

### 3-KOMPRESÖRLER

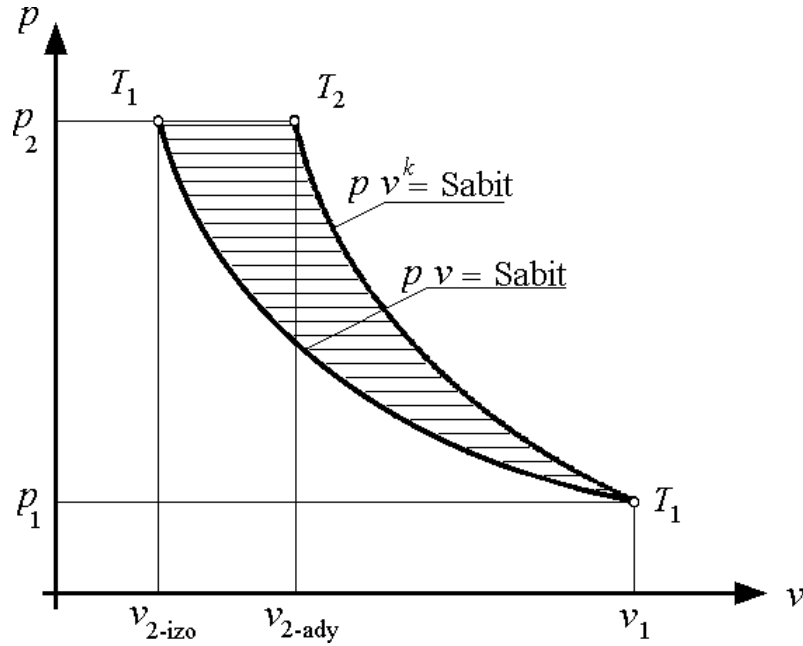
#### 3.1- Temel Esaslar

##### 3.1.1- Termodinamik Kayıplar:

Aşağıdaki şekilde, izotermik ve adiyabatik sıkıştırmada kompresör işleri aynı PV diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Eğimi daha fazla olan eğri adiyabatik, diğer eğri ise izotermik sıkıştırmaya aittir. İzotermik sıkıştırmada hava sıcaklığı sabit kalırken, adiyabatik sıkıştırmada sıcaklık,

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

bağıntısı ile hesaplayacağımız şekilde artmaktadır. Aynı hacimsel küçülme durumunda; hava sıcaklığının da artması nedeniyle basınç, adiyabatik olarak sıkışan havada, izotermik sıkıştırmaya göre daha fazla artmaktadır. Bu nedenle; herhangi bir  $p_2$  basınç değerine ulaşıldığında, adiyabatik sıkışmadaki hacim küçülmesi daha az olmaktadır. Başka bir ifade ile, sıkıştırılan basınçtaki gaz hacmi adiyabatik sıkıştırmada daha fazla olmaktadır.

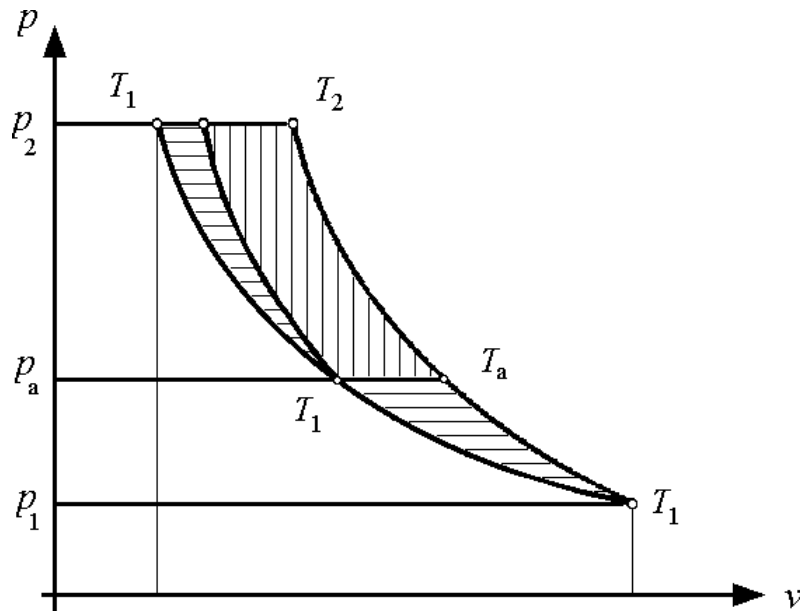


Şekil dikkatlice incelenirse; adiyabatik sıkıştırmada mutlak sıkıştırma işinin izotermik sıkıştırmadaki mutlak sıkıştırma işinden daha küçük olduğu görülür. Buna rağmen; adiyabatik sıkıştırmada kompresör işi, izotermik sıkıştırmadaki kompresör işinden daha büyüktür. Bu durum, adiyabatik sıkıştırmada süpürme işinin daha fazla olmasından kaynaklanır. Çünkü, adiyabatik sıkıştırmada, sıkışmış hava hacmi daha fazladır.

Adiyabatik olarak sıkışırken ısınan havayı aynı sıcaklıkta kullanmak mümkün değildir. Ayrıca, hava tüketileceği yere gidene kadar kendiliğinden soğur. Tüketilen hava sıcaklığı hemen hemen, kompresörün emdiği hava sıcaklığında olmaktadır.

Dolayısıyla; adiyabatik olarak sıkışan hava hacminden ( $v_{2-ady}$ ) ancak, izotermik sıkışan hava hacmi ( $v_{2-izo}$ ) kadarı daha sonra faydalı olmakta, hacimler arasındaki farkın kompresörden süpürülmesi için yapılan iş bir enerji kaybı olarak ortaya çıkmaktadır. Efektif sıkıştırma işinde izotermik sıkıştırma aleyhine olan fark da göz önüne alınırsa, adiyabatik sıkıştırma kompresörünün tükettiği enerjiden şekildeki taralı alana karşılık gelen kısmı kaybolmuş olacaktır. İşte bu enerji kaybı basınçlı havayı pahalı yapan etkenlerden biridir.

Yukarıda belirtilen bu enerji kaybını önlemek için adiyabatik sıkıştırma havanın ısınmasını önlemek, yani mümkün olduğunca izotermik eğriye yaklaşmak gerekir. Havanın sıkıştırılırken soğutulması, yüksek kapasiteli kompresörlerde yeterli soğutma yüzeyinin bulunmaması nedeniyle mümkün değildir. Bu yola ancak, küçük kapasiteli kompresörlerde, gömlek soğutması denilen soğutma şekli ile gidilebilmektedir.



Adiyabatik sıkıştırma hava sıcaklığındaki artış, basınçlar arasındaki oranla yakından ilgilidir. Aynı sıkıştırma basınç oranlarını küçük tutup kademeli olarak yapmak da mümkündür. Bu nedenle, yüksek kapasiteli kompresörlerde hava, kademeli olarak sıkıştırılır ve her kademeli arasında kompresör dışına alınarak soğutulur. Yukarıdaki şekilde iki kademeli bir kompresöre ait PV diyagramı görülmektedir. Bu şekildeki yatay taralı alanlar kademeli sıkıştırma sırasında kaçırılan enerji kayıplarını, dikey taralı alan ise kademeli sıkıştırma ile tasarruf edilen enerjiyi göstermektedir.

### 3.1.2- İşçi Sağlığı ve İş Güvenliği Önlemleri

Kademeli sıkıştırma, sadece kompresör enerjisinden tasarruf etmek için değil ayrıca, iş güvenliği ve işçi sağlığı açısından da zorunlu olmaktadır. Özellikle pistonlu kompresörlerde piston ile silindir arasındaki sürtünmeyi azaltmak için yağ kullanılır. Bu yağlar yüksek sıcaklıkta patlayıcı ve zehirli bileşimler oluşturacak şekilde bozulur ve oluşan gazlar ile yağ artıkları basınçlı hava içine karışır. Böylece oluşacak

tehlikeleri önlemek için sıkışan hava sıcaklığının en fazla, kullanılan yağın tutuşma sıcaklığının 40 °C altında olması istenmektedir. Kompresörlerde kullanılacak yağın tutuşma sıcaklığının ise en az 200 °C olması öngörülmüştür.

