

# HİDROLİK ASANSÖRLERDE TERMAL-DENGE VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İLİŞKİSİ

**K. Ferhat ÇELİK**

**Murad KUCUR**

Blain Hydraulics GmbH, Almanya

İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

## ÖZET

Asansör pazarında yaşanan rekabet enerji verimliliğinin sadece kullanım sırasında harcanan enerjiye indirgenmesi sonucunu doğurmuştur. Bunun bir sonucu olarak konvansiyonel hidrolik asansörler enerji verimliliği açısından en alt katagoriye yerleştirilmiştir. Gerçekte asansörlerin enerji verimlilikleri; boşa ve kullanım halinde harcanan enerjinin yanında, servis ve bakım-onarımdan kaynaklanan maliyetlerin enerji eşdeğerlerini de içeren bir bütündür.

Hidrolik asansör tasarımı enerji sarfiyatına etki eden önemli bir faktördür. Yağ sıcaklığının kontrol altında tutulması enerji sarfiyatını iyileştiren, sürüş performansını ve servis ömrünü arttıran önemli etkenlerden biridir. Karşı-ağırlık hidrolik asansör sistemlerinde şimdiye kadar sık kullanılmamakla birlikte, değişen pazar stratejilerine karşı enerji sarfiyatını düşürebilmek amacıyla artan oranlarda kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle yoğun olarak kullanılan asansörlerde karşı-ağırlığa sahip sistemler kullanılarak termal-denge sıcaklığı ve enerji sarfiyatı önemli oranlarda azaltılabilir.

Bu makalede, hidrolik asansörlerde termal-denge sıcaklığı gözetilerek yapılan tasarımların ve karşı-ağırlık kullanılmasının enerji verimliliğine etkileri incelenmiştir.

## 1. GİRİŞ

Konvansiyonel hidrolik asansörler, 6 veya 7 kata kadar servis verebilen düşük maliyetli asansör çözümdür<sup>[1]</sup>. Genellikle karşı-ağırlık bulundurmadıklarından kurulumları kolaydır, az servis gerektirirler, yüksek güvenilirlik ve emniyet sağlarlar. Buna karşılık enerji sarfiyatları, eşdeğer bir halatlı asansöre göre daha fazladır. Fakat sağladıkları avantajlar, enerji sarfiyatından doğan ve genellikle senelik 50 TL ile 150 TL arasındaki maliyetleri elimine ettiğinden alçak binalarda tercih edilirler.

Hidrolik asansör sistemlerinde hidrolik akışkan enerjilendirilerek kabinin istenen yüksekliğe çıkması sağlanır. Pompa, bir elektrik motoru vasıtasıyla mekanik enerjiyi akışa, hidrolik sistemin akışa gösterdiği direnç de bunu basınç enerjisine dönüştürür. Dolayısıyla hidrolik sistem gerçekte bir enerji transfer sistemidir. Doğal olarak enerji bir formdan diğerine transfer edilirken oluşan kayıplar nedeniyle bir kısım enerji ısıya dönüşerek yağın sıcaklığının artmasına neden olur. Hidrolik yağ bu oluşan ıstıyı tanka, borulama sistemine ve nihayetinde çevreye transfer eder.

Hidrolik asansör ünitelerinde çoğunlukla mekanik valfler tercih edilmektedir. Bunun başlıca nedenleri mekanik kontrol valflerinin daha ekonomik olması, basit yapısı, çalışma prensibi ve kolay anlaşılabilir ayarlarıdır. Hidrolik asansörler genellikle akışkan sıcaklığını aşırı arttıracak sıklıkta kullanılmadığından dolayı gerekli sürüş kalitesi sağlamaları da tercih edilmelerinde önemli rol oynamaktadır. Diğer yandan, mekanik kontrol valflerinin sürüş kalitesi artan sıcaklık ve çalışma basıncı aralığıyla azalmaktadır. Bu nedenle beklenen çalışma şartlarında güç ünitesinde oluşacak sıcaklık değişimleri imalata geçmeden belirlenmelidir. Sanayide kullanılan bazı empirik formülasyonlarla en yoğun çalışma şartlarında soğutucuya ihtiyaç olup olmadığı noktasında hesaplamalar yapılmaktadır. Fakat bu hesaplamalar asansörün kullanım sıklığına, tasarım ve çevre

şartlarına bağılı olarak yağ sıcaklık değişimlerini vermezler. Bu durum, gerekmediği halde birçok ünite de soğutucu kullanımına veya yanlış ünite tasarımına neden olur. Bu çalışmada hidrolik ünite tasarımında dikkat edilmesi gereken bütün parametreler göz önüne alınarak, soğutucuya gerek duymadan hidrolik asansör güç ünitesi tasarımının ana başlıkları da verilmiştir.

## 2. YAĞ SICAKLIK DEğİŞMESİNİN NEDENLERİ

### 2.1 İÇ FAKTÖRLER

**Basınç düşmesi:** Hidrolik sistemde yer alan her komponent bir basınç düşmesi yaratır. Basınç düşmesi akış oranı (debi) ve yağ viskozitesi ile doğru orantılıdır. Bunun aşırı artmasının nedenleri olarak, yanlış valf veya hortum büyüğü, borulamada yapılan gereksiz birleşimler ve keskin dönüşler sıralanabilir. Basınç düşmesi nedeniyle kullanılmayan enerji ısıya dönüşerek yağın sıcaklığını yükseltir. 10bar lık bir basınç düşmesi mineral yağın sıcaklığını 0.56°C arttıracakı teorik olarak gösterilebilir.

