



**T.C.**  
**KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**BİR OTOMOTİV YAN SANAYİ TESİSİNİN**  
**BASINÇLI HAVA SİSTEMİNDE ENERJİ**  
**TASARRUFU UYGULAMASI**

**Gamze KÜÇÜKYAĞLIOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Ocak-2020**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Gamze Küçükyazlıoğlu tarafından hazırlanan “Bir otomotiv yan sanayi tesisinin basınçlı hava sisteminde enerji tasarrufu uygulaması” adlı tez çalışması 15/01/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

#### Başkan

Prof. Dr. Mete KALYONCU

#### Danışman

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN

### İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Yakup KARA  
Enstitü Müdürü

## TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

  
Gamze KÜÇÜKYAĞLIOĞLU

Tarih:15.01.2020

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

## BİR OTOMOTİV YAN SANAYİ TESİSİNİN BASINÇLI HAVA SİSTEMİNDE ENERJİ TASARRUFU UYGULAMASI

Gamze KÜÇÜKYAĞLIOĞLU

Konya Teknik Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI

2020, 102 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI  
Prof. Dr. Mete KALYONCU  
Dr. Öğr. Üyesi Ümit ÖNEN

Dünya nüfusunun artması, insanların refah düzeyindeki gelişme ve endüstriyel faaliyetlerde ortaya çıkan gelişmeler enerji kullanımında önemli artışa neden olmaktadır. Doğal kaynakların verimli ve rasyonel kullanımı ve enerji üretirken çevreye verilen zararın azaltılması ihtiyacı; enerji tasarrufu ve enerji verimliliği uygulamalarının önemini giderek artırmaktadır.

Bu çalışma, bir otomotiv yan sanayi tesisindeki basınçlı hava hattında enerji tasarrufu sağlamayı ve enerji verimliliğini artırmayı hedeflemektedir. Belirlenen hedef doğrultusunda, Konya ilinde karayolu taşıtları için süspansiyon ve direksiyon sistemi bileşenleri üretimi konusunda faaliyet gösteren bir tesisin basınçlı hava sistemi üzerinde ölçüm ve incelemeler yapılması, sistemdeki mevcut enerji kayıplarının hesaplanması, alınabilecek önlemlerin tespit edilmesi, enerji kayıplarının ekonomik değerinin ve belirlenen tasarruf önlemlerinin uygulanması durumunda elde edilebilecek parasal kazanımın belirlenmesi amaçlanmıştır.

Çalışma kapsamında uygulanan metodoloji: Basınçlı hava sistemi bileşenlerinin ve konfigürasyonunun belirlenmesi; arz tarafı ölçüm ve analizleri; iletim tarafı ölçüm ve analizleri; atık ısının değerlendirilmesine yönelik incelemeler; talep tarafı ölçüm ve analizleri; potansiyel tasarruf önlemlerinin belirlenmesi; sistemdeki kayıpların ve belirlenen tasarruf önlemlerinin ekonomik analizi adımlarını içermektedir. Sistemdeki kayıpların belirlenmesi amacıyla; bir enerji analizörü kullanarak işletmedeki kompresörlerden veri toplanmış ve kompresörlerin spesifik enerji tüketimleri hesaplanmıştır. Diğer yandan, işletmedeki basınçlı hava hattında ultrasonik sızıntı dedektörü ile kaçak ölçümleri yapılarak mevcut enerji kayıpları belirlenmiştir. Kompresörlerdeki atık ısının değerlendirilebileceği alanlar araştırılmış, operasyon bölgelerinde basınçlı hava ile çalışan ekipmanların verimlilikleri değerlendirilerek enerji tasarrufu ve enerji verimliliğini sağlayabilecek ekipman kullanımı senaryoları önerilmiştir. Çalışmanın sonuç bölümünde mevcut sistemdeki hava kaçaklarının ve mevcut konfigürasyondaki kompresör ve ekipman seçimine bağlı olarak enerji verimliliği yönünden ortaya çıkan olumsuzluklar sıralanarak mevcut basınçlı hava sisteminin enerji ekonomisi yönünden değerlendirmesi yapılmış, işletmedeki basınçlı hava sisteminin verimliliğini artırmak için alınabilecek önlemler belirtilmiştir. Önerilen tedbirlerin uygulanması ile işletmenin yıllık enerji tüketiminde %10.8 oranında tasarruf yapılabileceği sonucuna varılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Basınçlı hava sistemi, enerji ekonomisi, enerji verimliliği, otomotiv yan sanayi tesisi, enerji tasarruf önlemleri.

## **ABSTRACT**

### **MS THESIS**

# **COMPRESSED AIR SYSTEM ENERGY SAVING APPLICATION IN AN AUTOMOTIVE SUPPLIER PLANT**

**Gamze KÜÇÜKYAĞLIOĞLU**

**Konya Technical University  
Institute of Graduate Studies  
Department of Mechanical Engineering**

**Advisor: Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI**

**2020, 102 Pages**

**Jury**

**Advisor Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI  
Prof. Dr. Mete KALYONCU  
Asst. Prof. Dr. Ümit ÖNEN**

The increase in the world's population, the improvement in the welfare level of the people and the developments in industrial activities cause a significant increase in energy use. Efficient and rational use of natural resources and the need to reduce environmental damage while generating energy are becoming increasingly important for energy saving and energy efficiency applications.

This study aims to save energy and increase energy efficiency in the compressed air line in an automotive sub-industry plant. In line with the determined target, it is aimed to carry out measurements and investigations on the compressed air system of a facility operating in the production of suspension and steering system components in Konya, to calculate the existing energy losses in the system, to determine the measures to be taken, to determine the economic value of the energy losses and the monetary gain to be obtained.

Methodology applied in the study: Determination of components and configuration of compressed air system; supply side measurement and analysis; transmission side measurement and analysis; investigations for the evaluation of waste heat; demand side measurement and analysis; identify potential savings measures; economic analysis of the losses in the system and the determined saving measures. In order to determine the losses in the system; data was collected from the compressors using an energy analyzer in operation and the specific energy consumption of the compressors was calculated. On the other hand, leakage measurements were made with ultrasonic leak detector in the compressed air line in the plant and the current energy losses were determined. The areas where the waste heat in the compressors can be evaluated were investigated, and the efficiency of the equipments operating with compressed air in the operation areas were evaluated and the scenarios for the use of equipment that could provide energy saving and energy efficiency were proposed. In the conclusion part of the study, air leaks in the existing system and the problems arising from the selection of compressors and equipment in the current configuration are listed and the existing compressed air system is evaluated in terms of energy economy and the measures that can be taken in order to increase the efficiency of the compressed air system in the operation are indicated. It was concluded that the implementation of the proposed measures could save 10.8% in annual energy consumption.

**Keywords:** Automotive supplier plant, compressed air system, energy economy, energy saving, energy saving measures.

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca ve tez çalışmam sürecinde daima olumlu yaklaşımları ile beni yönlendiren ve çalışmamın danışmanlığını yapan değerli hocam Prof. Dr. Fatih Mehmet BOTSALI'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Basınçlı hava sistemlerinde yapılacak tasarruf uygulamalarının çarpıcı mali etkisini ortaya koymanın yanı sıra, endüstride enerji verimliliği kültürünü geliştirmek ve farkındalığı artırmaya yönelik yapmış olduğum çalışmamın uygulama aşamalarının öz kaynaklarını kullanarak sağlıklı bir şekilde tamamlanmasını sağlayan ve çalışmamı olduğum Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A. Ş.'ye, çalışma arkadaşlarıma ve yöneticilerime teşekkür ederim.

Bana eğitimin önemini benimsetip bu günlere gelmemde başrol sahibi olan anneme ve babama her türlü desteklerinden, eşime ve bu süreçte dünyaya gelen oğluma sabır ve anlayışlarından dolayı teşekkür ederim.

Gamze KÜÇÜKYAĞLIOĞLU  
KONYA-2020

## İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>vii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR</b> .....	<b>viii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİ</b> .....	<b>3</b>
2.1. Basınçlı Hava Sisteminin Temel Bileşenleri.....	4
2.1.1. Kompresörler .....	5
2.1.2. Hava tankları.....	7
2.1.3. Kurutucular .....	8
2.1.4. Filtreler.....	9
2.1.5. Basınç regülatörleri.....	10
2.1.6. Hava dağıtım hattı.....	11
2.2. Basınçlı Hava Sistemlerinde Kayıplar ve Enerji Verimliliğine Yönelik Önlemler .....	13
<b>3. KAYNAK ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>25</b>
<b>4. OTOMOTİV YAN SANAYİ TESİSİ BASINÇLI HAVA SİSTEMİNDE ENERJİ TASARRUFU UYGULAMASI</b> .....	<b>33</b>
4.1. Tesis ve Basınçlı Hava Sistemi Tanımı .....	35
4.2. Arz Tarafı İncelemeleri ve Hesaplamaları .....	38
4.2.1. Kompresör ölçümleri .....	39
4.2.2. Kompresörlerin spesifik enerji tüketimlerinin belirlenmesi .....	40
4.2.3. Boş yük analizi.....	41
4.3. İletim Tarafı İncelemeleri ve Hesaplamaları.....	41
4.3.1. Basınçlı hava kaçakları analizi .....	42
4.4. Kompresör atık ısılarının değerlendirilmesi.....	44
4.5. Arz Tarafı İncelemeleri ve Hesaplamaları .....	45
4.5.1. Hava tabancası analizi .....	45
4.5.2. Pnömatik ekipman analizi.....	47
<b>5. ENERJİ VERİMLİLİĞİ HESAPLAMALARI</b> .....	<b>51</b>
<b>SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b> .....	<b>57</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>59</b>
<b>EKLER</b> .....	<b>62</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>94</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$P_1$	: Giriş basıncı
$P_{2,azaltılmış}$	: Azaltılmış çıkış basıncı
$P_2$	: Mevcut çıkış basıncı
$k$	: Özgül ısı oranı
$\eta_{motor}$	: Motor verimi
$T_d$	: Dış ortam sıcaklığı
$T_i$	: İç ortam sıcaklığı
€	: Euro
dB	: Desibel
$P_i$	: Çevre basıncı
$V_f$	: Kaçan hava debisi
$N$	: Kompresör kademe sayısı
$P_0$	: Kompresör çalışma basıncı
$E_a$	: Kompresör adyabatik verimi
$E_m$	: Kompresör motor verimi
lt	: Litre
dk	: Dakika
Ø	: Çap

### Kısaltmalar

USD	: Amerikan doları
KNG	: Kompresör nominal gücü
YO	: Yükleme oranı
ÇS	: Yıllık çalışma süresi
GDO	: Güç düşüm oranı
YK	: Yük katsayısı
TL	: Türk lirası
TİB	: Talaşlı imalat bölümü
KBB	: Kauçuk burç bölümü
DB	: Dövme bölümü
SET	: Spesifik enerji tüketimi



## 1. GİRİŞ

Enerji, dünyadaki endüstriyel tesislerde farklı amaçlar için kullanılan temel bir ihtiyaçtır. Daha hızlı ekonomik büyüme için ülkeler büyük miktarda enerjiye ihtiyaç duyarlar. Enerji bu nedenle ekonomik rekabet edebilirlik ve istihdam için çok önemli bir faktördür (Abdelaziz ve ark., 2011).