### 3.1.3- Kademe Basınç Oranı ve İş Hesabı

Aşağıdaki bağıntılar incelenirse, hava sıcaklığı ve kompresörün tükettiği enerjinin basınçlar arası oranla yakından ilgili olduğu tespit edilir. Basınçtaki mutlak artış miktarı doğrudan önemli değildir. Örneğin; bir atmosferden üç atmosfere sıkıştırmanın neden olduğu sıcaklık artışı ve enerji tüketimi, dokuz atmosferden yirmi yedi atmosfere sıkıştırmanın neden olduğu sıcaklık artışı ve enerji tüketimine eşittir. Çünkü her iki sıkıştırmada da basınçlar arasındaki oran üçtür. Oysa, birinci sıkıştırmada mutlak olarak sadece iki atmosferlik sıkıştırma olurken, ikinci sıkıştırmada on sekiz atmosferlik basınç artışı olmuştur. Herhangi bir basınç değerine kademeli sıkıştırma ile

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$W = \frac{k}{k-1} \cdot 10^4 \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

ulaşılacak ise seçilecek en akılcı yol, kademe basınç oranlarını sabit tutmaktır. Böylece; hem kademe sonu sıcaklıklar, hem de her kademedeki kompresör işleri dolayısıyla motor güçleri en küçük değere sahip olur.

Çok kademeli kompresörlerde kompresör giriş basıncı ( $p_{ilk}$ ), kompresör çıkış basıncı ( $p_{son}$ ), kademe basınç oranı ( $x$ ) ve kademe sayısı ( $n$ ) arasındaki ilişkiyi şöyle kurabiliriz:

$$x = \frac{p_{a1}}{p_{ilk}} = \frac{p_{a2}}{p_{a1}} = \frac{p_{a3}}{p_{a2}} = \dots = \frac{p_{son}}{p_{a(n-1)}}$$

$$\frac{p_{a1}}{p_{ilk}} \cdot \frac{p_{a2}}{p_{a1}} \cdot \frac{p_{a3}}{p_{a2}} \cdot \dots \cdot \frac{p_{son}}{p_{a(n-1)}} = x^n$$

$$\frac{p_{son}}{p_{ilk}} = x^n \quad \Rightarrow \quad x = \left( \frac{p_{son}}{p_{ilk}} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\left[ \begin{array}{c} p_{son} \\ p_{a(n-1)} \\ \cdot \\ \cdot \\ p_{a2} \\ p_{a1} \\ p_{ilk} \end{array} \right.$$

Kademe basınç oranları ve her kademeye giren hava sıcaklıkları birbirine eşit değil ise, kompresör toplam işini bulmak için her kademedeki kompresör işlerinin ayrı ayrı toplanması gerekir. Eğer, kademe basınç oranları ve kademelere giren hava sıcaklıkları birbirine eşit ise bu toplama işini şu şekilde kolayca yapabiliriz.

$$W_1 = \frac{k}{k-1} \cdot 10^4 \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_{a1}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_2 = \frac{k}{k-1} \cdot 10^4 \cdot p_{a1} \cdot v_{a1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{a2}}{p_{a1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_3 = \frac{k}{k-1} \cdot 10^4 \cdot p_{a2} \cdot v_{a2} \cdot \left[ \left( \frac{p_{a3}}{p_{a2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

" " " "

+

$$W = n \cdot \frac{k}{k-1} \cdot 10^4 \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n} \cdot \frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

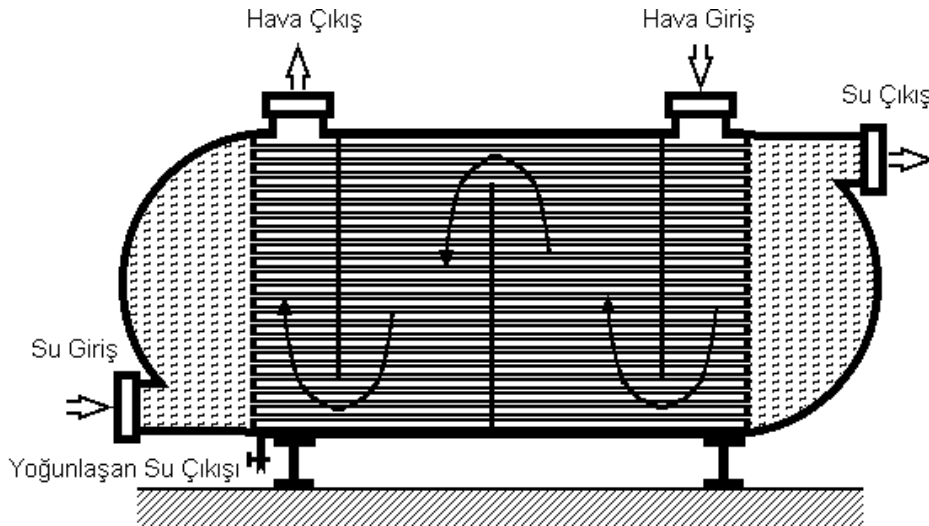
$$T_1 = T_{a1} = T_{a2} = \dots$$

olduğundan

$$p_1 v_1 = p_{a1} v_{a1} = \dots$$

### 3.1.4- Ara Soğutucu:

Havanın sıkıştırılma esnasında soğutulması basınç oranının ve hava miktarının düşük olması halinde mümkündür. Nihai basıncın 5 at 'den büyük olması durumunda çok kademeli sıkıştırma gerekli olur ve hava her kademe arasında ara soğutucuya alınarak soğutulur.



Ara soğutucular sıcak havayı, yaklaşık olarak kompresörün emdiği hava sıcaklığına kadar soğutabilmelidir. Bunun sağlanabilmesi için soğutucuda yeterli soğutma yüzeyinin oluşturulması gerekir. Bir atmosferdeki 1000 m<sup>3</sup> havayı

soğutabilmek için yaklaşık 12 - 15 m<sup>2</sup> 'lik soğutma yüzeyine ihtiyaç vardır. Soğutucuya giren su, soğutucudan çıkacak olan hava sıcaklığından 10 °C daha soğuk olmalıdır. Ayrıca, su soğutucuda normal olarak 10 °C 'den fazla ısınmamalıdır. Su içindeki kirecin, soğutucu içindeki borularda çökmemesi için su sıcaklığı 40 °C 'nin üzerine çıkmamalıdır. Küçük kompresörlerde silindirin doğrudan soğutulması durumunda 1000 m<sup>3</sup> hava için 3 m<sup>3</sup> suya ihtiyaç vardır. Ara soğutucudan geçecek su miktarı şöyle hesaplanabilir.

$$m_s \cdot c \cdot (t_{s2} - t_{s1}) = m_h \cdot c_p \cdot (t_{h1} - t_{h2})$$

burada,  $c = 1$  ve  $c_p = 0.24$  olarak alınır;

$$m_s = 0.24 \cdot \frac{t_{h1} - t_{h2}}{t_{s2} - t_{s1}} \cdot m_h$$

olur.

### 3.1.5- Kompresör Gücü Hesabı:

Daha öncede belirtildiği gibi, adiyabatik kompresör işi izotermik kompresör işinden fazladır. Aradaki enerji farkı soğutucularda veya şebekede ısı enerjisi olarak dış ortama yayılmaktadır. Politropik sıkıştırıcı kompresörlerde de bu enerji kaybı kaçınılmaz olarak karşımıza çıkar. Diğer yanda, kompresörün kendi yapısal özelliklerinden kaynaklanan enerji kayıpları da ( sürtünme ve türbülans kayıpları gibi) vardır. Tüm enerji kayıpları izotermik randımanla göz önüne alınmış ve bu nedenle kompresörün motor gücü hesabında izotermik kompresör işi esas olarak alınmıştır.

$$P = \frac{2.303 \cdot 10^4 \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \log \frac{p_2}{p_1}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_{izo} \cdot \eta_{mek}} \quad [ \text{kW} ]$$

Bu bağıntıdaki  $\eta_{mek}$  kompresörle motor arasındaki mekanik sistemlerin randımanıdır.