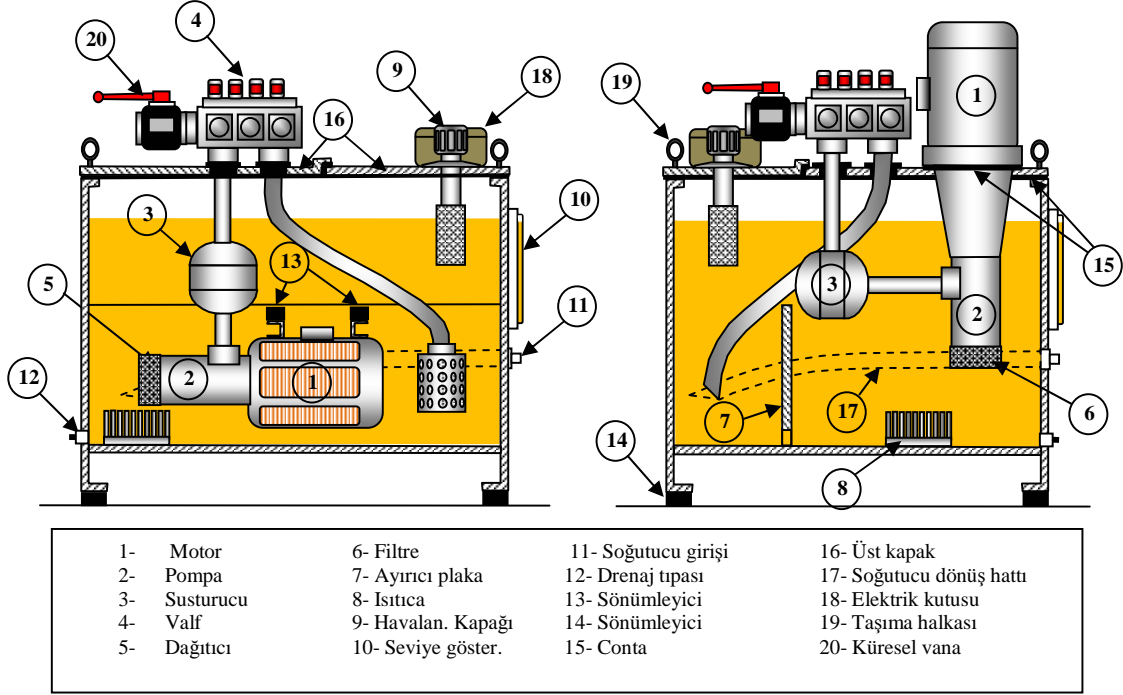
**Bileşenler arası sürtünmeler:** Yağın sıcaklığı borulama sistemi, pompa, motor, silindir contalarından kaynaklanan sürtünmeler neticesinde de artış gösterir.

**Yağ içindeki hava miktarı:** Yağın beyaza dönen bulutlu rengi ve yüksek gürültü yağdaki aşırı hava miktarının göstergesidir ve yağ sıcaklığının artmasında önemli bir unsurdur.

### 2.2 DIŞ FAKTÖRLER

**Hidrolik yağ:** Çoğu hidrolik problemin temelinde yanlış yağ seçimi yatmaktadır. Hidrolik yağ seçimi ortam sıcaklığı göz önüne alınarak pompa ve valf imalatçılarının önerdiği özelliklere göre belirlenmelidir.

**Hidrolik ünite:** Tank, güç ünitesinde oluşan ısıyı çevreye aktaran önemli bir soğutma elemanıdır. Şekil 1'de şematik olarak ünite tasarımları gösterilmektedir. Burada kullanılan yağ hacmi, tank şekli, motorun dışta veya daldırma olması, geri dönüş borulaması, ayırıcı plakalar vs. dikkatle tasarlanması gereken özelliklerdir. Ayrıca makina odasındaki kötü havalandırma ve/veya makina odasından dışa açılan bir pencere bulunmaması ve tankın oda içinde yanlış konumlandırılması sıcaklık artışı problemlerinde sıkça yapılan hatalardandır.



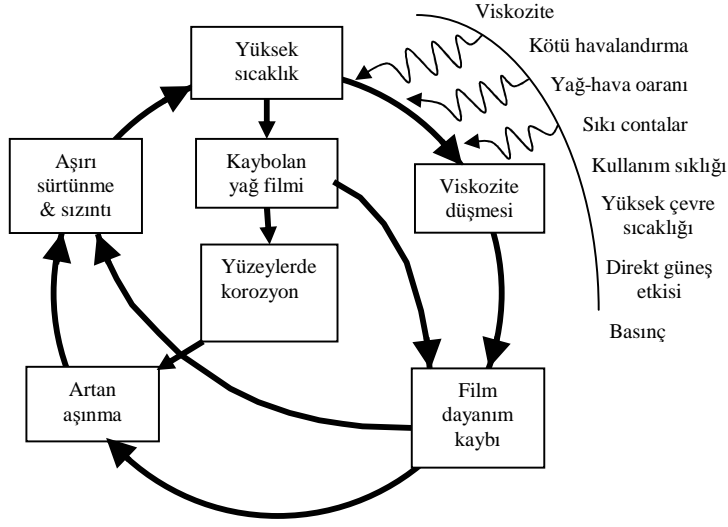
Şekil 1. Hidrolik güç ünitesi tasarımları.

