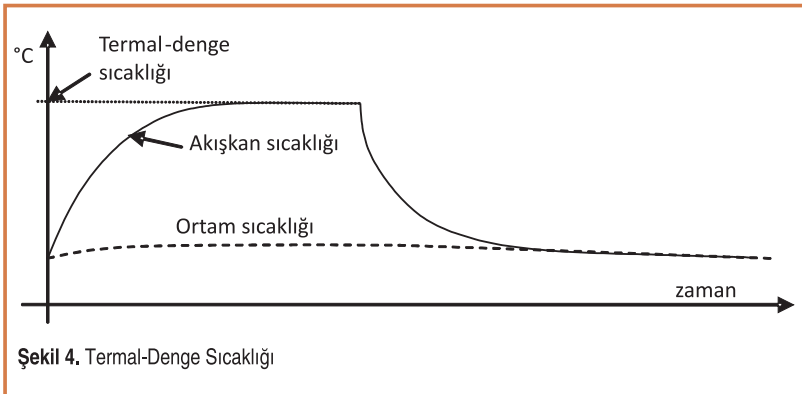
davranılması gereklidir. Viskozite sınıfı (ISO VG), çalışma şartları ve çevre sıcaklığı göz önüne alınarak doğru seçilmelidir. Çevre sıcaklığı göz önüne alınarak minimum ve asansör kullanım sıklığı göz önüne alınarak maksimum yağ sıcaklıkları belirlenebilir. Asansör uygulamalarında kullanılan ISO VG sınıfları Tablo 2’de verilmiştir (İmalatçı firmalar tarafından önerilen VG belirli bir ortam sıcaklığı için geçerlidir. Değişen ortam sıcaklıklarında kullanılan yağın VG değerinin de değiştirilmesi gerektiği unutulmamalıdır). VG’den farklı olarak

yağın viskozite indeksi (VI) de hidrolik yağ seçiminde önemlidir. VI değeri arttıkça yağın sıcaklık değişimine karşı gösterdiği viskozite değişim oranı düşer. Çalışma sıcaklık aralığı arttığında yüksek VI değerine sahip yağlar tercih edilir.

Sıcaklığın artmasıyla kontrol valflerinin performansı yanında pompa ve motorun da performanslarında düşüş olacağı unutulmamalıdır. Çok genel bir kural olarak mekanik valfler yağ sıcaklığında oluşacak 12°C ile 15°C artışları tolere edebilir ve iyi performans verirler (ISO VG 46, VI 100). Elektronik valflerde ise bu rakam 35°C civarındadır. Hidrolik yağın viskozite indeksi değeri (VI) arttığında (>130) bu sıcaklıklar 20°C ve 40°C değerlerine ulaşabilirler. Yağ sıcaklık değişim aralığını mümkün olduğu kadar dar tutmak gerekse de, verilen sıcaklık sınırlarında iyi ayarlanmış valfler yüksek performansda çalışırlar. Asansör kontrol valflerinin el kitapçıklarında verilen çalışma aralığı valfin bu sınırlar içinde ayar yapılarak kullanılabileceğini gösterir. Valfin 0°C ile 70°C arasında tek bir ayarlamayla yüksek sürüş kalitesi vereceği manasını taşımaz. Tablo 3’te VI 100 değerinde değişik ISO VG’ye sahip hidrolik yağlar için optimum ve kabul edilebilir sıcaklık sınırları verilmiştir.

TERMAL DENGE HESABI

Hidrolik asansör sabah ortam sıcaklığındaki hidrolik yağ ile çalışmaya başlar. Sonraki 2 ile 4 saat içerisinde yağ sıcaklığı maksimum değere doğru tırmanır ve sonrasında yatay bir sıcaklık değerine asimtotik olarak yaklaşır (Şekil 4). Bu



durumda hidrolik sistem termal-denge sıcaklığına ulaşmıştır ve hidrolik sistemin üretmiş olduğu ısı miktarı sistemden taşınım ve ışıınım yoluyla kaybolan ısı miktarına eşittir. İlerleyen zamanlarda yağ sıcaklığı gece boyunca soğuyarak ortam sıcaklığına eşit duruma gelir. Bu durum hidrolik asansör sistemlerde görülen çok genel bir ısı-döngüdür. Burada ulaşılan denge sıcaklık değeri asansörün kullanım sayısına ve ortam sıcaklığına bağlı olarak değişir. Güç ünitesi tasarımında önemli kriterlerden biri termal dengeye kabul edilebilir bir sıcaklık değerinde sadece doğal taşınım vasıtasıyla ulaşılmasıdır.