### 3.2- Kompresörlerin Yapısal Özellikleri

Kompresörler basınçlı hava üretmek amacıyla kullanılan makinelerdir. Madencilikte genel olarak açık hava basıncında emilen hava 6-7 atmosfere sıkıştırılarak kullanılır. Ayrıca, basınçlı hava lokomotifleri için 180-200 atmosfere basan kompresörlere de uygulamada rastlanmaktadır. Çok uzun şebekelerde, düşen hava basıncını tekrar artırmak amacıyla 4 atmosferden 6-8 atmosfere hava basan ara kompresörleri de seyrekte olsa görmek mümkündür.

Kompresörleri, pistonlu veya türbo kompresörler olmak üzere iki ana grupta toplamak mümkündür. Pistonlu kompresörlerin basınçları yüksek(250 at gibi), debileri

düşüktür. Debileri 100 m<sup>3</sup>/h 'ten 20-25000 m<sup>3</sup>/h 'e kadar değişebilir. Turbo kompresörler ise en fazla 20-30 atmosfere kadar basılabilir buna karşın, kapasiteleri yüksektir. Minimum kapasiteleri 15000-20000 m<sup>3</sup>/h 'in altına inemez. Maden ocaklarında sıkça tüketilen 30000-120000 m<sup>3</sup>/h seviyelerindeki basınçlı hava bu tür kompresörlerle üretilir.

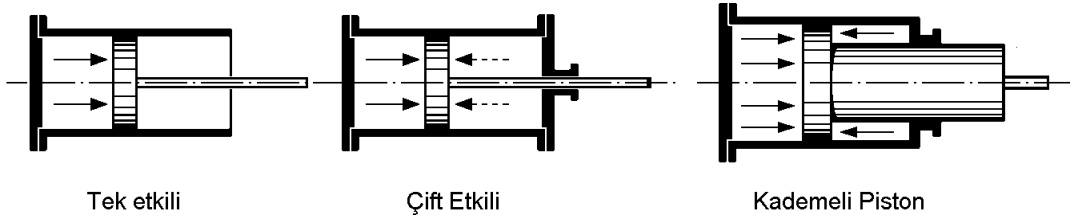
### 3.2.1- Pistonlu Kompresörler

Pistonlu kompresörler kendi aralarında üç gruba ayrılır.

- Aksiyal Pistonlu Kompresör
- Lamelli Kompresör
- Vidalı Kompresör

#### 3.2.1.1- Aksiyal Pistonlu Kompresörler

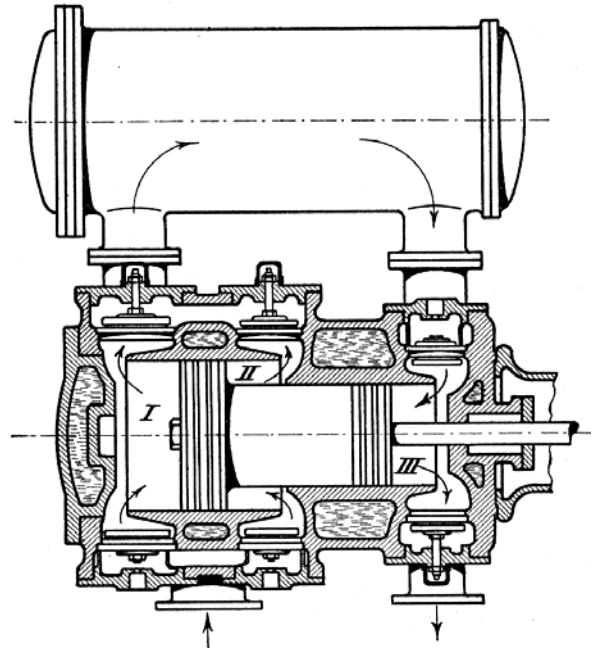
Aksiyal pistonlu kompresörler, bir silindir ve bu silindir içinde doğrusal hareket yapan pistondan oluşur. Piston tek yüzeyi ile sıkıştırma yapabileceği gibi, dönüşümlü olarak iki yüzeyi ile de sıkıştırma yapabilir. İki yüzeyi ile sıkıştırma yapan pistonların



her iki yüzeyinin de eşit büyüklükte olması gerekmez. Şekillerde örneği verilen pistonlu kompresörlerde olduğu gibi, piston yüzeyleri sıkıştırılan havanın hacmi ile orantılı olarak farklı büyüklüklerde olabilir.

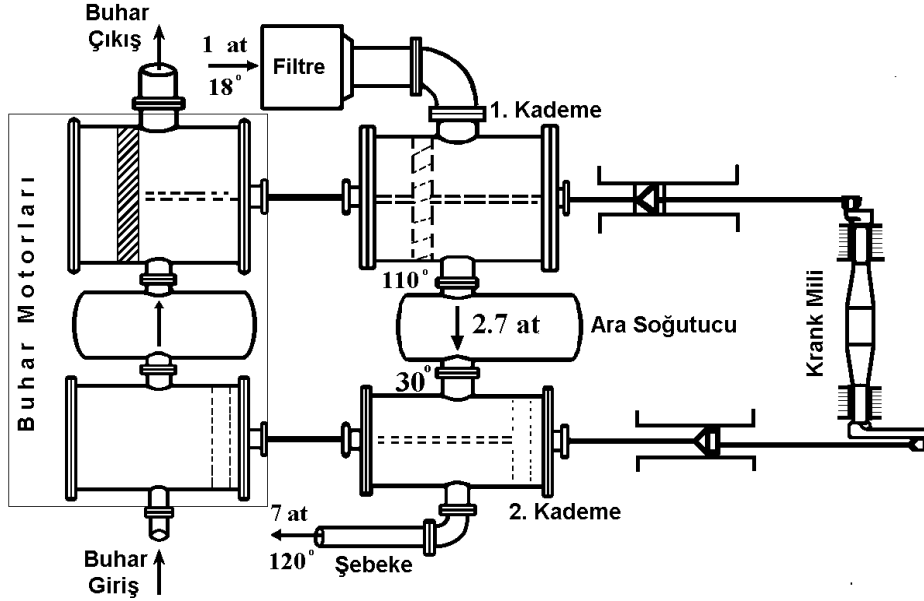
Düşük basınçlarda (7-8 at kadar) çalışan kompresörler genellikle pistonunun tek yüzeyi ile sıkıştırma yapan, iki kademeli ve ara soğutmalı kompresörlerdir. Kademe basınç oranı 2.5 -3.5 arasında değişir. Kapasiteleri nispeten yüksektir.

Aksiyal pistonlu kompresörler buhar gücü veya elektrik enerjisi ile tahrik edilirler. Buhar gücünden yararlanmak hem ekonomik olmakta hem de kompresörün çalıştırılması açısından kolaylıklar sağlamaktadır. Yüksek kapasiteli kompresörlerde genellikle buhar gücünden yararlanılır. Küçük kapasiteli pistonlu kompresörler ise sadece elektrik motorları ile tahrik edilirler.

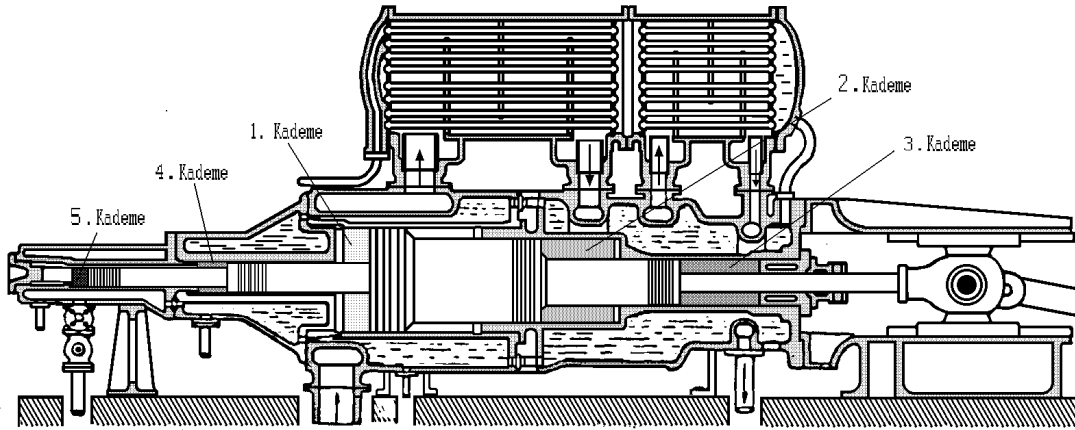


Aşağıdaki şekilde maden ocakları için basınçlı hava üreten, iki kademeli, ara soğutmalı aksiyal pistonlu kompresör görülmektedir. Her kademe ayrı bir buhar

motoru ile çalıştırılmakta ve bir krank mili ile motorlar arası uyum sağlanmaktadır. Motorlara verilen buhar miktarını vanalar ile kolayca ayarlamak ve böylece kompresörün çalışma hızını, buna bağlı olarak kapasitesini değiştirmek mümkündür.