**Hidrolik yağ temizlik değeri:** Hidrolik yağ sıcaklığının artmasına ve sistemin hasarlanmasına etki eden önemli bir neden de hidrolik akışkanın katı partiküllerle kirlenmesidir (kontaminasyon). Kirlilik metalik parçalar, kum, su, hava ve aynı zamanda kimyasal kalıntılar şeklinde olabilir. Bu partiküller hidrolik sistemin içinde devamlı olarak sirküle edilirler. Uzun servis ömrü ve yüksek performans için hidrolik ürün kataloglarında belirtilen optimum yağ temizlik değerleri hedeflenmeli ve sürekliliği sağlanmalıdır. Hidrolik asansör sistemleri için tipik yağ temizlik seviyesi ISO, NAS ve SAE standartlarına göre Tablo 1’de verilmiştir.

Hidrolik sistem basınç aralığı	ISO 4406	NAS 1638	SAE 749	Filtrasyon seviyesi $\mu\text{m}$ ( $\beta\chi \geq 75$ )
50 -150 bar	18/15	9	6	12-15
< 50 bar	19/16	10	-	15-25

Tablo 1. Hidrolik asansörlerde yağ temizlik değeri ve filtrasyon seviyesi.

Gerekli filtreleme yapılmadığı takdirde partiküller hidrolik parçaların tolerans boşluklarında birikerek kritik yüzeylerde sürtünmeye ve aynı zamanda yağ sıcaklığının artmasına neden olurlar. Artan akışkan sıcaklığı (yağ viskozitesini düşürür) akışkanın yağlayıcı özelliğini negatif yönde etkileyerek abrasif veya erozyon tipi aşındırma gelişimini sağlar. Aşınma sonucu daha fazla partikül oluştuğu gibi sistem sızdırmaları da (basınç düşmesi) artar. Artan kirlilik sonucu oluşan partiküller ve sıcaklık zincirleme bir aşındırma ve sıcaklık artışı çevrimi başlatır ki bu hidrolik yağın oksidasyonunu hızlandırarak diğer istenmeyen artıkları oluştururlar. Şekil 2’de bu döngü görülmektedir. Yağ filtrasyonu partiküllerin hidrolik parçaların içine nüfuz etmelerini önleyecek tek pratik çözümdür.



Şekil 2. Termal döngü.

### Sistemin çalışma prensibi:

Yukarı çıkış sırasında oluşan bütün basınç düşmeleri ısıya dönüşür. Eğer daldırma bir motor kullanılıyorsa, motorun verimlilik oranına bağlı olarak yağın ilaveten ısınması söz konusudur. Bunlara ek olarak, uzun by-pass, hızlanma, yavaşlama ve seviyeleme zamanları ısı oluşumuna büyük katkı sağlarlar. Bunun nedeni, basıncı arttırılarak enerjilendirilmiş olan akışkanın bir kısmı bu zamanlarda tanka geri gönderilir yani by-pass edilir. Böylece basınç enerjisi ısı enerjisi şeklinde yağa aktarılır.

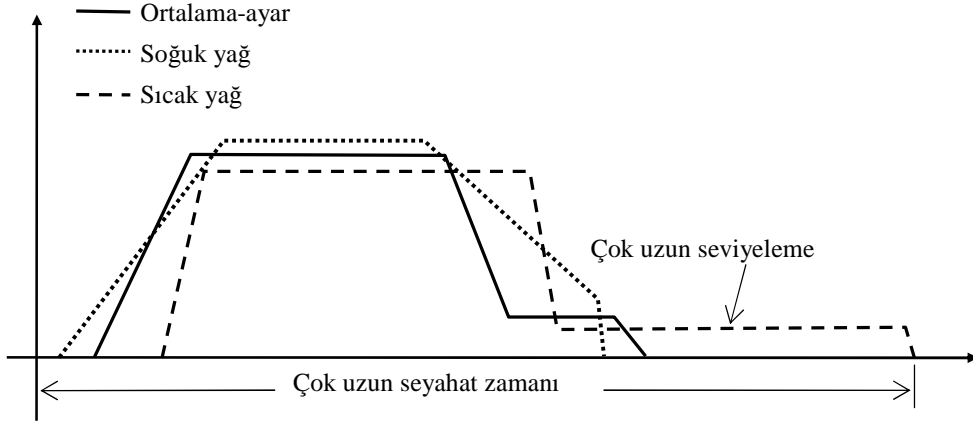
Aşağı iniş sırasında ise motor genellikle çalıştırılmaz ve kabinin sahip olduğu potansiyel enerji büyük bir oranda ısı enerjisine çevrilerek yağ ısıtır.

VVVF sürücü kullanan tahrik sistemlerinde değişken pompa debisi kullanıldığından tanka by-pass edilen akışkan miktarı ve dolayısıyla yağa aktarılan ısı azalır. Burada motor hem iniş hemde çıkış sırasında kullanılır. İniş sırasında motorun dinamo olarak çalışmasıyla üretilen enerji direnç devresinde ısıya çevrilerek yağın ısınması önlenir. Dolayısıyla VVVF sürücü içeren tahrik üniteleri daha yüksek döngü sayılarında ve soğutucuya gerek duymadan kullanılabilirler<sup>[2]</sup>.

**Diğer nedenler:** Doğru ayarlanmamış basınç ayar valfleri, yanlış seçilen yağ viskozitesi, yüksek ortam sıcaklıkları, güç ünitesinin güneşe direkt maruz kalması v.b. nedenler hidrolik sistemin sıcaklığının artmasına neden olan diğer dış faktörlerdir.