Termal denge sıcaklığının doğru hesaplanabilmesi için aşağıdaki parametreler göz önüne alınmalıdır.

Hızlanma ve yavaşlama ivmelenme süreleri genellikle 1.5 2 s (0.6 m/s²) civarında olmakla birlikte, bu zamanlar genellikle

$$t_3 = \frac{TD - \frac{v_3 - t_2}{2} - \frac{(v_3 + v_5) - t_4}{2} - v_5 \times t_5 - \frac{v_5 + t_6}{2}}{v_3} \quad (2)$$

$$t_{total} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 \quad (3)$$

Güç Ünitesi Tarafından Üretilen Isıl Güç

Motor ve pompa verimlilikleri (η_m, η_p): Verimlilik oranı motor gücü arttıkça artar. Motor verimlilikleri %85 ile %93 ve vidalı pompa verimlilikleri genellikle %75 ile %81 civarındadır. Daldırma motor verimlilikleri ise %65 ile %80 arasında değişir. Daldırma motor ve pompa dolayısıyla yağa aktarılan ısı gücü Eş. (4) de verilmiştir.

$$W_{M,P} = \text{Motor gücü} * (1 - \eta_m * \eta_p) \quad (4)$$

Basınç düşmesi (dP): Basınç düşmesi nedeniyle üretilen ısı gücü Eş. (5) ile hesaplanabilir.

Tablo 4. Termal Denge Hesabında Dikkate Alınması Gereken Parametreler

1- Ortam sıcaklığı (15 – 35°C)	10- Ortalama seyahat mesafesi, TD (= $k_L * L$)
2- Akışkan sıcaklığı	11- Ortalama seyahat yükü ($k_{yük} * G$)
3- Ortalama döngü sayısı (10 – 40)	12- Motor verimleri, $\eta_{daldırma} = \%65-80, \eta_{normal} = \%85-93$
4- Ortalama yükseklik faktörü, $k_h \sim 0.7$	13- Pompa verimi, $\eta_p = \%75-81$
5- Ortalama yük faktörü, $k_{yük} \sim 0.5$	13- Toplam basınç düşmesi (dP: 2 – 8 [bar])
6- Seyahat mesafesi, L [m]	14- Havalandırma
7- Taşınan kütle (G [kg])	15- Tank yerleşimi
8- Asansör hızı, v [m/s]	16- Tank tasarımı
9- Seyahat zamanları, t_i [s]	17- Debi, Q [l/dak]

Tablo 5. Mekanik ve Elektronik Valfler İçin Tipik Seyahat Zamanları

	By-pass (t_1) [s]	Hızlanma (t_2) [s]	Yavaşlama (t_4) [s]	Seviyeleme (t_5) [s]	Durma (t_6) [s]
Mekanik valf	1 – 4 ¹	1.5 – 2 ¹	1.5 – 2.5 ¹	1 – 4 ¹	0.4
Elektronik valf	0.5 – 1.5 ¹	1.5 – 2.5 ²	2 – 3 ²	0.5 – 1.5 ¹	0.4

¹ Sıcaklık ve basınç aralığına bağlı olarak değişir. ² Hıza bağlı olarak değişir. t_3 : maks hızda seyahat süresi

elektronik valflerde yumuşak geçişler nedeniyle daha uzundur. Tablo 5'te tipik seyahat zamanları verilmiştir. Saatte yapılabilecek maksimum seyahat sayısı (z), kapıların açılıp kapanma sürelerini de ekleyerek aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$Z = 60 / (2 * \text{Seyahat süresi [dak]} + 1) \quad (1)$$

Toplam seyahat süresi t_{total} , (2) ve (3) eşitliklerinden bulunabilir.