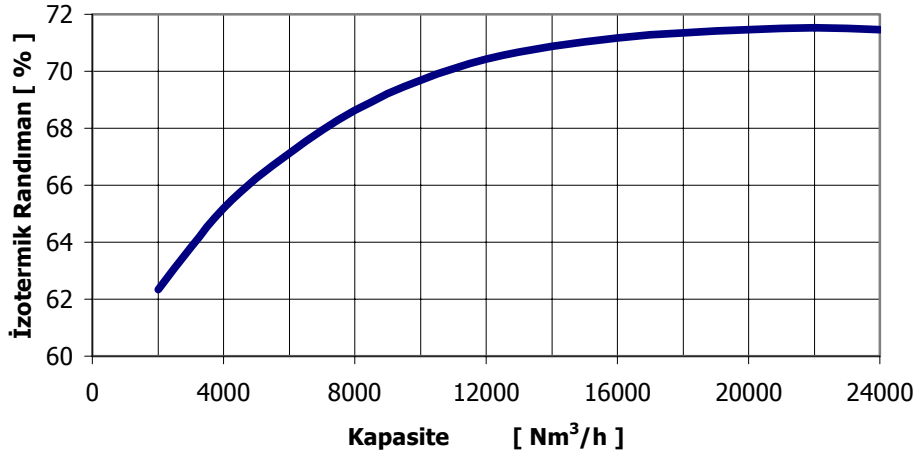
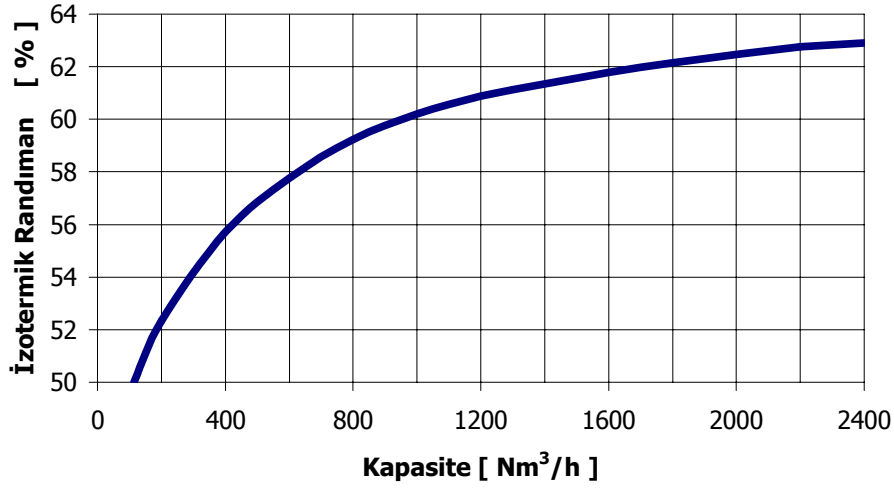


Basıncılı hava lokomotifleri için 220 at'e kadar varan yüksek basınçlı hava gereklidir. Yüksek basınçlı hava basan kompresörler kademeli pistonlara sahiptirler. Kademe sayısı 3, 4 veya 5 olabilir. Aşağıdaki şekilde beş kademeli yüksek basınç kompresörü görülmektedir. Düşük basınç kademeleri arasındaki ara soğutucular iki kademeli kompresörlerde olduğu gibidir. Yani, ara soğutucuda soğuk su borular içinde akar ve boruların çevresinde hava dolaşır. Yüksek basınç kademelerinde ise;

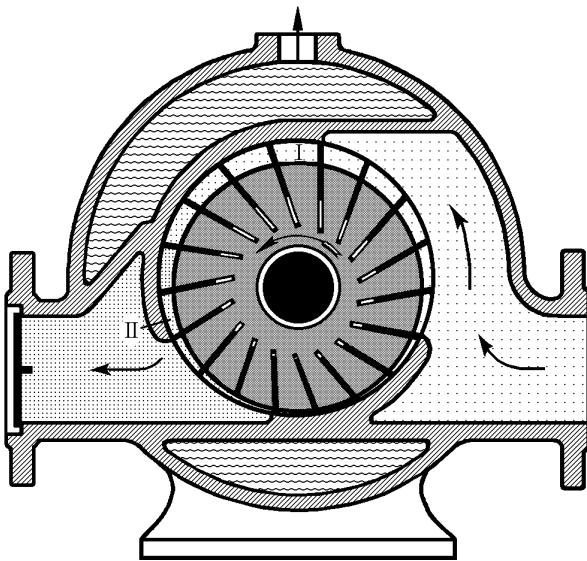


hava borular içinde hareket eder, boruların çevresinde soğutucu su dolaşır.

Aşağıdaki şekilde 7-8 atmosfere kadar basan pistonlu kompresörlerin izotermik randımanları verilmiştir. Görüleceği gibi, izotermik randıman kompresör kapasitesi ile yakından ilgili dir. 12000 m<sup>3</sup>/h kapasiteli kompresörün randımanı %70 mertebesine ulaşırken, 800 m<sup>3</sup>/h kapasiteli kompresörün randımanı %59 olmaktadır.



### 3.2.1.2- Lamelli Kompresörler



Yandaki şekilde Lamelli kompresör şematik olarak gösterilmiştir. Kendi eksenini etrafında dönen piston üzerinde ince kanallar ve bu kanallar içinde serbestçe hareket edebilen lameller mevcuttur. Piston dönmeye başladığında lameller merkezkaç kuvvetinin etkisi altında dışarı doğru çıkar ve silindirin iç yüzeyine bastırılırlar. Lameller arasında oluşan odacıklara hapsedilen hava, odacık hacmi küçüldükçe sıkıştırılmış olur. Şekildeki I No'lu odacıkta emilen hava bulunur. Bu odacığın hacmi odacık adedi ile çarpılırsa bir devirde emilen hava hacmi hesaplanır. I No'lu odacık, dönerek II

No'lu odacık konumuna gelince, sıkıştırma sona ermiş olur. Kompresör dışındaki supap ise kompresör durduğunda şebeke havasının kompresöre geri dönmesini önler.



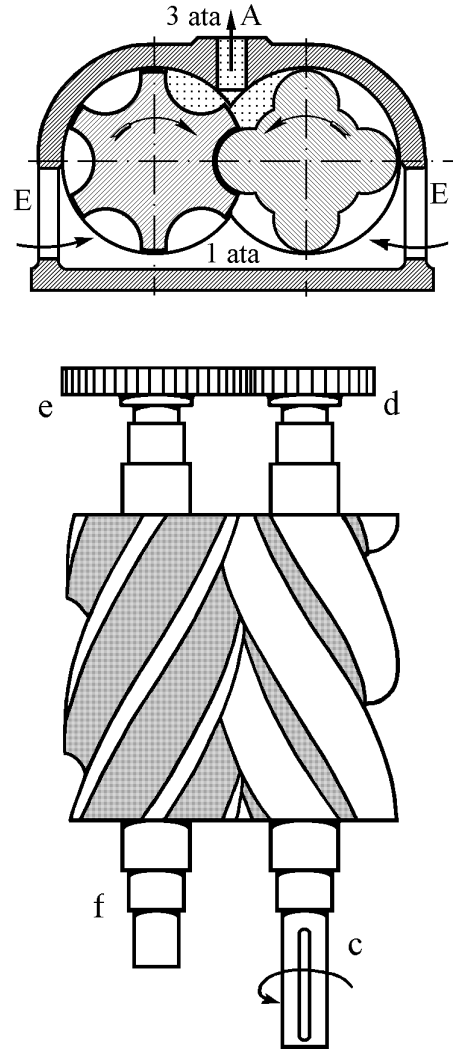
Çalışma prensibi basit olan bu kompresörün pratik uygulaması o kadar kolay olmamaktadır. Yüksek kapasitelere ulaşabilmek, kaçakları minimuma indirebilmek için pistonun yüksek devirle dönmesi gerekir. Diğer tarafta yüksek dönme hızı, lamellerin silindir iç yüzeyine daha fazla bastırılmasına ve dolayısıyla aşınmaların artmasına neden olur. Aşınmaları azaltacak önlemler üzerinde titizlikle durmak gerekecektir.