### 3. SICAKLIK DEĞİŞİMİNİN ASANSÖR OPERASYONUNA ETKİSİ

Yağ sıcaklığının değişmesindeki ana sakıncalar; yağ viskozitesinin aşırı değişmesi ve hidrolik yağın bozulması sonucu fiziksel özelliklerinin değişmesidir.



Şekil 3. Sıcaklık değişiminin seyahat kalitesine etkisi.

**Sürüş kalitesi:** Mekanik kontrol valfleri ortalama çalışma sıcaklığına göre ayarlanırlar. Asansör kullanımı az olduğu durumlarda (<20 döngü/saat) çalışma sıcaklığındaki değişim sınırlı olacak ve asansör, sürüş kalitesinde değişme olmadan başarılı bir şekilde servis verecektir. Asansör kullanımı arttığında daha fazla ısı enerjisi yağa aktarılacağından çalışma sıcaklık aralığı da genişler. Neticede bu geniş sıcaklık aralığında asansör, düşük ve yüksek yağ viskozitelerinde farklı sürüş kaliteleri sergiler. Yağ viskozitesi yüksek olduğunda (soğuk yağ), sistem operasyonu ağır hareket eden bir görünüm kazanır. Örnek olarak, hızlanma ve yavaşlama süreleri uzar ve harekete başlangıç sarsıntılı olabilir. Yağ daha viskoz olduğundan pompa volumetrik verimliliği artar ve mekanik valflerde asansör hızı yükselir. Artan viskoziteyle basınç düşmesinin artması nedeniyle düşük basınçlarda (<8bar) asansör kontrolü güçleşir. Bu nedenle yağın 15°C nin altına düşmesini önlemek için ısıtıcılar tercih edilir.

Buna karşın düşük yağ viskozitesi yağı inceltir ve asansör operasyonunun (mekanik kontrol valfleriyle) düzensiz ve kötü olmasına neden olabilir. Bu durumda, hızlanma ve yavaşlama zamanları kısalmış ve pompanın volumetrik verimliliği düştüğünden asansörün seyir hızında bir düşme ve seviyelene zamanında artma görülür (Şekil 3). Asansör kullanımının artmasıyla güç ünitesinin ürettiği ısı enerjisi ve gittikçe artan by-pass ve seviyelene süreleri arasında bir ısıl-döngü oluşur. Asansörün bu durumda kullanılmaya devam edilmesi hidrolik yağın ayrışarak özelliğini kaybetmesine, contaların, motor ve pompanın hasarlanmasına neden olabilir.

Elektronik kontrol valfleri yağ viskozitesinin değişiminden daha az etkilenirler ve kabul edilebilir bir sıcaklık aralığında sürüş zamanlarında bir değişiklik göstermezler. Bu nedenle bu valfler çok daha yüksek sıcaklık aralıklarında kullanılabilirler.

**Mineral yağ ömrü:** Mineral yağlar oda sıcaklığında dahi okside olurlar. Normalde oksidasyon hızı 80°C nin altında kabul edilebilir oranlardadır. 80°C den sonraki her 10°C sıcaklık artışında hız ikiye katlanır. Hidrolik asansör uygulamalarında yağ sıcaklığı genellikle 55°C nin altında kalır fakat pompa içinde ve motor yataklarındaki sıcaklıklar ölçülen yağ sıcaklığının çok üzerinde gerçekleşir.

Bu nedenle 55°C sıcaklıklarda dahi hissedilen yağ kokusu artan oksidasyonun bir habercisidir. Bu nedenle hidrolik yağın maksimum sıcaklık sınırı mümkün olduğunca aşağı çekilmelidir.

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.

#### 4. SICAKLIK VE VİSKOZİTE İLİŞKİSİ

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 2. Değişik çalışma ortamlarında kullanılan viskozite sınıfları<sup>[3]</sup>.

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 de VI 100 değerinde değişik ISO VG ye sahip hidrolik yağlar için optimum ve kabul edilebilir sıcaklık sınırları verilmiştir.

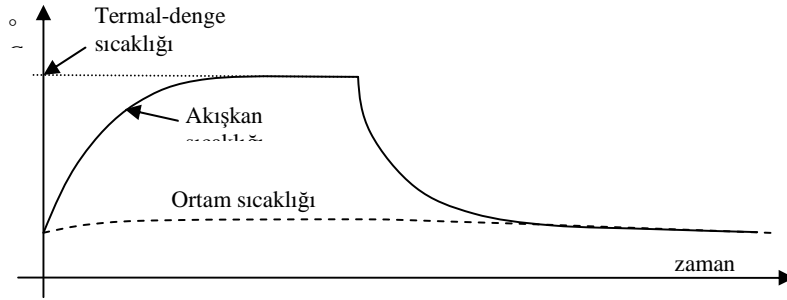
Yağ viskozitesi hidrolik sistem bileşenlerinin ömürlerine ve sistem performansına etki eden çok önemli bir özelliktir. Petrol ürünü yağların viskozite değeri sıcaklık ile ters orantılıdır. Bu nedenle viskozite veya sıcaklık sınırları belirlenirken dikkatli davranılması gereklidir. Viskozite sınıfı (ISO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

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

## 5. TERMAL DENGE HESABI



Şekil 4 Termal-denge sıcaklığı

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 ısıl-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.

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 4. Termal denge hesabında dikkate alınması gereken parametreler.