Enerji tüketiminin günümüzde maliyetleri çok artırdığı gerçeği, tüketicilerin bu konuda bazı önlemler almasını gerektirmektedir. Bu sebeple, kullanılan enerji çeşidi yenilenebilir ya da fosil temeline dayalı olup olmadığına bakılmaksızın, enerjinin verimli bir şekilde kullanılması gerekmektedir (Hürdoğan ve ark., 2015).

Enerji tasarrufu, enerjinin gereksiz kullanım sahalarını belirlemek ve israfı asgari düzeye indirmek veya tamamen ortadan kaldırmak için alınan önlemler bütünüdür (Kaya ve Güngör, 2002). 1970 enerji krizi, dünya çapında enerji tasarrufunun önemi hakkında insanları bilinçlendirmiş ve enerji tasarrufu sağlayabilen teçhizatların geliştirilmesine ve kullanılmasına itmiştir (Üser ve ark., 2005). Enerji tasarrufu çalışmalarında en etkin ve somut sonuç alan ülkelerden birisi ABD'dir. 1973 yılından bugüne ABD ekonomisindeki büyüme %126 oranında gerçekleşirken, aynı süre zarfında enerji kullanım oranındaki artış yalnızca %30 olmuştur. (Kaya ve Güngör, 2002).

Enerjinin verimli kullanımıyla ilgili göstergelere göre, Türkiye'nin enerji tüketiminin dünya ortalamasına yakın olduğu ve birim katma değer üretebilmek için pek çok ülkeye göre oldukça yüksek düzeyde enerji harcadığı görülmektedir. Özellikle uluslararası pazarlarda rekabet etme durumu içinde olan Türkiye'deki sanayi kesiminin enerjiyi verimli kullanmadığı da istatistiki verilerden anlaşılmaktadır (Kaya, 2012).

Ülkemizde sanayi sektörü, nihai enerji tüketimi içinde yaklaşık %36 ve elektrik tüketiminde %55 düzeyindeki payı ile önemli bir yere sahiptir (Hürdoğan ve ark., 2015). Endüstriyel tesislerin enerji sarfiyatları incelendiğinde fırınlar, kazanlar, fanlar, pompalar, aydınlatma ve basınçlı hava sistemi vb. gibi sanayi kuruluşunda yaygın olarak bulunan sistemlerde ciddi miktarda enerji kaybı olduğu görülmektedir. Endüstriyel tesislerdeki basınçlı hava sistemleri de bu tür kayıpların söz konusu olduğu sistemler arasındadır. (Sapmaz, 2014).

Otomotiv sektöründe basınçlı hava; su, elektrik ve doğalgazın ardından imalat süreçlerini kolaylaştıran 4. önemli girdidir ve birçok endüstriyel tesiste elektrik tüketiminde 3. sırada yer almaktadır. Ayrıca basınçlı hava AB endüstriyel enerji

kullanımının %10'luk kısmını oluşturmaktadır. Bu nedenle, enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından önemli sistemlerdendir (Sapmaz ve Kaya, 2017).

Basıncılı hava sistemlerindeki harcanan enerjinin yaklaşık %50'si tesisatın yetersizliği ve sistem bakımının kötü yapılmasından kaynaklanmaktadır. Basit işletme önlemleri ile bu kaybın en az yarısı önlenebilmektedir. Yaklaşık bütün sanayi tesislerinde kompresör bulunduğu düşünülürse ve bunların da arızalanıp üretimi durdurabileceği veya yavaşlatabileceği göz önüne alınırsa, basınçlı hava sistemlerinde tasarrufun ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. (Kaya, 2012). Bu doğrultuda işletmelerin enerji tasarrufu çalışmalarına başlamadan önce mevcut durumlarının tespiti için enerji denetleme çalışması yaptırması ve analitik ölçümler ile doğru analizler sonucu enerji politikalarına yön vermeleri gerekmektedir. (Kaya ve Güngör, 2002).

Bu tezin amacı, bir otomotiv yan sanayi işletmesindeki basınçlı hava sisteminin arz, iletim ve talep kısımlarının enerji verimliliği yönünden incelenip, sistemin enerji tasarruf potansiyelinin ve alınabilecek önlemlerin belirlenmesidir. Çalışma kapsamında amaca yönelik bir metodoloji hazırlanmış ve basınçlı hava sistemde enerji verimliliği yönünden uygunsuz kabul edilebilecek durumlar analiz edilerek tasarruf sağlanabilecek düzeltici uygulamaların önerilmesi planlanmıştır. Belirlenen uygunsuz durumların enerji kayıp maliyetleri hesaplanmış, önerilen düzeltici uygulamaların ise geri ödeme süreleri belirlenerek alınacak aksiyonların işletmeye mali yönden ne kazandıracığı konusunda sayısal ve objektif veriler içeren bir değerlendirme yapılmıştır.

## 2. BASINÇLI HAVA SİSTEMLERİ

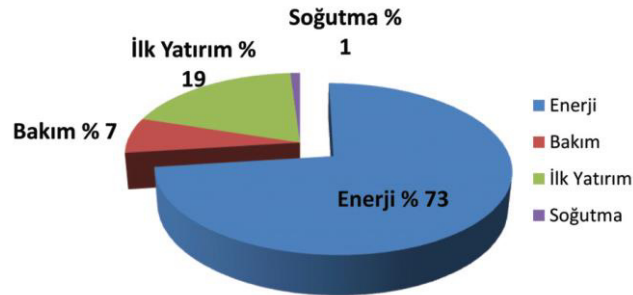
Hava atmosferde bol miktarda bulunan bir gaz karışımıdır ve uygun yöntemlerle alınıp, depolanabilir, basınç kazandırılabilir ve kullanıldıktan sonra tekrar atmosfere bırakılabilir. Havanın her daim ulaşılabilir bir kaynak olması, uygulamaların maliyetlerinin az olmasını sağlamaktadır. Basınçlı hava sistemleriyle dairesel ve açıl hareketler, mekanik sistemlere göre kolayca elde edilebilmektedir. Genellikle, aletleri direkt olarak elektrik enerjisi ile çalıştırmanın kullanışsız ya da sakıncalı olduğu durumlarda kullanılır (Anonim, 2016).

Basınçlı hava sistemleri aşağıdaki avantajlarından dolayı endüstrinin birçok dalındaki uygulamalarda yer almaktadır. Tekstil, gıda, kimya, metal şekillendirme, takım tezgahları, boya, inşaat, ilaç, elektrik elektronik bunlardan bazılarıdır.

- Patlamalara ve aşırı yüke karşı dayanıklıdır, bu nedenle patlamaya karşı pahalı koruma tesisatlarına gerek yoktur.
- Sıcaklık, nem, toz ve elektromanyetik gürültü gibi unsurlardan etkilenmez ve bakımları kolaydır.
- Basınçlı hava yüksek hızla çalışmaya müsaittir, bu nedenle tesislerde yüksek çalışma hızlarına erişilebilir.
- Basınçlı hava temizdir ve çevreyi kirletmez. Bu gıda, ağaç, tekstil ve deri endüstrisinde büyük önem taşımaktadır.
- Hava her yerde sınırsız olarak kullanıma hazırdır.
- Basınçlı hava sistemlerinin güç/ağırlık oranı düşüktür ve güç yoğunluğu yüksektir.
- Büyük mesafeler arasında daha iyi taşınabilir.
- Basınçlı hava depolanabilir ve depolanması ekonomiktir.
- Basınçlı hava kullanıldıktan sonra geriye taşınmasına gerek yoktur. (Akkuş, 1986) (Anonim, 2016).

Birçok avantaja sahip olması nedeniyle, basınçlı havanın yüksek maliyetli bir güç kaynağı olduğu gerçeği sık sık gözden kaçırılır. Basınçlı hava sistemleri enerji tüketimi oldukça yoğun sistemlerdir. Basınçlı havanın maliyeti elektrik fiyatlarından 7-10 misli daha fazladır. Şekil 2.1’de de görüldüğü gibi basınçlı havanın üretim maliyeti içerisinde tüketilen elektrik enerjisi en büyük paya sahip olup, elektrik tüketim maliyetleri çok kısa sürelerde (genellikle 1 yıl veya daha kısa süreler) ilk yatırım

maliyetlerini geçebilmektedir. Bu nedenle, işletmenin basınçlı hava sistemine gerçekten ihtiyacı olduğundan emin olunmalı ve gerekli hesaplamalar ve ekonomik analizler yapıldıktan sonra sistemin kurulup kurulmamasına karar verilmelidir (Karataş, 2012).



Şekil 2.1. Basınçlı hava sistemlerinin bir yıllık giderlerinin grafik olarak gösterimi (Karataş, 2012)

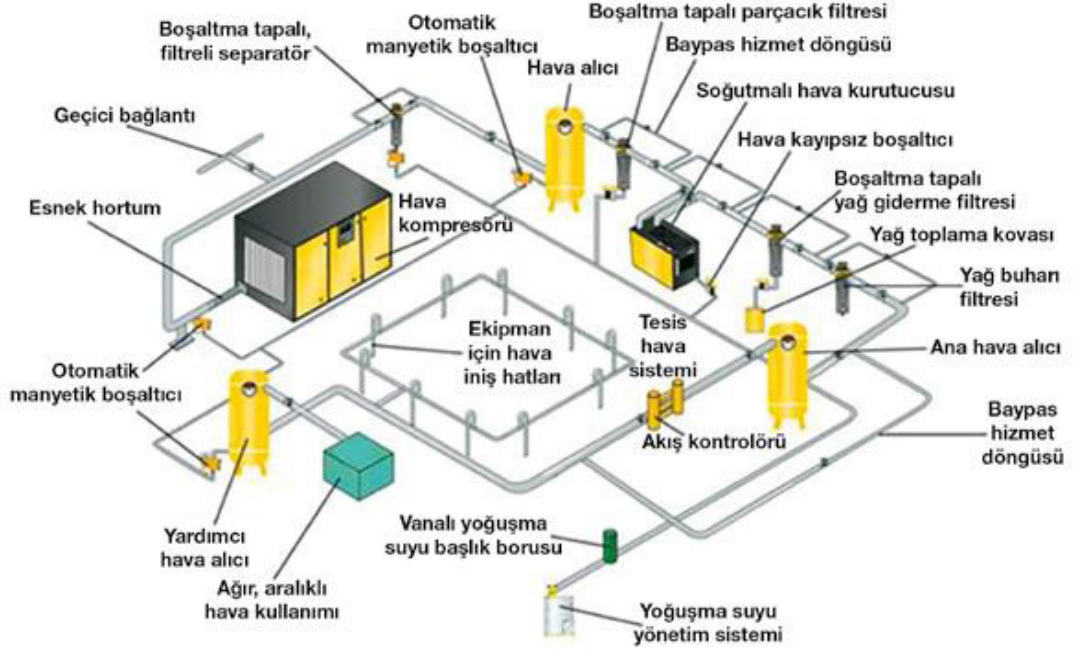
## 2.1. Basınçlı Hava Sisteminin Temel Bileşenleri

Basınçlı hava sistemi, Şekil 2.2’de görüldüğü üzere, arz tarafı bileşenleri ile talep tarafı bileşenlerinden oluşur. Arz tarafı, basınçlı havayı üretmek ve işlemek için gereken tüm ekipmanı içerir. Bunlar tipik olarak kompresör, depolama için basınçlı hava alıcısı, nemi giderecek kurutucu, yağ ve parçacıkları giderecek filtrelerdir. Bazı uygulamalarda ayrıca, arz ile talep tarafını ayıran basınç/akış kontrolörü de bulunabilir.