Bu tür kompresörlerde gömlek soğutması yapılarak tek kademede 4 atmosfere ulaşılmaktadır. Basınç değerini 7-8 atmosfere çıkarabilmek için, aksiyal pistonlu kompresörlerde olduğu gibi, ara soğutmalı birbiri ile seri olarak çalışan iki kompresör gereklidir.

Kapasiteleri  $6000 \text{ m}^3/\text{h}$  'e kadar çıkabilmektedir. Çoğunlukla elektrik motoru ile tahrik edilirler. Boyutları, aksiyal pistonlu kompresörün boyutlarından küçüktür.

### 2.1.3- Vidalı Kompresörler

Yandaki şekil bir vidalı kompresörü şematik olarak gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, vida dişleri yarım daire şeklindedir. Kompresör dişleri şekilde görüldüğü gibi döndüğünde; E'den giren hava, dişler ile silindir iç yüzeyi arasında hapsedilerek basınç bölmesine götürülür ve burada basınçlı ortama (A) sıkıştırılarak itilir. Bu kompresörün iki mili vardır. C milini motor tahrik eder. Bu milin hareketi d ve e dişlileri üzerinde f miline iletilir. Vidalar hareket ederken ne kendi aralarında ne de silindir iç yüzeyine sürtünürler. Bu nedenle aşınma hiç yoktur. Vidalar yağlanmadığı için sıkıştırılan gaza yağ artıklarının da karışma tehlikesi yoktur. Basınç odası ile hava emiş odası kesin sınırlarla ayrılmamış olmasına rağmen genede hava kaçakları çok azdır. Yüksek devirli kompresörlerdir. Küçük basınç değerleri tek kademede, 7-8 atmosferlik basınçlar ise ara soğutmalı olarak iki kademede elde edilir. Kapasiteleri  $200-15000 \text{ m}^3/\text{h}$  arasında değişir.

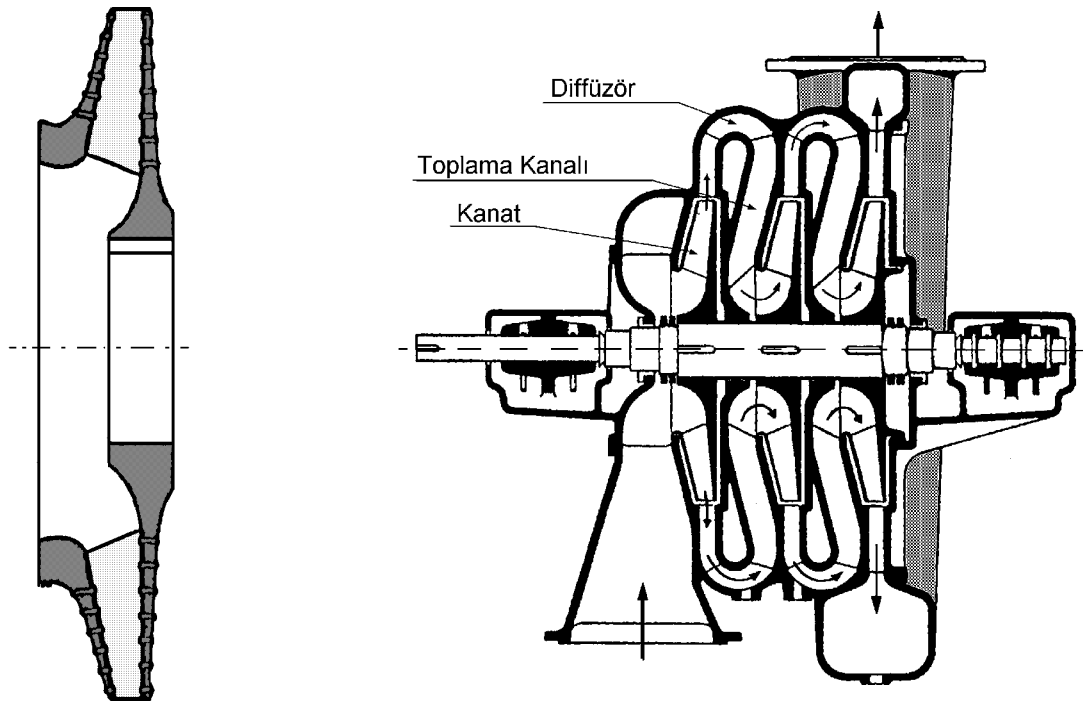


## 3.2.2- Turbo Kompresörler

### 3.2.2.1- Yapısal Özellikler

Turbo kompresörler esas olarak santrifüj tulumbalar gibi akım makineleridir. Konularımızla ilgili olarak; tulumbalardaki akışkan su iken, turbo kompresörlerde akışkan havadır. Her iki makine de üzerinde kanatlar bulunan bir dizi çark (fan) dan oluşur. Akışkan çarka aks doğrultusunda girer ve onu radyal, yani aksa dik olarak terk eder. Akışkanı aksa dik yönde hareket ettiren kuvvet, kanatların sağladığı dönme hareketi sırasında kazanılan merkezkaç kuvvetidir. Bu tür makine isimlerinin bir kısmında kullanılan santrifüj sıfatını bu gerçeğe dayanmaktadır. Kanatlar sahip oldukları mekanik enerjiyi akışkana kısmen hız, kısmen de basınç enerjisi olarak havaya yüklerler. Akışkan hava olunca hava molekülleri bir yandan hızlanırken bir yandan da sıkışır. Asıl sıkışma işlemi diffüzörde meydana gelir. Diffüzör kompresörün gövdesinde yer alır ve hareketsizdir. Kanadı terk eden hava diffüzöre girer ve burada hızından kaybeder. Böylece moleküllerinin kinetik enerjisi potansiyel yani basınç enerjisine dönüşmüş olur. Basıncın iki değişik yoldan üretilmiş olması turbo kompresörlerde randımanın düşük olmasına neden olur. Diffüzörden çıkan hava makine gövdesinde yer alan ve sabit olan toplama kanalı ile bir sonraki çarka sevk edilir.

Turbo kompresörde kanatların alt kısmı daima havayı kesecek şekilde şekillendirilir. Kanatın üst kısmı ise dönme eksenine dik, iç bükey veya dış bükey şekilde olabilir



Üst kısmı iç bükey olan kanatlarda hava, diğer kanat türlerine göre, kanadı daha yüksek hızla terk eder. Bu nedenle kanat tarafından uygulanan mekanik enerjinin büyük bir kısmı hız enerjisine, daha küçük kısmı ise basınç enerjisine dönüşür. Dış bükey kanatlarda durum tersinedir. Turbo kompresörlerde üst kısmı dış bükey kıvrımlı olan kanatlar kullanılır. Böylece mekanik enerji, daha büyük bir oran ile doğrudan basınç enerjisine dönüştürülür ve randıman nispeten yükselmiş olur.

Pratikte, kanatlarının üst kısmı dönme eksenine dik olan bir çarkın oluşturduğu basınç farkı " $v^2/18$ " bağıntısı ile hesaplanır. Bu bağıntı, birimi metre akışkan sütunu olmak üzere, hem santrifüj tulumba hem de turbo kompresör için geçerlidir. Bağıntıdaki " $v$ " akışkanın kanadı terk ederken sahip olduğu hızın bir bileşeni olan çevresel hızı göstermektedir. Çevresel hız " $v$ " kanata etki eden tepki kuvvetlerini de belirleyen önemli bir faktördür. Pratik uygulamada çarkın dönme hızına bir sınır koymak gerekir. Kanatlardaki aşınmalar nedeniyle santrifüj tulumbalarda uygulanan çevresel hızlar 35-55 m/s arasında kalırken, malzeme mukavemeti nedeniyle turbo kompresörlerde 250-300 m/s nin üzerine çıkılmamaktadır.