Hızlanma ve yavaşlama ivmelenme süreleri genellikle 1.5 – 2 s ( $0.6 \text{ m/s}^2$ ) civarında olmakla birlikte, bu zamanlar genellikle elektronik valflerde yumuşak geçişler nedeniyle daha uzundur. Tablo 5 de tipik seyahat zamanları verilmiştir.

	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 <sup>1</sup>	1.5 – 2 <sup>1</sup>	1.5 – 2.5 <sup>1</sup>	1 – 4 <sup>1</sup>	0.4
Elektronik valf	0.5 – 1.5 <sup>1</sup>	1.5 – 2.5 <sup>2</sup>	2 – 3 <sup>2</sup>	0.5 – 1.5 <sup>1</sup>	0.4

Tablo 5. Mekanik ve elektronik valfler için tipik seyahat zamanları.

<sup>1</sup> Sıcaklık ve basınç aralığına bağlı olarak değişir. <sup>2</sup> Hıza bağlı olarak değişir.  $t_3$ : maks hızda seyahat süresi.

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.

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

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



## 5.1 GÜÇ ÜNİTESİ TARAFINDAN ÜRETİLEN ISIL GÜÇ

**Motor ve pompa verimlilikleri ( $\eta_m$ ,  $\eta_p$ ):** 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.

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

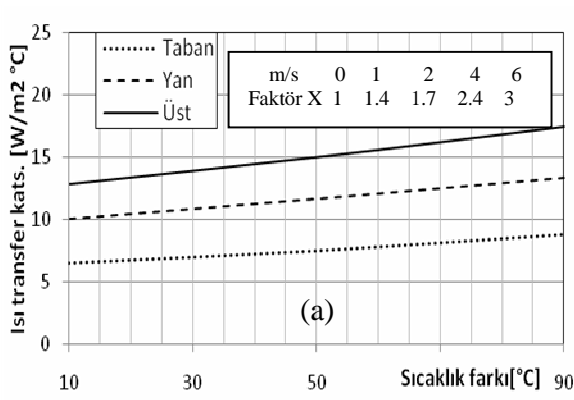
**Basınç düşmesi (dP):** Basınç düşmesi nedeniyle üretilen ısı gücü Eş. (5) ile hesaplanabilir.

$$W_{\text{Basınç düşmesi}} = \sum dP * Q \quad (5)$$

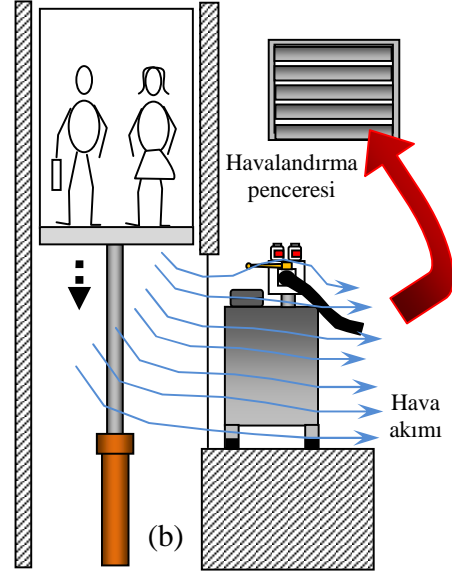
**By-pass nedeniyle üretilen toplam ısı gücü:** Şekil 5 de hidrolik asansörde ısı oluşum aşamaları şematik olarak gösterilmiştir. Bu şekilden anlaşıldığı üzere, yukarı çıkış sırasında by-pass süresince (1) basınçlandırılan akışkanın tamamı tanka geri gönderilmektedir. Bu durum çok aşırı miktarda ısı 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 v.s.), 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 de dar bir çerçeveye gösterilmiştir. Değişik süreçlerdeki ısı oluşum güçleri aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir. Burada  $Q_{i\_by-pass}$ , tanka by-pass edilen akışkan debisi ve  $P_i$ , seyahat sürecindeki basınçtır<sup>[4,7]</sup>.

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





Şekil 6. (a) Düz yüzeylerde ısı taşınım katsayıları. (b) Kabinin hareketi vasıtasıyla doğal tank soğutması.



W: Yayılan ısı güç, h: ısı transfer katsayısı (0.0090 – 0.012 kW/m<sup>2</sup>°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 ısı 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<sup>[6]</sup>.

$$T_D = \frac{E_{loss}}{\sum h \cdot A} * \left( 1 - e^{\left( -\frac{\sum hA}{\sum cM_{Total}} t \right)} \right) + T_{Di} * e^{\left( -\frac{\sum hA}{\sum cM_{Total}} t \right)} \quad (11)$$

E<sub>üret</sub>: üretilen ısı güç [kW], t: zaman [h], c: özgül ısı kats.(mineral yağ : 1,88 kJ/kg°C, tank: 0,5 kJ/kg°C), M<sub>Total</sub>: toplam kütle [kg], T<sub>D</sub>: sıcaklık farkı [°C], T<sub>Di</sub> (başlangıç T<sub>D</sub> değeri), h: ısı transfer kats [kW/m<sup>2</sup>°C] and A: yüzey alanı [m<sup>2</sup>].

t -> ∞ için T<sub>D</sub> maksimum değerine ulaştığından termal denge sıcaklığı Eş.(12) den bulunur.

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

## 6. SONUÇLAR

	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/m <sup>3</sup> ]	850	
Seyahat mesafesi [m]	9		Yağ özgül ısı. [kJ/kg °C]	1.88	
Pis. çapı [m]	0.1	100/55	$k_{yük}$	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			

Tablo 6. İtme ve çekme tip asansörlerde kullanılan parametreler.