Sistemin talep tarafı, dağıtım (boru tesisatı) sistemi, ilâve kullanım noktası filtreleri ve basınçlı havayı kullanan aletler, prosesler ve/veya kontrolleri içerir. Uygun biçimde tasarlanmış bir basınçlı hava sistemi, mümkün olan en düşük basınçta en az havayı kullanmak üzere optimize edilmiş talep tarafına ve mümkün olan en düşük kilovat girdisi ile havayı sağlamak üzere optimize edilmiş arz tarafına sahiptir. (McKane ve ark., 2016).

Kompresörler havayı serbest atmosferden alıp filtrelerden geçirerek sıkıştırırlar. Filtre kullanılmadığı takdirde hava ile beraber gelen toz kompresöre ve tüm proses donanımına zarar verecektir. Hava filtrelerinin tıkalı ya da akışa izin vermeyecek derecede ince olması durumunda ise kompresör motoru aşırı yüklenecek ve basınçlı havanın maliyeti artacaktır. Sıkıştırma işlemi istenen basınç değerine göre tek ya da daha fazla kademede yapılabilir. Sıkıştırma sırasında büyük miktarda ısı açığa çıkar. Kompresörü tahrik eden birincil enerjinin büyük kısmı ara soğutucu ve son soğutucudan oluşan kompresör soğutma sistemi ile taşınır. Atmosferik hava yüksek miktarda nem

içermektedir. Bu nem basınçlı hava sisteminden uzaklaştırılmadığı takdirde hatlarda ve donanımların içerisinde sıvılaşarak korozyon ve hasar riski oluşturacaktır.



Şekil 2.2. Basınçlı hava sistemi genel görünüşü (McKane ve ark., 2016)

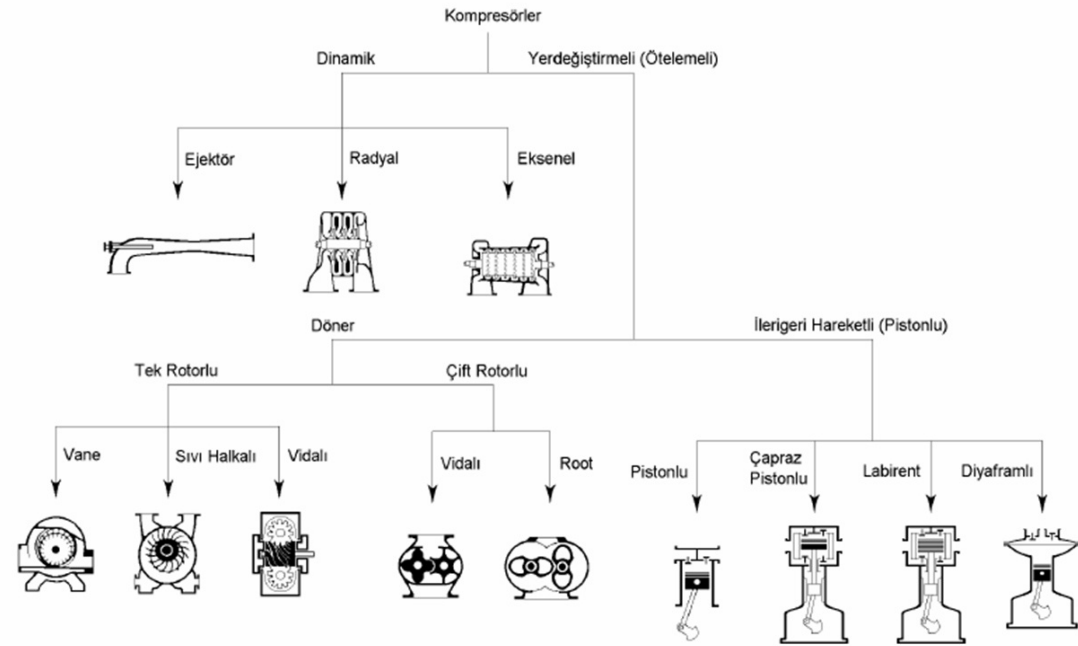
Kurutulan hava sistemde kullanılmaya hazırdır. Bununla beraber, tesis hava kullanımında meydana gelecek değişiklikler kompresörde uzun çalışma sürelerine ya da kompresörün sıklıkla dur-kalk yapmasına sebebiyet verecektir. Bu nedenle kurutulan hava tanka alınarak buradan sisteme gönderilir (Sapmaz, 2014).

### 2.1.1. Kompresörler

Basınçlı hava sisteminin temel elemanı kompresörlerdir. Kompresörler emiş kanalından çektiği havayı sıkıştırarak, basıncını ve sıcaklığını artırır ve hava tankına depolar. Bir kompresör sisteminde görülecek temel elemanların başında elektrik motoru gelir. Eğer kompresör buhar türbini tarafından tahrik ediliyorsa motor yerine buhar türbini kullanılacaktır. Motora kayış-kasnak ya da direkt akuple olarak sıkıştırma elemanları bulunur. Sıkıştırma elemanı kompresör türüne göre belirlenmektedir.

Şekil 2.3'te detaylı sınıflandırılması verilen hava kompresörleri temel olarak yer değiştirmeli ve dinamik olarak ikiye ayrılır. Yer değiştirmeli kompresörlerde belirli bir hacme hapsedilen havanın hacmi azaltılarak basıncı artırılır. Dinamik kompresörlerde ise

akan gazın hızlandırılması ve enerjisinin difüzer ya da statorda basınç enerjisine dönüştürülmesi ile basınç artırılır (Sapmaz, 2014).



Şekil 2.3. Kompresörlerin sınıflandırılması (Anonim, 1998)

Kompresörler tarafından sıkıştırılan havanın basıncı artarken havaya aktarılan enerjinin büyük kısmı ısı enerjisine dönüşmektedir. Bu nedenle, kompresör çıkışında sıcak ve basınçlı hava elde edilmektedir. Kurutucudan çıkan basınçlı havanın sahip olduğu enerji miktarı, şaft yoluyla kompresöre aktarılan enerjinin çok küçük bir kısmıdır. Bu durumun bir sonucu olarak kompresörler düşük verimli makinalardır.

Gazların yüksek basınçlara sıkıştırılması, kompresör tasarımında sorunlara neden olan yüksek sıcaklıklara sebep olmaktadır. Türlerinden bağımsız olarak tüm kompresör elemanları, tasarımını kısıtlayan işletme şartlarına sahiptir. Bu tür bir kısıtlama ile karşılaşıldığında sıkıştırma işinin kademeli olarak yapılması gerekmektedir. Sıkıştırma işinin basamaklar halinde yapılması anlamına gelen bu durum, çok kademeli sıkıştırma olarak adlandırılmaktadır. Çok kademeli sıkıştırmanın hacimsel verim üzerinde olumlu etkisi bulunmaktadır. Çok kademeli bir kompresörde hacimsel verim büyük oranda düşük basınçta sıkıştırma yapan birinci kademe tarafından tayin edilmektedir. Çünkü 2. kademe tarafından sıkıştırılacak hava hacmi, birinci kademeye göre belirlenmektedir (Sapmaz, 2014).

Basınçlı hava sistemi kurulacağı zaman, hava kompresörünün tesisteki enerji sisteminin bir parçası (toplam enerji sistemi içinde) olacağı düşünülmeli; tümüyle kompresörün üreticisine ya da distribütörüne ve ısıtma-havalandırma uzmanlarına danışılmalıdır (Anonim, 1998).

#### Dinamik kompresörler:

Çok yüksek beygir gücü gereken uygulamalar için dinamik kompresörler ideal tercihtir. Bunlar hem eksenel hem de radyal tasarımlarda mevcuttur. Çoğunlukla turbo kompresör olarak adlandırılırlar. Radyal tasarımlı olanlara santrifüj kompresör adı verilir. Dinamik kompresörler, sabit bir akışla çalışan deplasmanlı kompresörlerin aksine sabit basınçta çalışır. Dinamik kompresörlerin performansı harici koşullardan etkilenir: örneğin giriş sıcaklığındaki bir değişim kapasitenin değişmesiyle sonuçlanır (Anonim, 2019).

#### Yer değiştirmeli kompresörler:

Yer değiştirmeli kompresörlerde maksimum kapasite, silindir yer değiştirmesinin hızının ve hacminin bir fonksiyonu olduğu için böyle adlandırılmışlardır. Piston hızı belirli olduğu için basınçlandırılan gazın hacmi ve ağırlığı silindirlerin dakikadaki basma strokuyla doğru orantılıdır (Soylu, 2017).

Pistonlu kompresörlerde hava düşük basınçlı taraftan yüksek basınçlı tarafa doğru ötelenir, piston sürekli ileri geri hareket eder ve hava sıkıştırılır. Yüksek basınç elde edilebilen bu kompresörler yaygın olarak kullanılmaktadır.

Vidalı kompresörlerde ise havanın basınçlandırılması, birbirlerinin tersi yönünde dönen iki helis dişli rotorun arasında havanın sıkıştırılması ile sağlanır. Genelde 7-13 bar arası çalışırlar. En yaygın kullanılan vidalı hava kompresörleri, tek kademeli, iki kademeli, yağ enjeksiyonlu ve yağsızdır (Anonim, 2016).

### **2.1.2. Hava tankları**

Basınçlı hava sistemlerinde hava tankı kullanılması, sistemdeki havanın sabit ve verimli kullanılmasını sağlar. Hava tankına giriş ve çıkışların zıt yönde yapılması gerekmektedir. Bu durum havanın rahat dolaşmasına ve sistemdeki suyun tekrar hatta gönderilmesini önlemektedir.

Hava tanklarının yararlarını şöyle sıralayabiliriz:

- Kompresörün yüke girmesi ve boşta çalışması durumlarında oluşan ani basınç dalgalanmalarını sönmeler.