Basınç birimini atmosfere dönüştürebilmek için aşağıdaki formülü kullanmak

$$\Delta p = \frac{v^2}{18} \cdot \frac{\delta}{10000}$$

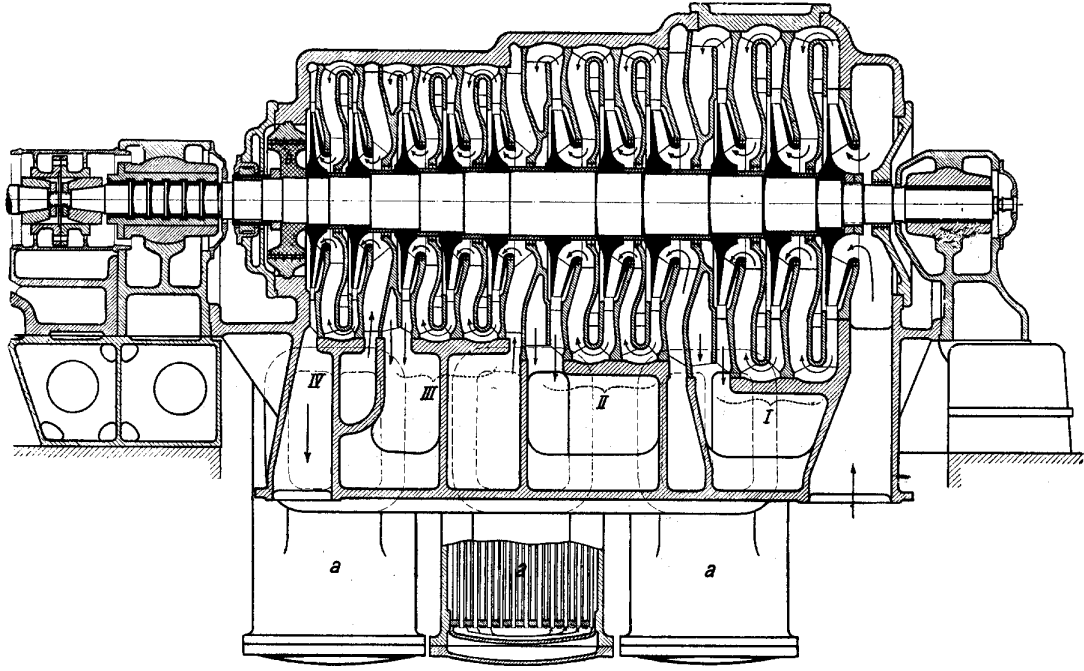
gerekir. Bu formüle göre türbo kompresörlerde; kanatların 120 m/s 'lik çevresel hızla dönmesi halinde, 1 at 'deki hava ancak 1,1 at 'e sıkıştırılabilir. Basıncın 1,2 at 'e yükselmesi için kanat çevresel hızının 165 m/s olması gerekir. Çevresel hızın 250-300 m/s olması halinde ise bir atmosferde emilen havanın basıncı en fazla 1,65 at 'e çıkabilir. Maden ocaklarında kullanılan yaklaşık 7 at basıncındaki havayı üretecek kompresörün çok sayıda çarkı olması gerekir.

Malzeme mukavemeti açısından çevresel hızın 165 m/s değerinde olması tavsiye edilmektedir. Bu hızla elde edilen basınç oranı yaklaşık 1,2 dir. Çok kademeli sıkıştırmada kademe basınç oranı 1,2 alındığında 7 at 'lik havayı basabilmek için 11 kademeye, yani çarka gereksinim vardır.

$$x^n = \frac{p_2}{p_1} \quad \Rightarrow \quad n = \frac{\log \frac{p_2}{p_1}}{\log x} = \frac{\log \frac{7}{1}}{\log 1.2} \approx 11$$

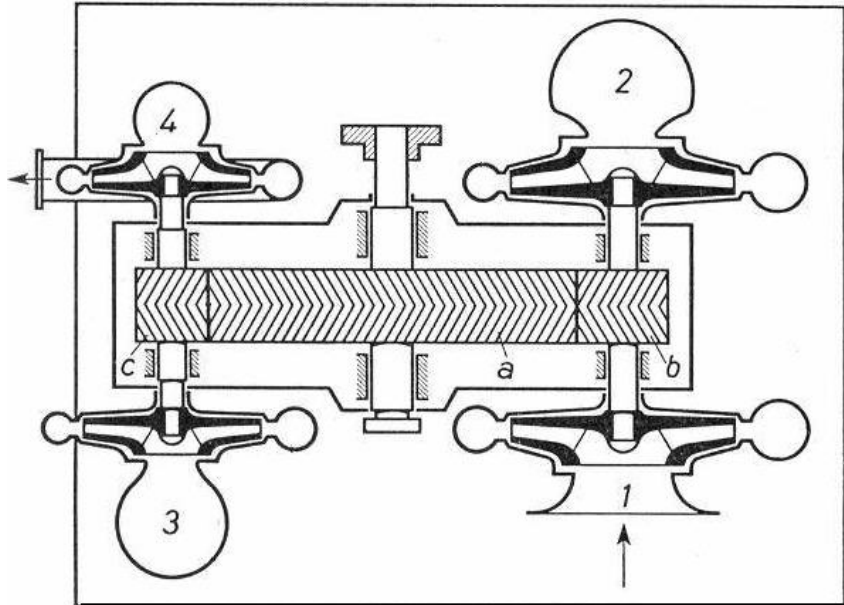
Çevresel hız ile devirsel hız arasındaki ilişkiyi  $v = \pi \cdot d \cdot n$  şeklinde ifade edersek kompresör imalatında edinilen tecrübeleri anlamak daha kolay olacaktır. Çark çapı, yani kanat yüksekliği ile devir sayısı bir çarkın oluşturduğu basınç farkını belirleyen önemli iki büyüklüktür. Aynı basınç farkını elde edebilmek için devir sayısı küçük ise kanat yüksekliğinin büyük; devir sayısı büyük ise kanat yüksekliğinin küçük tutulması mümkündür. Kanat genişliği ise kapasite üzerinde etkili olan bir büyüklüktür. Kapasite büyük ise kanat genişliği büyük, kapasite küçük ise kanat genişliği küçük tutulmalıdır. Yüksekliklerine göre genişliği küçük olan kanatların randımanları büyük oranda düşer. Yeterli bir randımanın tutturulabilmesi için kanatın genişliği ile yüksekliği arasındaki oranın belli bir sınır değer altına inmemesi gerekir.

Çok kademeli kompresörlerde tüm çarkları aynı mil üzerine dizmek akla gelen ilk yöntemdir. Böylece her çark aynı devirsel hızla hareket eder. Diğer yanda,



kademe basınç oranlarının aynı tutulabilmesi için çark çaplarının, yani kanat yüksekliklerinin de birbirine eşit olması ilk bakışta uygun olur. Ancak, sıkışan havanın hacmi küçülecektir. Havanın geçtiği kademe sayısı arttıkça kanatların süpürdüğü hava hacmi azalacak, dolayısıyla kanat genişliklerinin ilerleyen kademelerde küçülmesi gerekecektir. Bu durum, sabit kalan kanat yükseklikleri yanında kanat genişliklerinin azalmasına ve dolayısıyla randımanın gittikçe düşmesine neden olur. Randımanlardaki bu düşüşü kabul edilebilir sınırlar içinde tutabilmek için kademe basınç oranlarının eşit tutulması şeklindeki istemden vazgeçilmiş, kanat yükseklikleri kademe sırası arttıkça bir miktar azaltılmıştır. Bu yapı tarzını aşağıdaki şekilde görülen türbo kompresörde izlemek mümkündür. Son çarkın da randımanlı sıkıştırma yapmasına imkan veren hava miktarı oldukça yüksektir ve bu durum türbo kompresörlerin neden yaklaşık 250000 m<sup>3</sup>/h ,lik kapasitenin altında ekonomik olarak çalıştırılmadıklarını açıklar.