Tablo 6 ve 7 de özellikleri verilen itme ve çekme tip (karşı-ağırlıklı) endirekt asansörler termal-denge sıcaklığının tasarım farklılıklarına bağlı olarak değişimini göstermek amacıyla incelenmiştir. Bu simülasyonlarda akışkan hacmi pompa debisinin (Q) katları olarak alınmıştır. Döngü sayısı, daldırma veya dış motor kullanılması, mekanik veya elektronik valf tercihi, doğal ve sürekli hava akımı etkileri grafiklerle gösterilmiştir.

[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

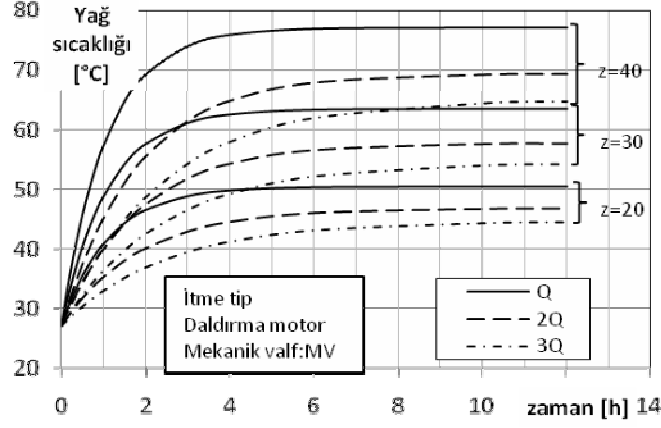
Tablo 7.  $z=40$  döngü/h için kullanılan ortalama seyahat süreleri.

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.

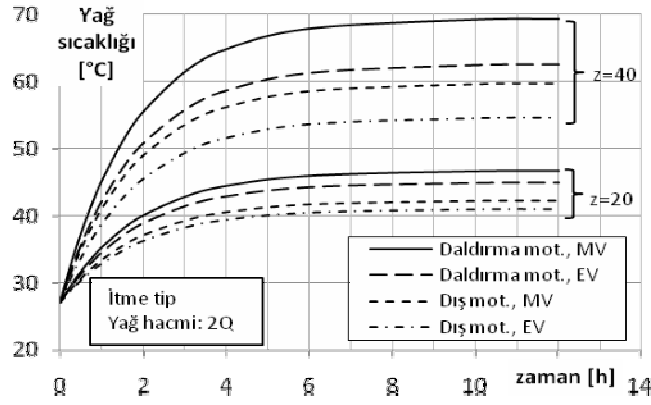
Şekil 8 (a)–(e) deki simülasyonlar asansörlerin yüksek (40döngü/h) ve orta sıklıkta (30 – 20 döngü/h) kullanımları halinde termal-denge sıcaklıklarını vermektedir (Oda sıcaklığı: 27°C). Daldırma motor kullanıldığında ve tank yağ hacminin Q dan 2Q ve 3Q ya çıkarılması halinde; yüksek kullanımlarda ( $z=40$ ) termal denge sıcaklığı %10 ile %17.6 arasında azalmaktadır. Orta sıklıkta kullanımlarda ise bu değerler %7.6 ile %12.1 olmaktadır (8-a). Dış motor kullanımı ise termal sıcaklığı %9 ile %14.5 oranında azaltmıştır.

Elektronik valfler kullanım sıklığına bağlı olarak termal sıcaklığı %3 ile %10 arasında düşürmüşlerdir (8-b). Bu nedenle sık kullanılan asansörlerde sıklıkla tercih edilmelidirler. Doğal hava akımlarına maruz güç ünitelerinde termal denge sıcaklığı %1 ile %4.5 arasında düşerken, sürekli hava akımı %2 ile %11 lik düşmelere neden olmuştur (8-c,d,e). Genel olarak çekme tip

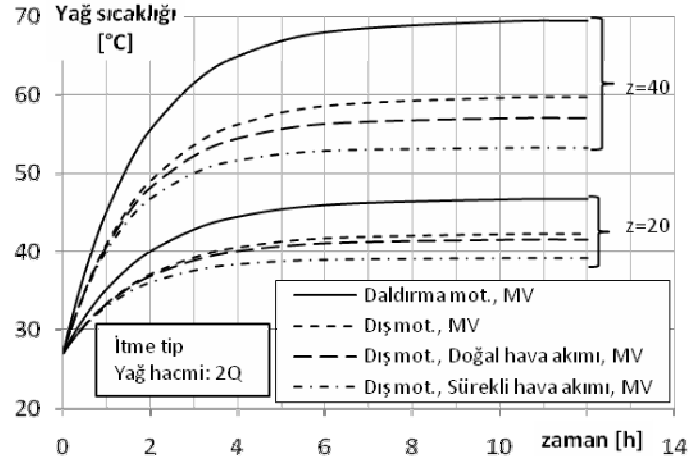
asansörlerde elektronik valfler soğutucuya gerek kalmadan kullanılabilir fakat daldırma tip motor kullanan itme tipi asansörlerde soğutucu ve/veya yüksek yağ hacmi gerekmektedir. Mekanik valfler genellikle düşük kulanımlı asansörler için daha elverişlidir ( $z < 20$ ). Bunlar dış motor kullanan çekme tipi asansörlerde, 2Q yağ hacminde orta kullanım sıklıklarında da ( $20 < z < 30$ ) tercih edilebilirler.