$$W_{basınç düşmesi} = \sum dp * Q \quad (5)$$

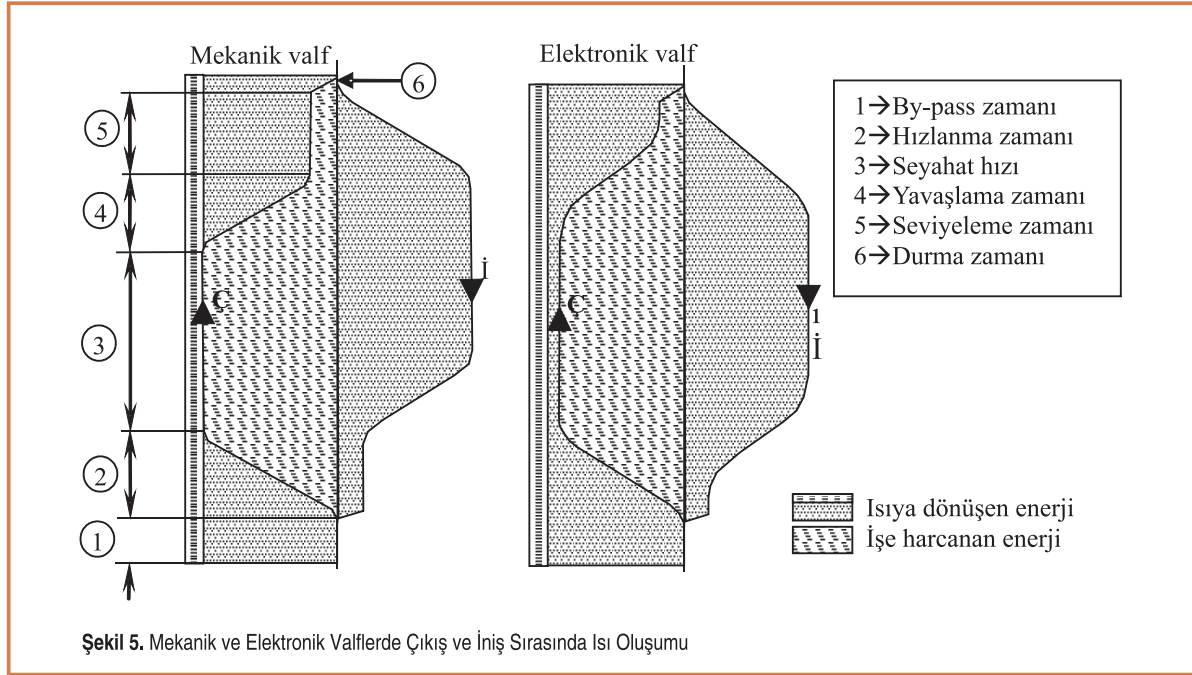
By-pass nedeniyle üretilen toplam ısı gücü: Şekil 5'te hidrolik asansörde ısı oluşum aşamaları şematik olarak gösterilmiştir. Bu şekilden anlaşıldığı üzere, yukarı çıkış sırasında by-pass süresince (1) basınçlandırılan akışkanın tamamı tanka geri gönderilmektedir. Bu durum çok aşırı miktarda ısı oluşturmaktadır. Benzer şekilde hızlanma (2), yavaşlama (4) ve seviyeleme (5) süreçlerinde de bir kısım yağ by-pass yapıldığından ısı oluşumu söz konusudur. Elektronik

valflerde bu duruma ilaveten debinin %5 ile %7 kadarlık bir kısmı seyahat hızında (3) asansörü kontrol edebilmek amacıyla by-pass edilir. Bu durum elektronik valflerde ekstra ısı oluşumuna neden olur. Diğer bir yandan, elektronik valflerin basınç ve sıcaklık değişimlerinden bağımsız olarak sağladığı sabit hareket zamanları (by-pass, hızlanma vs.), bu valfleri kullanan ünitelerin daha az ısı üretmelerine neden olur. Ayrıca toplam seyahat süresi sabit kaldığından neticede daha az enerji harcarlar. Çıkış sırasında, motor ve pompa verimlilikleride aynı zamanda ısı oluşumuna etki ederler. Bu durum Şekil 5'te dar bir şekilde gösterilmiştir. Değişik süreçlerdeki ısı oluşum güçleri aşağıdaki eşitlik ile

$$W_i = M * g_L * k_L \quad (9)$$

Güç Ünitesi Tarafından Ortama Yayılan Isı

Tank ve silindirlere yayılan ısı: Isı taşınımı ortam ve tank arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak artar. Isı taşınımı hesapları genellikle empirik formüller ve tablolar yardımıyla bazı kabuller yapılarak sonuçlandırılır. Şekil 6(a) da durgun hava ortamında düz yüzeyler için bazı tipik ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Şekilde aynı zamanda yüzeylerin hava akımına maruz kalmaları halinde bir çarpanda tanımlanmaktadır [5]. Yağın kaybettiği ısı gücü aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir.



hesaplanabilir. Burada $Q_{i-by-pass}$, tanka by-pass edilen akışkan debisi ve P_i , seyahat sürecindeki basınçtır^[4,7].