- Sistemin beslenmesi için gereken havayı depolar. Kompresörün yükte-boşta çalışmasından kaynaklanan dalgalanmalar bu şekilde engellenmiş olur.
- Üzerlerinde manometre ve emniyet ventili olması dolayısıyla basınçlı havanın kontrol altında tutulduğu birimlerdir.

Basınçlı hava tankları kompresörün hemen çıkışına yerleştirilir. Sistemin önemli ve iş sağlığı güvenliği açısından dikkat edilmesi gereken elemandır (Anonim, 2016). Şekil 2.4'te örnek bir basınçlı hava tankı görülmektedir.



Şekil 2.4. Basınçlı hava tankı (Anonim, 2016)

Hava tanklarında bulunan su tahliye sistemi tank içinde yoğunlaşan suyun tahliye edilmesi için yerleştirilir. Otomatik veya el ile kumanda edilen çeşitleri vardır (Anonim, 2016). Bazı tahliye valfleri basınçlı hava ile beraber su atmakta dolayısı ile basınç kaybı oluşturmaktadır. Bu ise kompresörde sanal hava talebi oluşmasına neden olabilmektedir. Bu nedenle tahliye valfleri seçilirken suyu havadan ayırıştırarak sadece su tahliyesini sağlayan otomatik valflerin kullanımı enerji ekonomisine katkı sağlayacaktır (Sapmaz, 2014).

### 2.1.3. Kurutucular

Kompresörlerde sıkıştırılan havanın sıcaklığı yükselir ve kompresörden çıktıktan sonra hatta ilerledikçe soğuyacaktır. Bu durum yoğunlaşmaya sebep olacak ve hatta sıvı birikmesi olacaktır. Sistemdeki oluşan bu su proseslerde verimlerin azalmasına, boru hatlarının donmasına, paslanmasına, bakım giderlerinin artmasına neden olmaktadır.



Pnömatik aletlerin çoğu ve prosesler sıcak basınçlı havayı tolere edemez (Dolaş, 2018). Dolayısıyla basınçlı hava hattında dolaşan hava mümkün merteye kuru olmalı ve bunun için kurutucu kullanılmalıdır.

Atmosferin nem oranının yüksek olduğu bölgelerde kompresörler büyük miktarda su içeren bir havayı sıkıştıracaktır. Basınçlı hava sisteminde işlenen su miktarına örnek olarak; 20°C sıcaklıkta ve %60 nem oranına sahip ortamda 8 saatlik çalışma süresi boyunca 100 kW (kilovat) gücünde bir kompresör içerisinde toplam 85 litre su geçecektir.

Kompresörlerden gelen basınçlı havanın farklı uygulamalarla suyu alınabilir. Bu uygulamalardan en basiti soğutmalı kurutma sistemidir. Bu sistemde kurutucuya giren sıcak nemli hava ve çıkan soğuk kuru hava ısı değiştirici içerisinde geçirilerek ön ısıtma yapılır. Ardından nemli hava klasik bir buharlı soğutma çevrimi içerisinde soğutulur. Bu sırada yoğuşan su tahliye edilir.

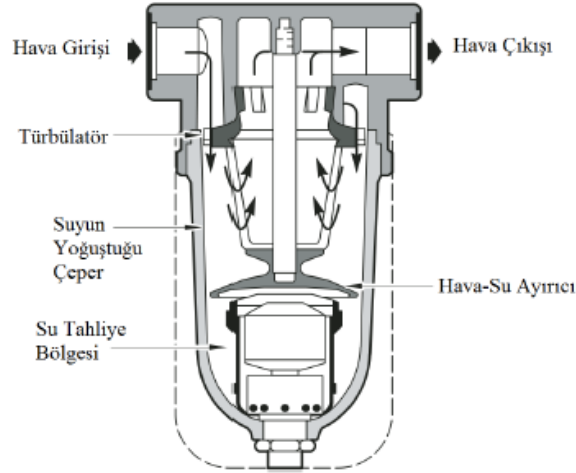
Nemi alınarak kurutulan basınçlı hava bu durumda kullanıma hazırdır. Kurutulan basınçlı hava şebekeye beslenmek üzere hava tankına depolanır. Fakat tankta ve basınçlı hava hattı boyunca havadaki nemin yoğuşması devam etmektedir. Bu nedenle hava tankında ve hat boyunca değişik noktalarda yoğuşan suyun tahliye edilmesi gerekmektedir (Sapmaz, 2014).

#### **2.1.4. Filtreler**

Kompresör girişlerinde hava filtrelenmiş ve kurutucularda nemi alınmış olsa dahi hava katı parçacık ve nem içerecektir. Bu içeriğin hat boyunca da filtrelenmesi gerekecektir. Bunun için kullanılan filtreler merkezkaç kuvveti etkisiyle havadan daha ağır olan su damlacıklarının ve havanın ayrışmasını sağlarlar. Su içeriği alınan hava katı parçacıklarının ayrılması için hatta geri dönmeden önce filtrelenir. Kullanılan filtre metal elek, sinterlenmiş bronz, poroz plastik gibi farklı malzemelerden imal edilmiş olabilir. Pek çok endüstriyel uygulama için 40 µm (mikrometre, mikron) filtre yeterli görülmeyle beraber filtre inceliği proseste izin verilen parçacık boyutuna göre belirlenir (Sapmaz, 2014).

Hava filtresi aşırı basınç düşüşüne sebebiyet vermemeli ve bakımı kolay yapılabilmelidir. Hattaki basıncın kontrolünün yapılabilmesi için filtrenin giriş ve çıkışına 2 adet manometre konarak basınç farkı alınabileceği gibi giriş ve çıkış arasında basınç farkını gösteren özel göstergeler de temin edilebilmektedir. Pek çok filtre türü

filtre elemanı kolaylıkla çıkarılıp temizlenebilecek ya da değiştirilebilecek yapıda üretilmektedir (Sapmaz, 2014). Şekil 2.5'te bir hava filtresinin çalışma prensibi açıklanmaktadır.



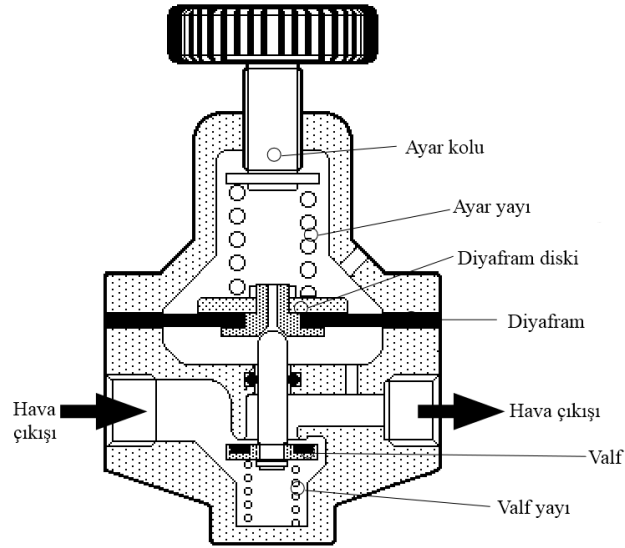
Şekil 2.5. Hava filtresi ve çalışma prensibi (Sapmaz, 2014)

Hava kalitesini etkileyecek bir diğer etken ise havanın yağ içeriğidir. Pnömatik taşıma, elektronik donanımların temizlenmesi, sprey boyama ve enstrümantasyon donanımı basınçlı havanın yağsız olmasının gerektiği uygulamalardandır. Güncel yağsız kompresörler havayı en az yağ oranı ile gönderseler dahi sistemde yağ filtreleri kullanılmaktadır. Yağ filtrelerinde kullanılan filtre elemanı özel üretilmiş ince fiber malzemeler içermektedir. Hava içerisinde bulunan yağ fiber üzerinde birikir. Biriken yağ damlacık haline geldiğinde drenaj sistemine damlar ve tahliye edilir. Pek çok yağ filtresi µm boyutunda yağ damlacıklarını ve yağ bulutunu temizleme kapasitesine sahiptir. Bununla beraber büyük yağ tanecikleri fiberde tıkanmalara sebep olabilmektedir. Bu nedenle yağ filtrelerinde ön filtreler kullanılarak yağ damlacıklarının inceltmesi sağlanır. Yağ filtreleri hava filtrelerinin aksine temizlenemezler bu nedenle değiştirilmeleri gerekir. Hava filtrelerinde olduğu gibi yağ filtreleri de basınç düşüşünü izlemek üzere manometrelerle izlenmelidir. (Sapmaz, 2014)

### 2.1.5. Basınç regülatörleri

Basınçlı hava ile çalışan makine ya da aletlerin büyük bir çoğunluğu en verimli çalışmasını genel olarak optimum bir basınç altında gerçekleştirir. Optimum değer

üstündeki basınçlarda (basınç artımından ileri gelen) hız artışının aşınmayı artırmasına karşın, elde edilen mekanik enerjide ciddi bir artış olmaz; dolayısıyla, enerji (kompresörün tahrik gücü) kısmen de olsa boşa harcanmış olur.



Şekil 2.6. Hava regülatörü ve çalışma prensibi (Sapmaz, 2014)

Basınç regülatörü kullanılarak optimum kullanma basıncını sağlamak, havalı makine ya da aletin işletme ve bakım maliyetlerini düşürür. Buna karşılık, gerektiğinden düşük basınçlı hava ile çalıştırmak, ilgili ekipmanın çalışma verimini düşüreceği için, üretim süresi uzar. Süre uzaması hem işçilik kaybına hem de iş gecikmesine yol açar (Anonim, 1998).

Şekil 2.6'da genel gösterimi bulunan basınç regülatörlerinin çeşitli türleri olmakla beraber yaylı bir sistem vasıtasıyla basıncın sabit tutulmasını sağlarlar. Regülatör seçiminde 2 etken dikkate alınmalıdır. Bunlar regülatör ve akış etkenleridir. Regülatör ifadesi basınç regülatörünün farklı donanımlardan kaynaklanan hava talep değişimi durumunda basıncı etkin değere getirme kapasitesidir. Akış ifadesi ise aynı durumda regülatörün istenen akış değerini sağlayabilmesidir (Sapmaz, 2014).