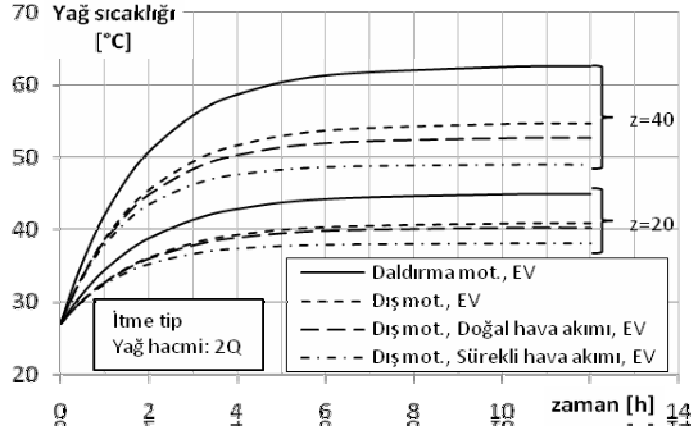
(a) Akışkan hacminin termal denge sıcaklığına etkisi.



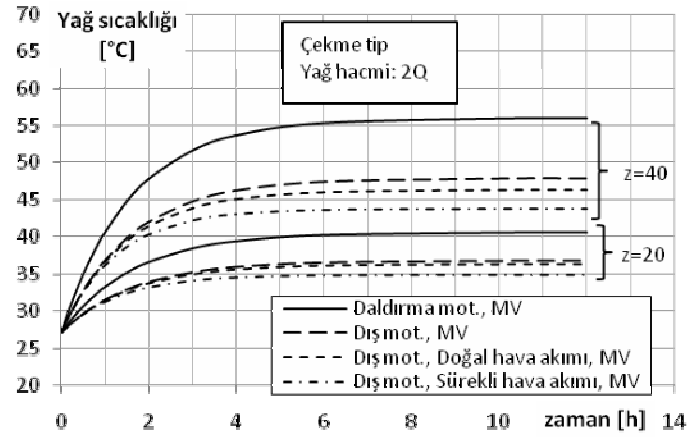
(b) Valf tipinin termal denge sıcaklığına etkisi.



(c) Mekanik valflerde motor ve hava akımının etkisi.



(d) Elektronik valflerde motor ve hava akımının etkisi.



(e) Çekme tip asansörde motor ve hava akımının etkisi.

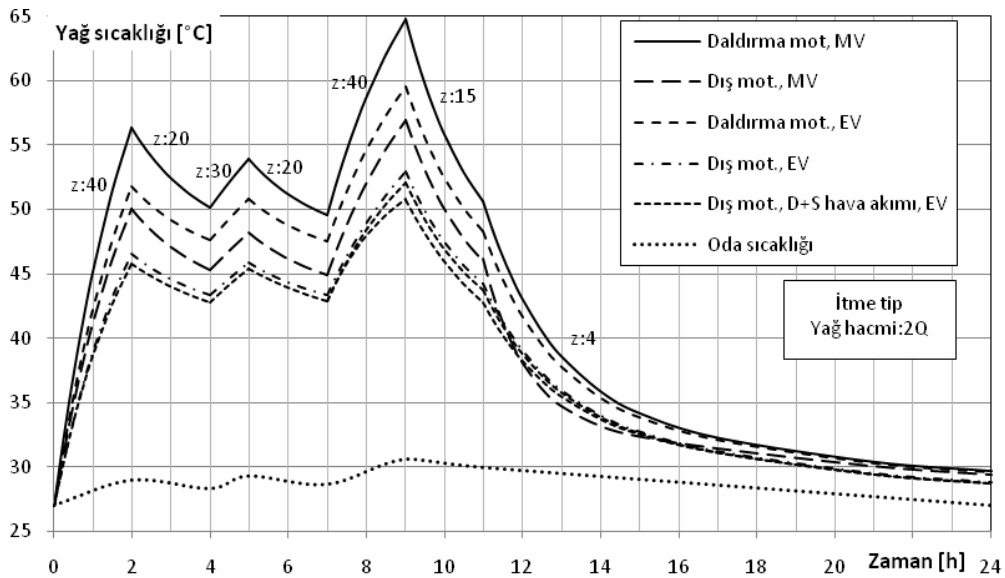
Şekil 8. Kullanım ve tasarım parametrelerinin termal denge sıcaklığına etkileri.

Asansörlerin gün içinde kullanım sıkları değiştiğinden, akışkan sıcaklık değişiminin günlük kullanım senaryosuna bağlı olarak belirlenmesinde fayda vardır. Böylece güç ünitesi tasarımı daha gerçekçi olarak belirlenmiş olur. Şekil 9 (a) ve (b) de böyle bir kullanım senaryosu itme ve çekme tip asansörler için verilmiştir. Bu senaryoya göre, 2Q yağ hacmi kullanılarak itme ve çekme tip asansörler için değişik valf ve motor tercihlerinde yağ sıcaklığının değişimi gösterilmiştir. Bu senaryoda saatteki ortalama döngü sayısı 15 olmakla birlikte, yüksek kullanımın olduğu 9 saatlik süreçte bu rakam 30 civarındadır. Dolayısıyla bu asansörler orta kullanım sıklığının üzerinde hizmet vermektedirler. Kullanıma bağlı olarak oda sıcaklığının 27°C ile 31°C arasında değişimi öngörülmüştür.