$$W_{by-pass} = \sum_{i=1}^6 P_i = P_i * Q_{i-by-pass} \quad (6)$$

Çıkış sırasında üretilen toplan ısı gücü;

$$W_c = W_{MP} + W_{by-pass} + W_{basinç} \text{ basınç düşmesi} \quad (7)$$

Pratik olarak elektrik motor gücünün %15 ile %20 değerinin ısı güce çevrildiği kabul edilerek kaba bir hesap yapılabilir. Yaklaşık bir değer ise aşağıdaki formülasyon ile bulunabilir ($k = k_L * k_{yak}$):

$$W_c \text{ [kW]} = \frac{M \text{ [kg]} * g \left[\frac{m}{s^2} \right] * h \text{ [m]} * z * k}{340000} \quad (8)$$

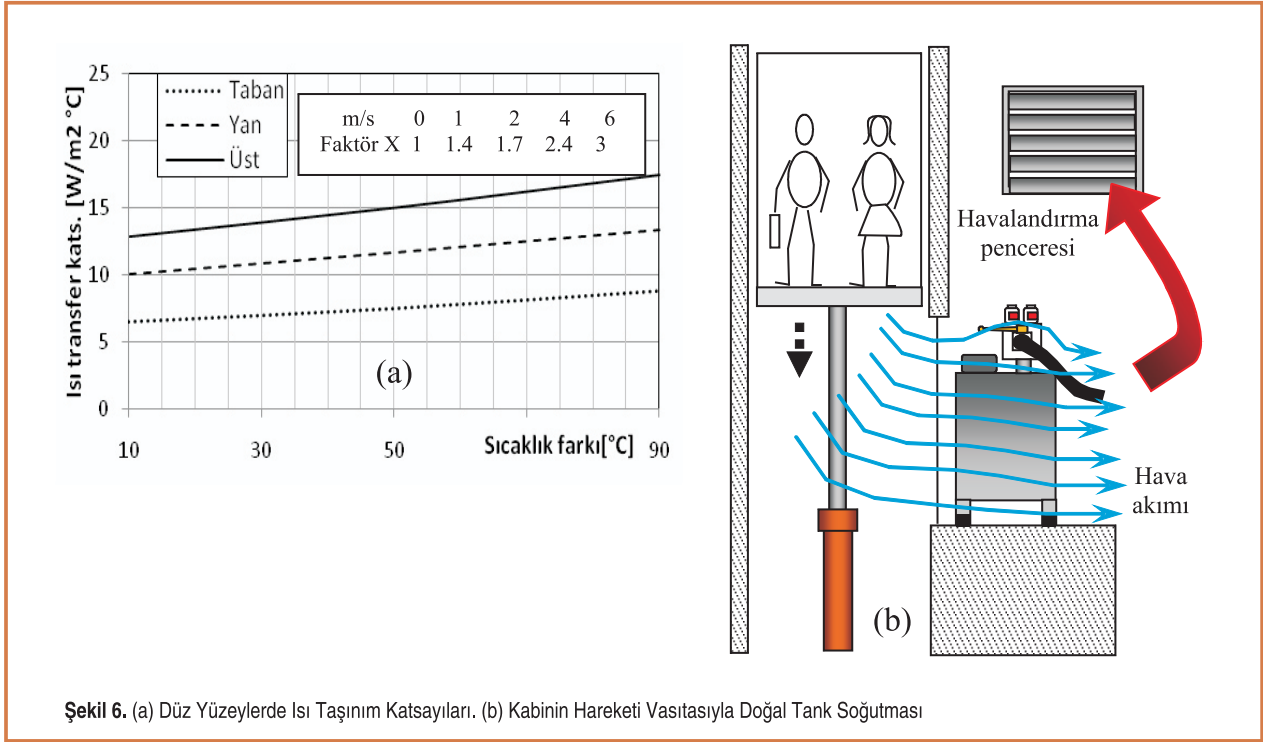
İniş sırasında oluşan ısı gücü: İniş sırasında asansör sisteminin sahip olduğu potansiyel enerjinin büyük bir kısmı ısıya dönüşür. Genel bir eşitlik aşağıdaki gibi verilebilir;

$$W_{yay_tank} = h * A_{tank} * (T_{yağ} - T_{M.odası}) \quad (10a)$$

$$W_{yay_silindir} = h * A_{silindir} * (T_{yağ} - T_{Kuyu}) \quad (10b)$$

W : Yayılan ısı güç, h : ısı transfer katsayısı (0.0090 - 0.012 kW/m²°C), A : Yüzey alanı, T : sıcaklık.