### 2.1.6. Hava dağıtım hattı

Basınçlı hava dağıtım sistemi, sistemin arz tarafını, talep tarafındaki çeşitli basınçlı hava kullanım noktalarına bağlayan boru hatları ağıdır. Dağıtım borularının

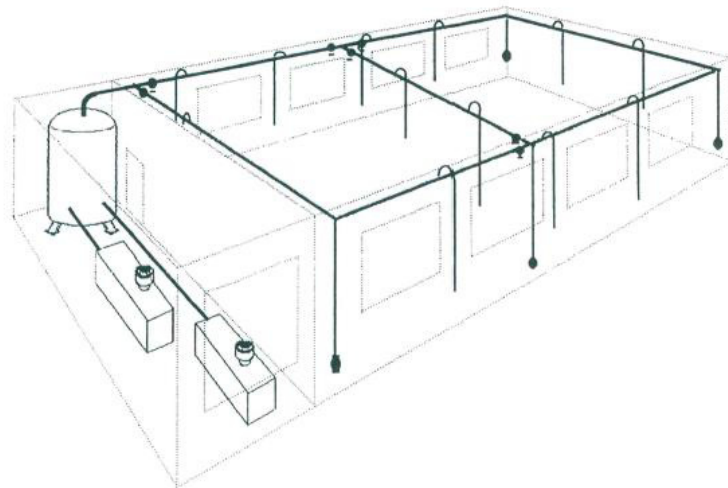
görevi, basınçlı havayı arz tarafından talep tarafına taşıyarak, gerekli basınçlı hava debisi ve basıncını tedarik ederek üretim işinin yapılmasını sağlamaktır.

Basınçlı hava, direncin en düşük olduğu yolu izleyerek, yüksek basınçlı alanlardan düşük basınçlı alanlara akarak suretiyle dağıtım ağında hareket eder. Borular, vanalar, boru bağlantıları, filtreler, bağlantılar dâhil olmak üzere, sistemdeki her bileşenin basınçlı hava akışına karşı sürtünme direnci vardır. Hava akışı ile boru hattı direnci arasındaki etkileşim, basınç kaybına sebep olur (McKane ve ark., 2016).

Kullanım yerlerindeki dağıtım şebekesinde en çok kullanılan hortum, polietilen ve poliamid plastik hortumlardır. Son zamanlarda geliştirilen bağlantı elemanları ile çabuk, kolay ve ucuz bir şekilde döşenirler. Esnekliğin istendiği yerlerde ise kauçuk hortumlar kullanılır. Kauçuk hortumlar aynı zamanda mekanik gerilmelere karşı plastik hortumlara oranla daha dayanıklıdır.

Şekil 2.7’de gösterildiği gibi boru hattı kapalı çevrim (ring sistemi) şeklinde yapılmalı, ana hattan ayrılan hatlar üstten aşırma şeklinde uygulanmalıdır. Yeraltından ya da tavandan yapılabilen boru hatları için tavandan yapılan uygulamalar yoğuşma suyunun tahliyesi için daha sağlıklı ve sisteme sonradan ilave edilebilecek hatlar için daha elverişlidir.

Tavandan yapılan boru hatlarına 1-2° eğim verilerek hatta biriken suyun tahliye edilmesi sağlanmaktadır. Dönüşlerde mümkün olduğunca açık dirsek kullanılmalı, kompresöre en uzak köşelere biriken suyu boşaltacak otomatik tahliye veya musluklu tanklar yerleştirilmelidir (Anonim, 2016).



Şekil 2.7. Kapalı çevrim (ring) basınçlı hava hattı (Dolaş, 2018)

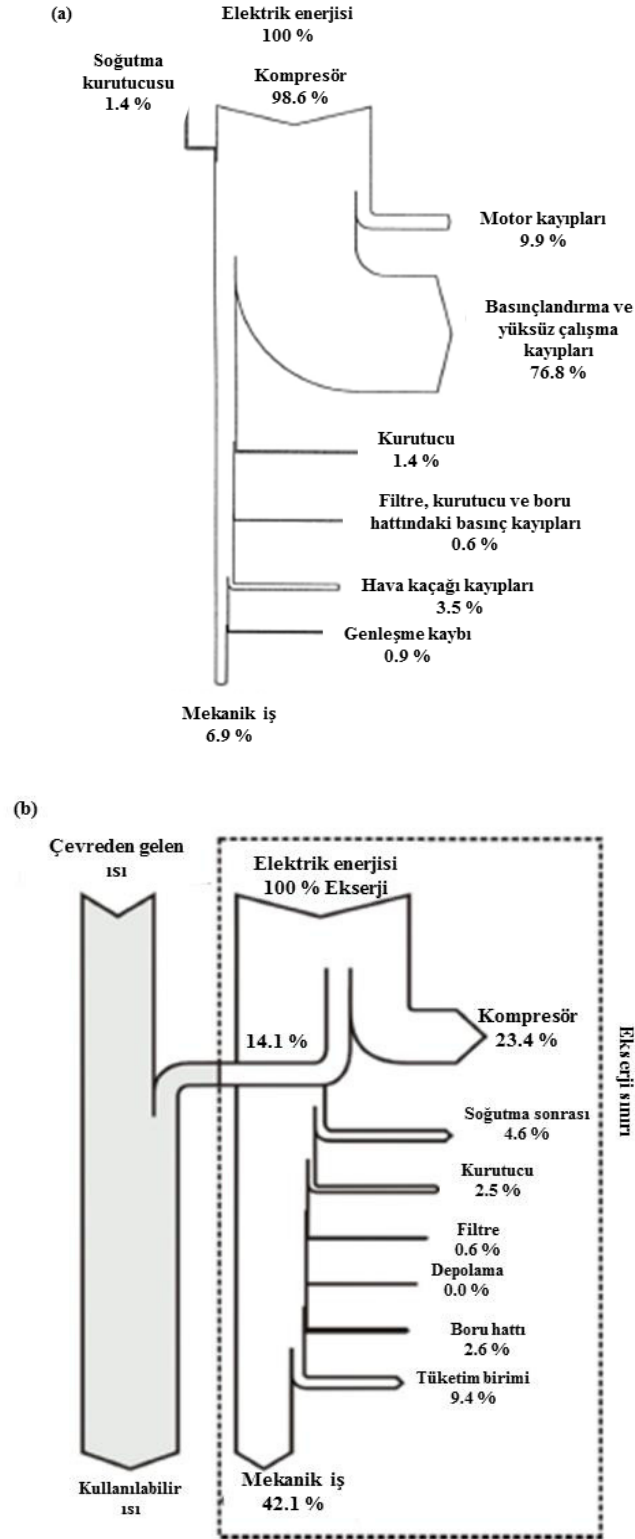
## 2.2. Basınçlı Hava Sistemlerinde Kayıplar ve Enerji Verimliliğine Yönelik Önlemler

Basınçlı havanın genelde ucuz ve bedava bir enerji kaynağı olduğu varsayılmaktadır. Fakat havanın sıkıştırılması işleminin verimsiz yapısı nedeniyle tüketilen enerjinin ancak %1-8 gibi küçük bir miktarı faydalı enerjiye dönüşmektedir. Bu da basınçlı havayı çok pahalı bir enerji taşıyıcısı kılmaktadır (Kaya, 2012).

Son yıllarda basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği iki önemli sebepten dolayı giderek daha önemli bir konu haline gelmektedir. Bunlardan biri hava kompresörünün kullanım ömrü boyunca ilk yatırım, bakım maliyetlerinin yanında enerji maliyetinin de olmasıdır. İkinci sebep ise elektrik fiyatlarının son otuz yılda istikrarlı bir şekilde artmasıdır. (Mousavi ve ark., 2014).

Avustralya ve Avrupa ülkelerinde basınçlı hava sistemlerinin enerji tüketimi endüstrideki toplam enerji tüketiminin %10'unu, ABD'de ise %30'unu kapsamaktadır. Ayrıca verimi en az enerji formlarından biri olduğundan basınçlı havanın yaklaşık %10-30'u son kullanım noktasına ulaşırken, geri kalan kısım ısı enerjisi, kaçaklar ve verimsiz kullanımdan dolayı kaybedilmektedir (Vittorini ve Cipollone, 2016). Çeşitli çalışmalar basınçlı hava sisteminin verimliliğinin %5-10 olduğunu göstermektedir. Bu genel varsayım, Şekil 2.8 (a)'da verilen basınçlı hava sistemlerinin enerji akış diyagramına dayanmaktadır. Pnömatik tahriklere verilen kullanışlı mekanik işin yaklaşık %6,9 olduğunu göstermektedir.

Pnömatik güç değerlendirmesinde, enerji ve entalpi yöntemleri, mekanik iş çıktısının yanlış anlaşılmasına neden olur, çünkü bunlar sıcaklığın tek işlevidir ve basınç değişimini hesaba katmazlar. Örneğin izotermal bir sistem varsayıldığında, sıcaklık ve havanın sabit kalmasını sağlamak için kompresörün toplam elektrik enerjisi, ısı olarak uzaklaştırılmalıdır. Bu nedenle enerji verimliliği %0 olacaktır. Diğer yandan, kompresörden gelen atık ısı geri kazanım için faydalı çıktı olarak dikkate alınırsa verim %100 olacaktır. Her iki verimlilik de doğrudur, ancak analiz edilen sistem sınırlarına önemli ölçüde bağlıdır. Bu örnekten termodinamik enerji kavramının basınçlı hava sisteminin doğru verimliliğini tanımlamak için uygun olmadığı sonucu çıkarılabilir. Bu sınırlamanın üstesinden gelmek için, hem basınç hem de hava akış hızının mekanik iş çıktısı üzerindeki etkisini ve sistem verimliliğinin gerçek tanımını dikkate alan ekserji analizi önerilmektedir.



Şekil 2.8. Basınçlı hava sistemi verimliliği a) Enerji akış diyagramı b) Ekserji akış diyagramı (Taheri ve Gadow, 2017)

Şekil 2.8 (b)'de gösterildiği gibi enerji verimliliğinin aksine, basınçlı hava sisteminin ekserji verimliliği ortalama %42'dir. Ekserji analizi mühendislik

sistemlerinin verimli tasarımı için güçlü bir analiz aracı olarak kullanılmaktadır (Taheri ve Gadow, 2017).

Basınçlı hava uygulamaları özellikle elektrik kullanımı ile patlama riskinin yüksek olduğu durumlarda pnömatik donanım kullanımı için bir zorunluluktur. Ancak işletmelerde temizlik veya kurutma gibi prosesler için düşük basınçta çalışan üfleyiciler kullanılması daha ekonomik bir yoldur. Aynı zamanda enerji kayıplarını azaltma çabaları ek sermaye yatırım maliyetleri ile ilişkilidir. Bu nedenle iyileştirme kararlarını öncelik sırasına koymak için, tasarruf odaklarının maliyetleri arasındaki dengeyi değerlendirmek önemlidir (Taheri ve Gadow, 2017).