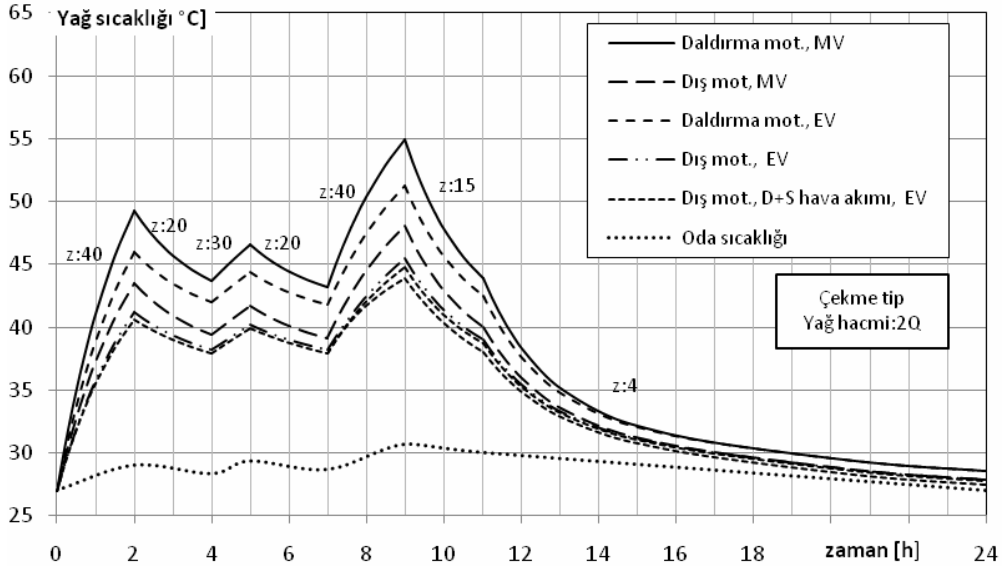
Şekil 9 (a) dan görüleceği üzere mekanik valf kullanan itme tip bir ünitenin (dış veya daldırma motor) soğutucu olmaksızın yüksek sürüş kalitesi vermesi beklenemez. Çünkü sıcaklıklar 55°C nin üzerine çıkmakta ve sıcaklık değişimi 30°C ı aşmaktadır. Elektronik valflerde ise dış motora sahip ünite soğutucu gerektirmeksizin kullanılabilir. Daldırma motor kullanan ünite ise daha yüksek yağ hacmi (3Q) kullanılarak soğutucusuz tercih edilebilirler. Bununla beraber, dış motor tercihi sürüş konforunun sürekliliğini garantiler ve daha uzun bir yağ ömrü verir. Kabin tarafından süpürülen hava hacminin %60 ı tank üzerine üflendiğinde tepe sıcaklık değeri yaklaşık %2 ile %4 oranında azalmaktadır. Bu senaryoda ideal çözüm dış motor ve elektronik valf kullanan bir ünedir. Üniteye eklenecek bir fanın 45°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda devreye girmesi yağ ömrü uzatır.

Çekme tip asansörde de (Şekil 9-b) mekanik valf kullanımı soğutucu gereksimini ortadan kaldırmamakla birlikte, soğutucudan beklenen soğutma kapasitesini önemli oranda düşürmektedir. Bu tip asansörde elektronik valfler her iki tip üniteyle de kullanılabilirler. Fakat dış motorlu üniteler uzun ömür ve sürekli yüksek sürüş kalitesi açısından en olumlu sonucu sunarlar.

Hidrolik asansörlerin yağ sıcaklığının kontrol altında tutularak, aşırı artışının önlenmesi sürüş kalitesini teminatı olduğu gibi toplam seyahat zamanının artmasını önleyerek enerji sarfiyatının yükselmesine de mani olur. Çekme tip asansörler, yapılarında bulundurdıkları karşı-ağırlık nedeniyle motor gücünün düşmesine neden olurlar ve asansörlerin yağ sıcaklığını yükseltmeden daha yüksek kullanım sayılarına ulaşılmasını sağlarlar.



(a) İtme tip asansör.



(b) Çekme tip asansör (karşıağırlıklı).

Şekil 9. İtme ve çekme tip asansörlerde kullanıma bağlı yağ sıcaklığının değişimi.

## KAYNAKLAR

- [1] K.F. Çelik & B. Körbahtı, 'Neden hidrolik asansörler daha popüler-Bölüm 2', Asansör Dünyası, Nisan 2006.
- [2] G. Lees, 'A study of the actual power relative to the theoretical power consumption of a variable frequency drive hydraulic system and how it benefits the user', Master dissertation, University College Northampton, April 2005.
- [3] C. Brenden, Insider secrets to hydraulics, Hydraulic supermarket, (2002), West Perth.
- [4] K.F. Çelik & M. Kucur, 'Importance of thermal balance for hydraulic elevators', Elevcon 2010, Lucerne, Switzerland.Kabul edilmiş makale.
- [5] [www.spiraxsarco.com](http://www.spiraxsarco.com), 'Energy consumption of tanks and vats'.
- [6] F. Yeaple, Fluid power design handbook, Dekker, (1996), New York, pp.37.
- [7] T. Altınörs, 'Hidrolik asansör tahrik sistemlerinde güç gereksinimi, verimlilik, ısı oluşumunun nedenleri ve önleyici yöntemler', Asansör Sempozyumu 2008, 23-25 Mayıs, İzmir.
- [8] G. McRee, Measuring the heat from hydraulic lifts. Report for George Floth Consulting Engineers (2007),pp. 6-11.