Hava akımına maruz tankın ısı kaybı: Çoğu asansör uygulamalarında makine odası kuyunun hemen yanında yer alır. Kabin her hareketinde kuyu içinde bir pompalama hareketi yapar, yani üstündeki havayı iterken altındaki havayı emer veya tam tersi durum söz konusudur. Kabinin bu pompalama hareketinden doğan havalandırma gücü tankın üzerine yönlendirilerek, tankın soğumasına ve makine odasının havalandırılmasında kullanılabilir. Bu durum şematik olarak Şekil 6 (b) de gösterilmiştir. Kuyunun üst kısmında ve makine odasında bulunan pencereler sayesinde serin ve temiz havanın sistemde sirkülasyonu sağlanır. Bu duruma doğal hava akımı adı verilmiştir.



Zaman boyutlu termal-denge hesabı: Termal hesaplama genellikle kritik bir koşulda, örneğin yağ ve ortam sıcaklıkları sınır değerlerinde seçilerek (55°C ve 30°C), saatteki döngü sayısına göre hesaplanır. Eğer üretilen ısıl güç ortama yayılandan daha fazlaysa, bunların farkı kadar soğutma kapasitesine sahip bir soğutucu sisteme eklenir. Bu tip bir hesaplamada sıcaklığın zamana bağlı değişimi ihmal ettiğinden dolayı sağlıklı çözümler tanımlamaz. Bu nedenle zamana bağlı sıcaklık değişimini veren aşağıdaki denklem kullanılabilir[6].

$$T_D = \frac{E_{\text{üret}}}{\sum h * A} * \left(1 - e \left(- \frac{\sum hA}{\sum cM_{\text{Total}}} t \right) \right) + T_{D_i} * e \left(\frac{\sum hA}{\sum cM_{\text{Total}}} t \right) \quad (11)$$

$E_{\text{üret}}$, üretilen ısıl güç [kW], t : zaman [h], c : özgül ısı kats.(mineral yağ : 1,88 kJ/kg°C, tank: 0,5 kJ/kg°C), M_{Total} : toplam kütle [kg], T_D : sıcaklık farkı [°C], T_{D_i} (başlangıç T_D değeri), h : ısı transfer kats [kW/m²°C] and A : yüzey alanı [m²].

$t \rightarrow \infty$ için T_D maksimum değerine ulaştığından termal denge sıcaklığı Eş.(12) den bulunur.

Tablo 6. İtme ve Çekme Tip Asansörlerde Kullanılan Parametreler

	İtme	Çekme		İtme	Çekme
Kabin [kg]	1215		Pompa verimi	80	
Yük [kg]	630		Hız [m/s]	0.62	
Karşı ağı. [kg]	-	1495	Yağ yoğ. [kg/m³]	850	
Seyahat mesafesi [m]	9		Yağ özgül ısı. [kJ/kg °C]	1.88	
Pis. çapı [m]	0.1	100/55	$k_{\text{yük}}$	0.5	
Motor gücü [kW]	16	9,5	k_L	0.7	
Motor verimi	88/77	88/74	Sürtünme katsayısı	0.07	
Debi [l/dak]	146	102	Oda sıcaklığı [°C]	27	
P_{min} [bar]	32	14	Hortum çapı [mm]	38.1	25.4
P_{maks} [bar]	47.7	36.6			

$$T_D = \frac{E_{\text{loss}}}{\sum h * A} \quad (12)$$

daldırma veya dış motor kullanılması, mekanik veya elektronik valf tercihi, doğal ve sürekli hava akımı etkileri grafiklerle gösterilmiştir.

Tablo 7. z=40 Döngü/h için Kullanılan Ortalama Seyahat Süreçleri

[s]	t ₁	t ₂	t ₄	t ₅	t ₆
Mekanik valf	2.9	1.7	1.7	3.3	0.3
Elektronik valf	1.4	2.1	2.1	0.4	0.3

SONUÇ

Tablo 6 ve 7 de özellikleri verilen itme ve çekme tip (karşı-ağırlıklı) indirekt asansörler termal-denge sıcaklığının tasarım farklılıklarına bağlı olarak değişimini göstermek amacıyla incelenmiştir. Bu simülasyonlarda akışkan hacmi pompa debisinin (Q) katları olarak alınmıştır. Döngü sayısı,

Tablo 6 incelendiğinde çekme tip asansörde karşı-ağırlık nedeniyle motor gücü ve pompa debisinin %40.6 ve %30.1 oranında düştüğü görülmektedir. Bu durum güç ünitesinin daha az ısı üretmesini sağlamaktadır. Tablo 7’de ortalama seyahat zamanları verilmiştir.