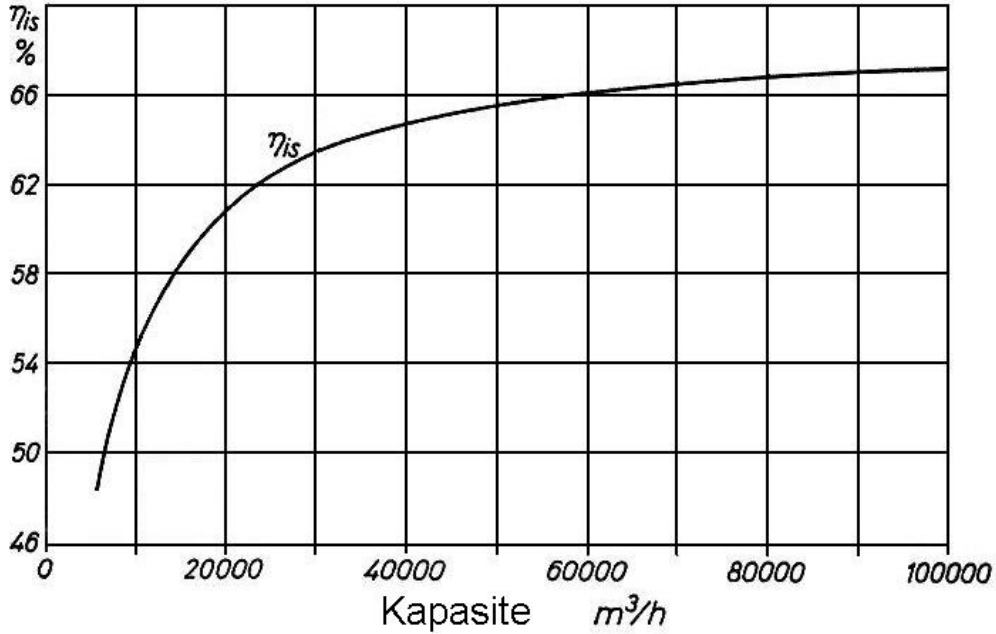
Tek mil üzerine sıralanan çarklar ile oluşan türbo kompresörler ancak kapasitenin yüksek olması durumunda randımanlı olmaktadır. Düşük kapasiteli kompresörlerde ise son kademelerdeki randıman düşüşü kabul edilemeyecek derecede büyüktür. Türbo kompresörün sağladığı avantajlardan daha küçük kapasitelerde de yararlanmak amacıyla başka bir yapı tarzı daha geliştirilmiştir. Bu ikinci yapı tarzında bütün çarkları aynı mil üzerine bağlama fikrinden vazgeçilmiştir. Mil sayısı ikiye



çıkarılmış, böylece çarkların devirsel hızlarını iki grup halinde de olsa değiştirmek mümkün olmuştur. Ayrıca çark sayısı dörde indirilmiş, buna rağmen istenilen basınca ulaşabilmek için 250 m/s 'lik çevresel hızlarla çalışılmıştır. Yukarıdaki şekilde bu tür bir kompresör şematik olarak verilmiştir. Elektrik motorunca döndürülen dişli çark (a), diş sayıları farklı olan (b) ve (c) dişli çarklarını döndürmektedir. Üzerinde (1) ve (2) No'lu ilk kademe çarklarını bulanan mil daha düşük devirsel hızla dönerken (3) ve (4) No'lu son kademe çarkları yüksek hızla dönmektedir. Bu yöntemle; kapasiteleri 8000-18000 m<sup>3</sup>/h, izotermik randımanları % 62-66 olan ve 5-6 atü 'ye hava basan kompresörler üretilmiştir

Türbo kompresörlerde soğutma, ara soğutucu veya gömlek soğutması ile gerçekleştirilir. Ara soğutucu kullanılırken, her üç kademe ile bir grup oluşturulmuş, her grup arasına bir soğutucu yerleştirilmiştir. Böylece 11 kademeli kompresörde üç ara soğutucu bulunur. Gömlek soğutmada soğutucular çarklar arasında bulunur.

Türbo kompresörler buhar türbini veya elektrik motoru ile tahrik edilir. Buharla tahrik edilen sistemlerde buhar debisini ayarlayarak kompresör devrini ayarlamak kolayca mümkündür. Elektrik motorlarında ise motorun minimum devir sayısı altına inmek ancak dişli mekanizma kullanmakla mümkündür.

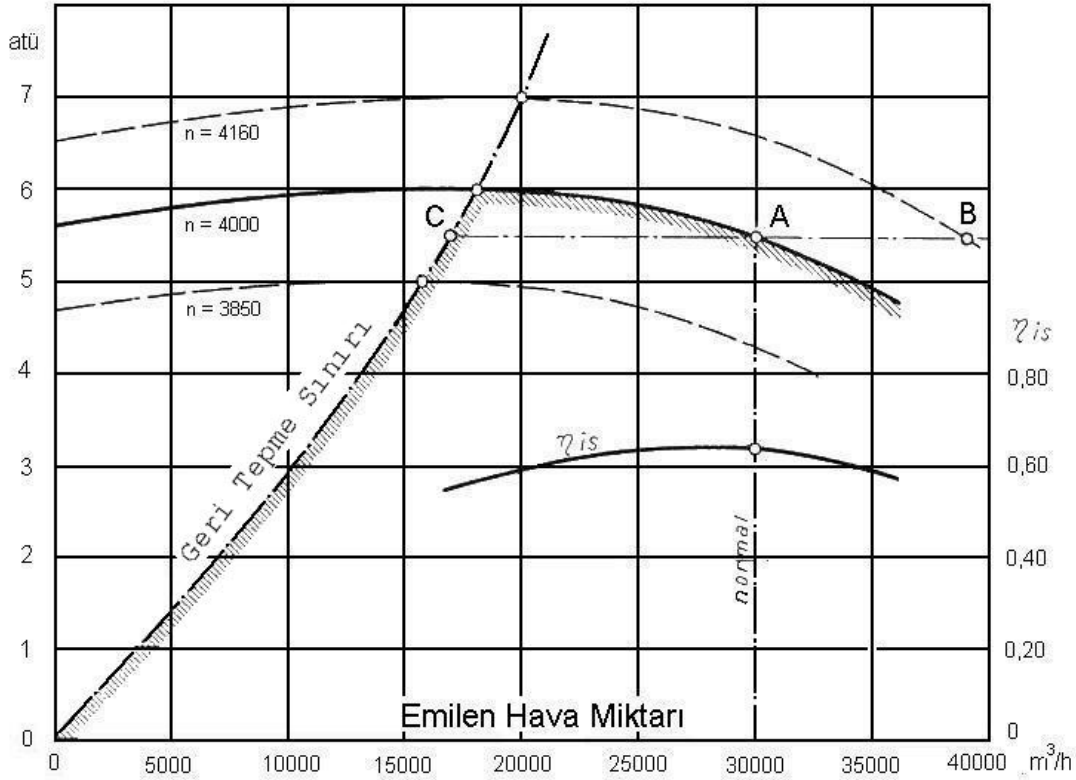


Türbo kompresörlere ait izotermik randıman eğrisi yukarıdaki şekilde verilmiştir. Görüldüğü gibi, izotermik randıman bu tür kompresörlerde de kompresör kapasitesi ile yakından ilgilidir. Türbo kompresör randımanı ile pistonlu kompresör randımanı karşılaştırıldığında türbo kompresör randımanının düşük olduğu tespit edilir. Mekanik randımanlar açısından türbo kompresörler daha iyi durumda olmalarına rağmen, türbülans kayıpları ve hava sürtünmeleri nedeniyle türbo kompresör izotermik randımanı düşük olmaktadır.