Basınçlı hava sistemlerinin başarılı olması, çalışma sınırlarının çok iyi tespit edilmesi ve avantajlarının yanında dezavantajlarının da bilinmesiyle gerçekleştirilebilir. Bu bağlamda basınçlı hava sistemlerinin dezavantajları şöyledir;

- Pnömatik elemanların ucuz olmasına karşın çok sayıda eleman, araç gereç kullanılması toplamda enerji fiyatlarını yükseltmektedir. Bu nedenle basınçlı hava nispeten pahalıdır.
- Basınçlı hava temini iyi bir hazırlık gerektirmektedir. Basınçlı hava elemanları yalnız temiz ve hava tortusu olmadığı zaman uzun ömürlü çalışırlar. Aksi takdirde pnömatik elemanlarda hızlı bir aşınma ve sistemin kumandasında bozukluklar meydana gelir.
- Havanın sıkıştırılabilir olması nedeniyle, eşit büyüklükte ve sabit bir piston hızı elde edilmesi mümkün değildir.
- Basınçlı hava ile çalışan sistemler, belli bir basınç ve kuvvet sınırına kadar ekonomiktir. Normal durumda bu sınırlar 7 bar basınç ve 20,000-30,000 Newton kuvvet'tir. Bu üst sınırlar yola ve hıza bağlı olarak küçük değerlerde artma veya azalma gösterebilir. Hidrolik ve mekanik sistemlerde bu kuvvetlerden daha fazlasını elde etmek mümkündür.
- Gaz çıkışı gürültülüdür. Ancak gürültü emici madde ve egzoz sistemlerinin geliştirilmesi ile problem kısmen çözülebilir.
- Pnömatik elemanların yağlanması için kullanılan yağın büyük bir kısmı dışarıya atılan havaya karışmaktadır. Bu da sisteme devamlı yağ takviye edilmesini gerektirmektedir (Akkuş, 1986).



Şekil 2.9. AB normlarına göre uygulanabilir tasarruf noktaları (Karataş,2012)

Enerji verimliliğine uygun basınçlı hava sistemi tasarlarırken, enerji kayıplarını ve tüketimi azaltmak için çeşitli yöntemler uygulanır. Basınçlı hava sistemlerinin hemen hemen her biriminde enerji tasarrufu olanakları mevcuttur. Bunun yanında basit önlemlerle söz konusu tasarruf olanaklarının sürdürülebilmesi mümkündür (Dindorf, 2012). Şekil 2.9’da AB normlarına göre basınçlı hava sistemlerinde uygulanabilir tasarruf noktaları belirtilmiştir.

Basınçlı hava sistemlerinde uygulanabilir tasarruf odakları aşağıda detaylandırılmış olup, bu sistemlerin temel bileşenlerinden olan hava tankları, kurutucular, filtreler ve basınç regülatörleri ile ilgili tasarruf olanaklarına Bölüm 1.2’de yer verilmiştir.

#### Kompresör seçimi ve kullanımı:

Günümüzde kompresörsüz bir fabrika düşünmek oldukça zordur ve kompresörler, endüstride kullanılan pek çok donanımdan daha fazla enerji tüketmektedirler. Bu nedenle kompresörler ve basınçlı hava sistemlerinde yapılacak olan iyileştirmeler maliyet kalemlerinde önemli azalmalara sebep olabilir.

Kompresör 10 yıllık işletme maliyetleri incelendiğinde ise enerji maliyetlerinin satış maliyetlerinin 4 katı olduğu görülmektedir. Enerji maliyetinde yapılabilecek %1 oranında azalma satış maliyetinde yapılabilecek %4’lük iyileştirmeye karşılık gelmektedir. Bu nedenle kompresör yatırımlarında kısa vadeli maliyetlerin yanında uzun vadeli işletme maliyetlerinin dikkatle değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle kompresörlerin enerji sarfiyatlarının dikkatle izlenmesi ve potansiyel kazanç kaynaklarının kullanımı önem arz etmektedir (Sapmaz, 2014).



Basınçlı hava sistemleri dünya çapında ortalama %10'luk bir elektrik tüketimi oluşturduğundan, enerji tasarrufu ve CO<sub>2</sub> emisyonlarının azaltılması konularında önemli bir uygulama olduğunu ortaya koymaktadır. Tek başına kompresörler toplam elektrik tüketiminin %15'ini oluşturduğundan makine performanslarına dikkat etmek hayati önem taşımaktadır (Vittorini ve Cipollone, 2016).

Kompresörler sanayi tesislerinde en çok enerji harcayan makinalardandır, dolayısıyla öncelikle proses için basınçlı havanın gerekli olup olmadığı ve daha uygun bir sistemle çözümlenip çözülemeyeceği araştırılmalıdır. Basınçlı hava sistemlerindeki yetersiz tesisat ve bakımdan kaynaklanan enerji kaybı, kompresörün harcadığı enerjinin %50'sine varabilir ve basit işletme tedbirleri ile bunun yarısının önlenmesi pratik olarak mümkündür.

Bir kompresörü bir sene çalıştırmak için harcanan elektrik enerjisinin maliyeti genelde kompresörün satın alma fiyatını geçer. Örneğin 100 kW gücünde ve %90 verimle çalışan bir elektrik motoruna sahip kompresörün yılda 6,000 saat çalıştığı varsayılırsa, 0.07 USD/kWh enerji birim fiyatı için yıllık - enerji harcaması 46,600 USD'dir. Bu örnek, basınçlı hava sistemindeki tasarrufun rakamsal boyutunu ortaya koymaktadır. Oysa bu sistemlerde pratik bazı önlemlerle önemli miktarda enerji ve mali tasarruflar sağlanabilir (Kaya ve Güngör, 2002).

Basınçlı hava sistemlerinde meydana gelen sızıntılar ve boru kesitlerinin yeterince büyük seçilmemesi gibi nedenler ani hava kullanımlarında basınç düşümüne sebep olmaktadır. Basıncın düşmesi ise işletmeleri kompresör çalışma basıncı set değerlerini yükseltmeye yöneltmektedir. Sonuç olarak harcanan enerji artacaktır. Ayrıca bir diğer çözüm de, çalışma noktalarına yakın yerler de basınçlı hava tankları koymaktır. Kompresör çıkış basıncının gerekli görevi yapabilecek daha düşük bir değere düşürülmesiyle elde edilebilecek tasarruf oranını bulmak için aşağıdaki denklemler kullanılır.

$$\text{Güç azaltma faktörü} = 1 - \left[ \frac{(P_{2,\text{azaltılmış}}/P_1)^{(k-1)/k} - 1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1} \right] \quad (2.1)$$

$$\text{Enerji tasarrufu} = \text{Güç azaltma faktörü} \times \text{KNG} \times \text{YO} \times \text{ÇS} / \eta_{\text{motor}} \quad (2.2)$$

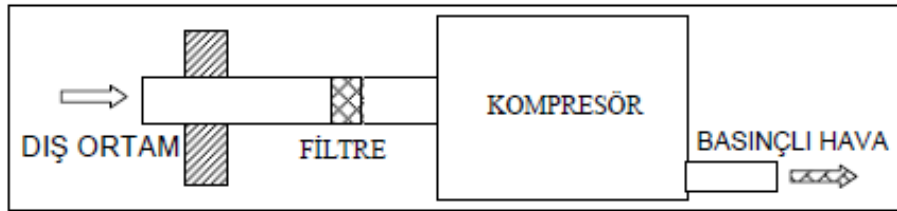
Burada, P<sub>1</sub>-giriş basıncı, P<sub>2,azaltılmış</sub>-azaltılmış çıkış basıncı, P<sub>2</sub>-mevcut çıkış basıncı, k- özgül ısı oranı (hava için 1.4), KNG-kompresör nominal gücü, YO-yükleme oranı (fiili yükün tam yüke oranı), ÇS-yıllık çalışma süresi ve  $\eta_{\text{motor}}$ -motor verimidir (Kanoğlu, 2010).

İşlemin gerektirdiği koşullara uygun olarak, kompresörlerin sağladığı hava debisi zamanla değişiklik göstermektedir. Bir bütün olarak sistemin en yüksek verimde çalışmasını mümkün kılacak debi kontrol sisteminin doğru seçilmesi, özellikle enerji tasarrufu açısından büyük önem taşımaktadır. Debi kontrolü için açma/kapama kontrolü, kompresör hava giriş klepesi kullanımı, değişken hız kontrolü (VSD), kompresörlerde frekans konvertörü uygulaması gibi yöntemler kullanılabilir.

Kompresör türleri ele alındığında, vidalı kompresörler yükte olmadıkları zaman dahi nominal yükün %85'ine varan oranda güç çekerler. Bu nedenle, kompresörlerin beslediği hatlarda üretim olmadığı durumlarda, kompresörleri tamamen durdurmak anlamlı olacaktır. Ayrıca, hava hattındaki sızıntılar nedeniyle basınç düştüğünde, sızan miktarı tamamlamak için kompresörün yükte de çalışması gerekecektir. Pistonlu kompresörlerde sızıntı olduğunda, devreye girip çıkacağından enerji israfına sebep olacaktır. Ayrıca hemen hava tankı çıkışındaki vananın kapatılması ile de sızıntı nedeniyle olacak kayıplar azaltılabilir. Kompresörler el ile kapatılabileceği gibi, otomatik olarak kompresörün hava beslediği üniteyle bağlantılı olarak da kapatılabilir. İnsanların unutma olasılığı olduğundan, otomatik kontroller her zaman daha iyi sonuç verir (Kaya ve Öztürk, 2014).

Kompresör emiş havasının sağlandığı ortam:

Bilindiği üzere sıcaklığın düşmesi ile yoğunluk artacağından daha az güç ile daha fazla hava sıkıştırma imkânı doğar. Genelde kompresörler kapalı odalarda çalıştığından ve oda içinden emiş yapıldığından, dış ortama göre daha sıcak hava ile çalışırlar. Bunu yerine Şekil 2.10' da gösterildiği gibi bir hava kanalı ile dış ortamdan hava alınması yararlıdır (Üser ve ark, 2005).



**Şekil 2.10.** Enerji tasarrufu için dış ortam havasının kullanılması (Üser ve ark, 2005)

Prensip olarak soğuk, temiz ve kuru hava girişi daha verimli bir sıkıştırma sağlar. Bu nedenle binanın kuzey yönünde ve yağmurdan korunmuş bir hava girişi tercih edilmelidir. Hava girişi ile kompresör arasındaki boru bağlantısının kısa, düz ve

çapının büyük olması basınç düşmelerinin minimuma inmesini katkı sağlar. Hava girişine yerleştirilen hava filtreleri ile hava içerisinde bulunan toz ve pislikler tutularak kompresörlere daha temiz hava girişi sağlanmalıdır. Hava filtresinin temizliği sık sık yapılmalıdır. Eğer filtreler aşınmışsa değiştirilmelidir. Aksi halde filtreler tıkanarak basınç düşmelerine neden olurlar. Girişteki her 25 mbar'lık basınç kaybı kompresör performansını %2 azaltır. Giriş sıcaklığındaki her 5°C lik düşüş ise enerji tüketiminde %2'lik bir azalmaya neden olur (Güleç, 1999)..

21°C'de kullanım yerlerine gönderilen 1,000 m<sup>3</sup> debide hava için, muhtelif giriş havası sıcaklıklarına göre enerji tasarrufu veya fazla tüketim oranları Çizelge 2.1'de verilmiştir.