### 3.2.2.2- Geri Tepme Olayı

Aşağıdaki şekil 'de türbo kompresör Kapasite-Basınç diyagramı verilmiştir. Görüleceği gibi eğrinin şekli santrifüj tulumba eğrisine çok benzer. Çeşitli motor devirlerinde elde edilen eğrilerin pik noktalarını birleştiren eğriye "Geri Tepme Sınırı"

denmektedir. Bunun nedenini şöyle açıklayabiliriz: Bu eğrinin sağındaki alanda kompresör ile basınçlı hava şebekesi uyum içinde çalışır. Örneğin, ocakta hava tüketimi artıp şebekeden çekilen hava kompresörün ürettiğinden fazla olursa şebeke basıncı düşer. Şebeke basıncının düştüğünü gören kompresör kendi karakteristiğine uygun olarak daha fazla hava basmaya başlar ve böylece ocakta artmış olan hava ihtiyacını karşılar. Bu durumun tersi olup ocaktaki hava tüketimi azalır, şebeke basıncı artar. Yükselen şebeke basıncı karşısında kompresörde ürettiği hava miktarını azaltmaya ve dolayısıyla ocaktaki hava tüketimine ayak uydurmaya başlar.



Kompresör ile şebeke arasındaki bu uyumu geri tepme sınırının sol tarafındaki alanda görmek mümkün değildir. Ocaktaki hava tüketimi azaldığında şebeke basıncı artarken, kompresör ürettiği hava miktarını azaltacak olursa bastığı havanın basıncı düşecektir. Bu durumda şebeke basıncı, kompresördeki basınçtan fazla olduğu için şebekedeki hava kompresöre hücum edecektir. Geri tepme olarak isimlendireceğimiz bu olay kompresör çıkışındaki supabın devreye girip şebeke ile kompresörün ilişkisini kesmesine kadar devam eder. Supabın devreye girmesi ile şebekeye hava gitmediği için şebeke basıncı düşmeye başlar. Şebeke basıncı, kompresörün hava üretmeden sağladığı basınç değerinin altına düşmesi halinde supap devreden çıkar ve kompresör şebekeye tekrar hava basmaya başlar. Bu anda kompresörün çalışma noktası, geri tepme sınırının sağ tarafında aynı basınç değerine karşılık gelen kapasite noktasına sıçrar. Bu durumda üretilen hava miktarı tüketilen hava miktarından gene fazladır, kompresörün çalışma noktası hızla geri tepme sınırının sol tarafına kayar ve geri tepme olayı yeniden başlar.

Tehlikeli olan bu olayın önlenmesi gerekir. Bu konuda akla gelen ilk yol hava tüketimini yapay olarak artırmaktır. Ocaktaki hava tüketiminin geri tepme sınırının altına düşmesi halinde bir vana açılarak basınçlı hava dış ortama verilir. Bu işlem elle yapılacağı gibi otomatik olarak da gerçekleştirilebilir. Hava tüketiminin yapay olarak

artırılması ekonomik olmayan bir yöntemdir ve ancak geri tepme olayı ile pek sık karşılaşmayan ocaklarda uygulanabilir. Zararı bir miktar azaltmak için basınçlı hava serbest ortama değil de bir türbine verilerek kompresöre yardımcı olunabilir. Geri tepme olayının sıkça görüldüğü işletmelerde kullanılacak bir diğer yöntem ise kompresör ile şebeke bağlantısını kesmek ve kompresörü şebeke basıncı düşene kadar boşta çalıştırmaktır. Bu yöntemin uygulanabilmesi için şebekenin de çok büyük olması gerekir. Şebeke böylece bir hava deposu gibi görev yapar. Boşta çalışan kompresörde ısınmalar hızla artar, bunu önlemek için dışarıya bir miktar hava vermek gerekir. Bu yöntem gene de birinci yöntemden daha ekonomiktir.

Turbo kompresörün normal kapasitesi, izotermik randımanın en yüksek olduğu noktada emilen hava miktarı olarak belirlenir. Basılan hava miktarı bunun altına veya üstüne çıkacak olur ise izotermik randıman düşecek, yani enerji maliyeti artacak demektir. Geri tepmeye neden olacak kapasite normal kapasitenin çok altındadır, buna bağlı olarak izotermik randıman düşük, enerji maliyetide yüksek olur. Bu durum geri tepme olayının bir diğer olumsuz yanını oluşturur.

Yukarıdaki şekil 'de verilen kompresörün normal kapasitesi 4000 dev/dak için 30000 m<sup>3</sup>/h olup, bu devirde geri tepme kapasitesi 18000 m<sup>3</sup>/h 'dir. Ocağın ortalama hava tüketimi de 30000 m<sup>3</sup>/h ise bu kompresörün seçimi uygun olur ve çeşitli nedenlerle ocaktaki hava tüketimi % 40 oranında azalsa bile, geri tepme olmadan, kompresörde bu tüketime ayak uydurabilir. Ocağın ortalama hava tüketimi kompresör normal kapasitesinin altında ise, % 40'lık uyum payı daha da azalacak ve kompresör, hava tüketimindeki dalgalanmalara bağlı olarak çok sık geri tepmeye başlayacaktır. Bu nedenle kompresör seçerken, ocağın ortalama hava tüketimini mümkün olduğunca iyi saptamak ve uyum aralığı geniş olan kompresörleri seçmek gerekir. Kompresör yapımındaki gelişmeler sayesinde, kompresör kapasitesini geri tepme olmadan normal kapasitesinin % 60 'na kadar indirmek mümkündür.

Basınçlı hava makinelerinin randımanlı bir şekilde çalışabilmesi için hava basıncının sabit tutulması gerekir. Hava tüketimi değiştikçe kompresör bunu nasıl karşılayacaktır? Basınç sabit kalacak şekilde hava miktarını değiştirebilmenin ilk yolu, motor devrini değiştirmektir. Şekil 'deki örnekte motor 4000 dev/dak hızla çalışırken kompresör 5.5 atü'de 30000 m<sup>3</sup>/h hava basmaktadır. Motor devri 4160 dev/dak'ya yükseltirise, basınç sabit kalmak şartı ile 39000 m<sup>3</sup>/h hava basılabilir. Benzer şekilde, motor hızı 3925 dev/dak'ya düşürülürse basılan hava miktarıda 17000 m<sup>3</sup>/h e düşer. Demek ki, örnek olarak verilen kompresörle basınç 5.5 atü olmak üzere hava miktarını 17000 m<sup>3</sup>/h ile 39000 m<sup>3</sup>/h arasında değiştirmek mümkündür. Bunun için yapılacak tek şey motor devrini değiştirmektir. Sabit basınçta hava miktarı ayarı bu yöntemle en kolay ve ekonomik şekilde gerçekleşmiş olur.

Motor hızını ayarlamak yeterli olmaz ise emilen veya basılan havayı boğmak gerekir. Bu yöntemde enerji kayıpları kaçınılmaz olur. Ancak, elektrik motorları ile tahrik edilen kompresörlerde motor devrini istenildiği gibi değiştirmek mümkün olmadığından emilen havayı boğma yönteminden vazgeçilemez.

### 3.2.3- Pistonlu ve Turbo Kompresör Karşılaştırması

- Turbo kompresörlerde hava akımı sürekli ve havada yağ kalıntıları yoktur.
- Turbo kompresörlerin kurulması için gereken alan aynı güçteki pistonlu kompresöre gereken alanın 1/5 kadardır. Aynı şekilde temel yapısında turbo kompresörde küçük ve hafiftir.

- Turbo kompresörde pistonlu kompresörde bulunan subaplar bulunmadığı için daha az arıza yapar.
- Turbo kompresör yağ tüketimi azdır.
- Satınalma maliyeti turbo kompresörde daha azdır. Bakım ve onarım maliyetleri de benzer şekilde azdır.
- Enerji maliyetlerinde durum tam tersinedir. Özellikle küçük kapasiteli turbo kompresörlerin izotermik randımanı çok küçüktür.
- Ekonomik açıdan, 15-20000 m<sup>3</sup>/h 'in altında pistonlu, üstünde ise turbo kompresörler avantajlıdır.
- Bu sınır sürekli kullanılmayan kompresörlerde 8000 m<sup>3</sup>/h düşer.
- Yüksek basınçlar için pistonlu kompresörlerden vazgeçilemez.
- Hız ayarı çok kolay olduğu için buhar kuvvetinden yararlanmak daima avantajlıdır.