**Çizelge 2.1.** Kompresör giriş havası sıcaklığının enerji tasarrufuna etkisi (Kaya ve Öztürk, 2014).

Giriş havası sıcaklığı (°C)	21°C'de 1000 m <sup>3</sup> debi için gerekli hava hacmi (m <sup>3</sup> )	21°C sıcaklığa göre tasarruf veya fazla tüketim oranları (%)
-1	925	7.5 tasarruf
5	943	5.7 tasarruf
10	962	3.8 tasarruf
16	981	1.9 tasarruf
21	1,000	0.0 tasarruf
27	1,020	1.9 fazla tüketim
32	1,040	3.8 fazla tüketim
37	1,060	5.7 fazla tüketim
43	1,080	7.5 fazla tüketim
49	1,100	9.5 fazla tüketim

Sıcaklık azalması ile tasarruf edilecek enerji miktarı aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanabilir.

$$\text{Enerji tasarrufu} = GDO \times \text{Nominal Güç} \times \text{ÇS} \times YK / \eta_{\text{motor}} \quad (2.3)$$

Burada, ÇS-çalışma süresi, YK-yük katsayısı (gerçek yükün tam yüke oranı),  $\eta_{\text{motor}}$ -motor verimi ve GDO-güç düşüm oranıdır. Güç düşüm oranı sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$GDO = 1 - [(T_d + 273) / (T_i + 273)] \quad (2.4)$$

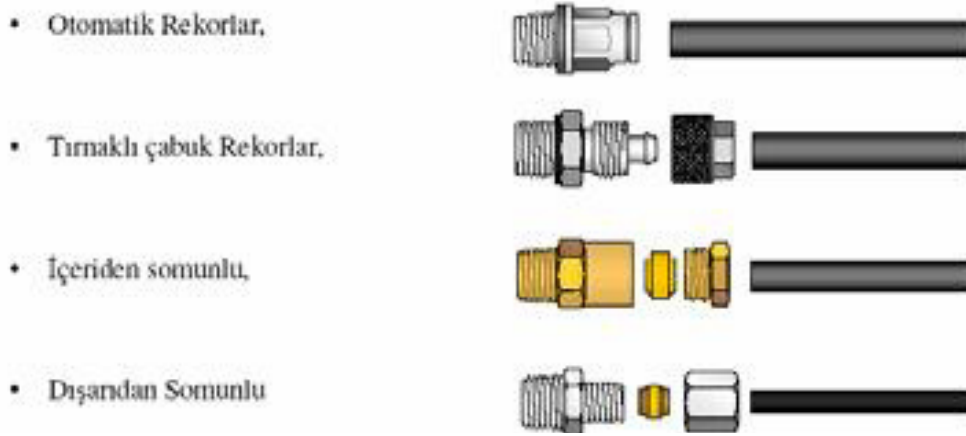
Denklemden,  $T_i$ -iç ortam sıcaklığı (°C) ve  $T_d$ -dış ortam sıcaklığı (°C)'dir (Kaya ve Öztürk, 2014).

#### Boru hattı tasarımı ve boru çaplarının uygunluğu:

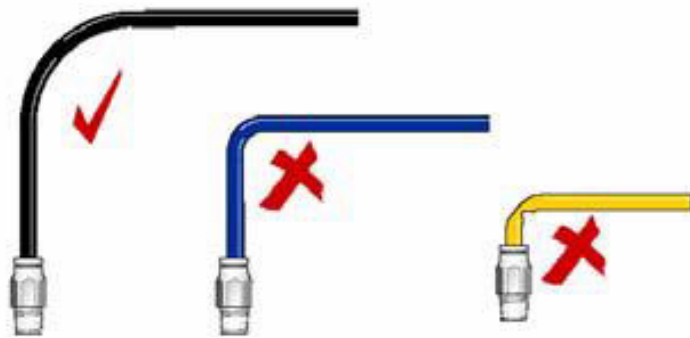
Enerji verimli basınçlı hava sistemi boru hattı tasarımı için kapalı çevrim boru hattının en uygun çalışma olduğundan Bölüm 2.1.6'da bahsedilmiştir. Bunun yanında

hat için doğru boru çapı ve uzunluğu, doğru boru ve bağlantı elemanları seçilmelidir. Dış çap kalibre hortumlarda dış çap bağlantı elemanları, iç çap kalibre hortumlarda iç çap bağlantı elemanları seçilmeli ve birbiri ile karıştırılmamalıdır, mümkünse düz bağlantı elemanları tercih edilmelidir (Çatak, 2005). Şekil 2.11’de bağlantı elemanı tipleri, Şekil 2.12’de açık dirsek hortum montajı gösterilmektedir.

Basıncılı hava hattına ait RAL 7001 gri renk (DIN 2403’e göre) tüm birleşim noktalarında, duvar giriş ve çıkış noktalarında ve tüm boru hattında uygulanmalıdır. Hortum çapları arasında gereksiz bağlantı kombinasyonlarından ve T bağlantılardan kaçınılmalıdır. Yerine manifold bağlantı tercih edilmesi basınç düşümlerini azaltacaktır. Özellikle büyük çaplı boru bağlantılarında bu uygulama faydalı olacaktır (Çatak, 2005).



Şekil 2.11. Bağlantı elemanı tipleri (Çatak, 2005)



Şekil 2.12. Pnömatik hortum montajı (Çatak, 2005)

#### Hız kontrol cihazlarının kullanımı:

Endüstriyel tesislerde kullanılan basınçlı hava miktarı kullanım sırasında sürekli değişkenlik arz eder. Örneğin tekstil sektöründe bir dokuma tesisinde kullanılan ipliğin kalınlığına göre tüketilen basınçlı hava miktarı %50 oranında değişebilir. Ya da bir

makine imalat tesisinde vardiya ve üretim akışına göre kullanılan basınçlı hava miktarı çok fazla değişkenlik gösterir. Sürekli kullanılan kompresörlerde tüketilen enerjinin yaklaşık %20–%40'ının bu tür uygulamalar nedeniyle gereksiz tüketilmektedir ve hız kontrol cihazları ile bu tüketim geri kazanılabilir (Cengiz ve Mamiş, 2015). İnverter kullanılarak yükte çalışmayan kompresörlerin hava talebi göre çalışmasının kontrol edilip, gereksiz enerji tüketmesinin önüne geçilebilir.

#### Verimli nozüllerin kullanımı:

Yüksek hızlı hava akımları, havayı akışa sürükleyen çevre boşluğunda kısmi bir vakum yaratır ve açık bir tüpten çıkan basınçlı hava dâhil olmak üzere tüm hava akımlarında meydana gelir. Bu etki, basınçlı hava akışını 25 kata kadar yükselten özel olarak tasarlanmış nozüller ile arttırılabilir. Hava tasarrufu sağlayan nozüller, giriş alanlarından daha küçük tahliye alanlarına sahiptir; böylece, basınçlı bir havanın açık bir borudan akışı, bir hava koruyucu nozül takılarak azaltılır. Hava tabancalarındaki eski nozülleri yeni, hava verimli tiplerle değiştirmek, hava kullanımını önemli ölçüde azaltır. Verimli nozüller sayesinde enerji tüketiminin %30–%60 oranında azaltılabileceği yapılan çalışmalarda kanıtlanmıştır (Saidur ve ark., 2010).

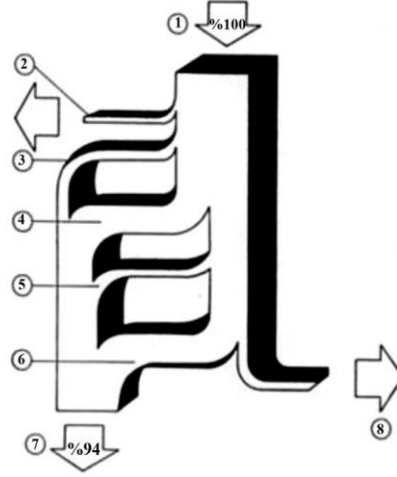
#### Pnömatik ekipmanların optimizasyonu:

Pnömatik silindirler; ihtiyaç duyulan kuvvet, kurs boyu, hız ve hassasiyet gibi parametrelere göre hesaplanarak seçilmelidir. Tahmini seçim yapılmamalı ve gereksiz büyük boyutlu seçimlerden kaçınılmalıdır. Bu işlem için çeşitli üretici firmaların geliştirmiş olduğu optimum pnömatik sistem boyutlandırma yazılımları mevcuttur ve bu yazılımlardan faydalanılarak operasyon ihtiyaçlarına göre ekipman seçimi yapılabilir.

Kullanım yerine göre doğru teknoloji seçilmeli, düşük kuvvet ihtiyaçlarında çift etkili silindir yerine tek etkili silindir tercih edilmelidir. Hareketin tek yönünde kuvvet ihtiyacı yok ise silindir ileri ve geri hareketleri için farklı basınçlar kullanılabilir. Düşük basınç kullanımı ile önemli oranda tasarruf sağlanabilir (Çatak, 2005).

#### Isı geri kazanımı:

Hava sıkıştırıldığında ısı oluşmakta, oluşan ısı enerjisi sıkıştırılmış hacim içerisinde kalmakta ve basınçlı hava boru hattına gönderilmeden önce bu ısının fazlası uzaklaştırılmaktadır.



Şekil 2.13. Bir kompresörde yaklaşık ısı dağılımı şeması (Karataş, 2012)

Şekilde verilen referans numaralarının açıklamaları şöyledir;

1. Elektrik motorundan şafta verilen güç %100
2. Radyasyon kayıpları %4
3. Alçak basınç kademesinden ısı geri kazanımı %4
4. Ara soğutucudan ısı geri kazanımı %43
5. Yüksek basınç kademesinden ısı geri kazanımı %4
6. Son soğutucudan ısı geri kazanımı %43
7. Teorik olarak geri kazanılabilen ısı %94
8. Basınçlı havada kalan ısı %6.

Basınçlı hava kompresörlerinde atık ısıdan geri kazanım yapmak mümkündür. Şekil 2.13'te görüldüğü gibi kompresör tarafından kullanılan enerjinin % 94 ısı enerjisine dönüştürülür (Karataş, 2012). Kompresörlerden elde edilecek bu ısı enerjisi işletmedeki proseslerde enerji girdisi olarak kullanılabilir. Dönüştürülen ısı enerjisinin sıcaklık seviyesine göre kullanım alanı belirlenebilir. Örneğin; Su soğutmalı yağsız bir kompresöre harcanan enerjinin %94 'ünün 90°C sıcak su elde edilebilecek şekilde geri kazanılabileceği düşünüldüğünde, bu yolla yapılacak bir tasarruf, maliyetleri düşürücü önemli bir unsur olacaktır (Cengiz ve Mamiş, 2015).

#### Hava kaçakları:

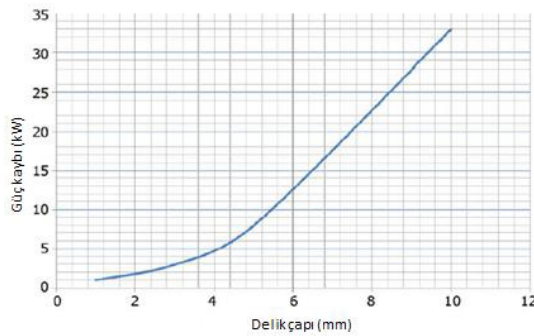
Basınçlı hava sistemlerinin kaçak yaptığını herkes bilir. Ancak bilinmeyen şey, ne kadar kaçak olduğu veya bunun maliyetinin ne olduğudur. Kaçaklar, toplam basınçlı hava talebinin %20-%30'unu teşkil eder ve basınçlı hava sisteminde meydana gelen enerji kayıplarının en önde gelen sebebidir. Bir kompresörün hava kaçaklarının oluşturduğu basınç düşümünü önlemesi için daha uzun zaman çalışması gerekmektedir.

Basınçlı hava kayıplarının azaltılması ekonomik etkinin yanı sıra çevre için de önemlidir. Bu kayıpların tamamen önlenmesi pratik değildir ve %10'a indirilmesi kabul edilebilir bir sınır olarak benimsenmektedir (Kaya ve Güngör, 2002).

Basınçlı hava kaçakları, aşağıdakiler de dâhil olmak üzere sistem işletim sorunlarına neden olur:

- Havalı aletlerin ve diğer havalı ekipmanların daha verimsiz çalışmasına neden olan, muhtemelen üretimi de etkileyen dalgalı sistem basıncı
- Gereksizden yüksek maliyete yol açan aşırı kompresör kapasitesi
- Gereksiz çevrim ve artmış çalışma zamanı nedeniyle azalmış hizmet ömrü ve besleme ekipmanının artmış bakımı (kompresör paketi dâhil olmak üzere)

Kaçaklar sistemin her parçasında olabilsede, en yaygın alanları; kaplinler, hortumlar, borular, bağlantılar, boru mafsalları, hızlı kesiciler, filtre, regülatör, yağlayıcılar, yoğunlaşma suyu kapanları, vanalar, flanşlar, salmastralar, boru sızdırmazlık maddeleri ve kullanım noktası cihazlarıdır. Kaçak hızı, kontrolsüz bir sistemde besleme basıncının bir fonksiyonudur ve daha yüksek sistem basınçlarında artış gösterir. Kaçak hızı, aynı zamanda orifis çapının karesiyle de orantılıdır (McKane ve ark, 2016). Şekil 2.14'te de delik çapı ile güç kaybı arasındaki bağıntı anlatılmaktadır. Düzgün yuvarlak orifisli, 3 mm çapında bir delikten, 6 bar basınçta yaklaşık 0,5 m<sup>3</sup>/dk debide hava geçer. Bir yılda bu kaçağın toplamı 240,000 m<sup>3</sup>'ten fazla hava demektir (Dudic ve ark, 2012).



**Şekil 2.14.** Delik çapının güç kaybına etkisi, 600 kPa basınçta (Saidur ve ark., 2010)

Basınçlı hava hatlarındaki kaçak miktarı, kaçağın bulunduğu noktadaki sıcaklığına, delik çapına ve kompresör giriş havasının sıcaklığına bağlıdır. Sıcaklık değişimleri ve titreşim bağlantıların gevşemesinin ve böylece de sızmaların başlıca sebepleridir. Bu nedenle boruların birleşme yerlerini periyodik olarak gözden geçirmek bu konuda yapılacakların başında gelir. Kaçaklar genelde son kullanım yerinde veya

basınçlı hava hattının ekipmana bağlandığı yerde olur. Sık sık basınçlı hava girişinin açıp kapandığı bu gibi yerlerde contalar hızla bozulur. Bu nedenle contaların da periyodik olarak bakımının yapılarak eskiyenlerin değiştirilmesi gereklidir (Kaya ve Güngör,2002).

#### Basınçlı havanın yanlış kullanımı:

Basınçlı hava sistemlerinin tasarımında yapılan değişiklikler ve teknik problemlerin çözümüyle elde edilen enerji kazanımlarının yanı sıra basınçlı havanın uygun olmayan operasyonlar için kullanımının giderilmesiyle de enerji tasarrufu sağlanabilir. Basınçlı havanın uygunsuz kullanımları ile ilgili Çizelge 2.2’de bazı örnekler verilmiştir.

**Çizelge 2.2.** Basınçlı havanın uygunsuz kullanımlarına örnekler (McKane ve ark., 2016)

Açık üfleme	Soğutma, yatak soğutması, kurutma temizleme, basınçlı hava hattını boşaltma ve konveyördeki somunları temizleme gibi prosesler. <sup>1</sup>
Serpme	Serpme, akışkan basınçlı hava ile birlikte havalandırma, karıştırma, oksijenleme ve süzmedir. <sup>1</sup>
Havalandırma	Havalandırma, basıncı havanın, basınçlı hava ile birlikte başka bir gaz (baca gazı gibi) akışının tetiklenmesi için kullanılmasıdır. <sup>1 veya 2</sup>
Atomizasyon	Atomizasyon, basınçlı havanın bir akışkanı bir prosese aerosol olarak yayması veya ulaştırmasıdır. <sup>1</sup>
Seyreltik fazda taşıma	Seyreltik fazda taşıma, toz malzeme gibi katıları seyreltik bir şekilde basınçlı hava ile nakletmede kullanılır. <sup>1</sup>
Vakum oluşturma	Basınçlı havanın bir venturi veya ejektör ile negatif basınçlı kütle akışı için kullanıldığı uygulamadır. <sup>2</sup>
Personeli serinletme	Personeli serinletme, operatörün havalandırma için basınçlı havayı kendi üzerlerine yönlendirmeleridir (her zaman uygunsuz, yapılmaması tavsiye edilir).
Açık ağızlı el tabancaları veya çubukları	Açık ağızlı el tabancaları veya çubukları veya herhangi bir regüle edilmemiş elle tutulan üfleme aletleri, çoğu sağlık ve emniyet kuralını ihlal eder ve çok tehlikelidir (her zaman uygunsuz, yapılmaması tavsiye edilir).
Diyaframlı pompalar	Diyaframlı pompalar, yaygın olarak pompalama prosesi tamamlandığında, kapatma yöntemi olmaksızın kurulmuş olarak bulunur. Aynı zamanda, yaygın olarak regülatörler olmadan kurulurlar ve regülatörü olanlar ise basınçları gerekenden daha yüksek ayarlanmış olarak bulunur.
Vakum venturileri	Basınçlı hava, konik bir nozülde geçmeye zorlandığında hız artar ve basınçta bir azalma oluşur. <sup>2</sup>
Kabin soğutma	İlk maliyet sürücü faktör olduğunda, açık borular, hava barları (borunun boyu boyunca delikler açılmış bakır boru) ve vorteks boru soğutucuları kabinleri soğutma için kullanılır. Kabin soğutma, panel temizleme ile karıştırılmamalıdır (pozitif basınçta içinden soy gaz geçen patlamaya karşı korunmuş bir panel).

<sup>1</sup> Düşük basınçlı uygulamalar genellikle fanlar veya üfleçler ile gerçekleştirilebilir. Tek kademeli üfleçler genellikle 1 bar veya altındaki basınçlarla ve iki kademeli üfleçler ise 2 bar veya altındaki basınçlarda sınırlıdır.

<sup>2</sup> Vakum ihtiyaçları, basınçlı hava ile işletilen venturi nozül yerine bir vakum pompası tarafından daha verimli olarak karşılanabilir.



### 3. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Güleç (1999), çalışmasında özellikle Türkiye'deki endüstriyel uygulamalarda pnömatik sistemlerde tasarruf önlemleri ve yöntemlerine ve basınçlı hava hakkında var olan yanlış bilgilere dikkat çekmeyi sağlamayı amaçlamıştır. Sisteme basınçlı hava sağlanması konusunda tüm problemler, bir başka ve daha büyük kompresörle çözülür düşüncesinin tamamen yanlış olduğunu savunarak, basınçlı hava sistemlerinde yapılacak olan optimizasyonların ve sisteme yapılacak yatırımların, sistem analizi, bakım, ölçüm, kalibrasyon gibi konularda dikkatli davranmanın çok yüksek enerji tasarrufu olarak kullanıcıya geri döneceği üzerinde durmuştur.

Kaya ve Güngör (2002), sanayide enerji tasarrufu potansiyeli üzerine yaptıkları çalışmada, basınçlı hava sistemlerinde sızıntıların önlenmesi ve düşük basınçlı hava kullanımının mali değerinin hesabı için gerekli prosedürleri açıklamışlardır. Gerçek örnekleri derleyerek yaptıkları çalışmanın sonucunda basınçlı hava sisteminde hesap edilen geri ödeme süresi sızıntıların önlenmesiyle 1,7 ay, düşük basınçlı hava kullanılmasıyla anında, kompresör emiş havasının dış ortamdan alınmasıyla 4 ay olarak tespit etmişlerdir.

Kaya ve ark. (2002), basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarrufuna yönelik yaptıkları çalışmada, hava kaçaklarının onarılması, yüksek verimli motor kullanılması, kompresör havasının dışardan alınması ve kompresör hava basıncının düşürülmesini gibi tasarruf noktalarını formülize ederek bazı hesap örnekleri sunmuşlardır. Hava kaçaklarının onarılmasıyla yıllık 44,996.5 kWh (2,627 \$/yıl) tasarruf ve 2 ay geri ödeme süresi; yüksek verimli motor kullanımıyla yıllık 19,139 kWh (1,142 \$/yıl) tasarruf; kompresör havasının dışarıdan alınmasıyla 596 \$/yıl tasarruf ve 12 ay geri ödeme süresi hesaplamışlardır.

Çatak (2005), çalışmasında pnömatik sistemlerin montajının maliyete etkisi üzerinde durmuştur. Verdiği örneklerden yola çıkarak çalışma sonucunda pnömatik sistemlerde genelde en fazla tasarrufun bir sistemin ya da makinanın yapım aşamasının başlangıcında sağlandığını kanıtlamıştır. Bunun yanında montajın da doğru yapılmasının maliyete etki eden ikinci önemli unsur olduğunu belirtmiştir.

Üser ve ark. (2005), endüstriyel bir tesisteki basınçlı hava üretim ve dağıtım sistemlerinde gerçekleştirdikleri gözlemler neticesinde tasarruf edilecek enerji miktarı ve bunun mali değerinin hesabı üzerinde çalışmışlardır. Çalışma sonucunda kaçakların giderilmesiyle tasarruf maliyetinin geri ödeme süresini 0,62 ay, kompresör emiş

havasının dış ortamdan alınmasıyla elde edilecek geri ödeme süresini 0,69 ay hesaplamışlardır. Alınan tasarruf önlemleriyle aynı ürünün daha düşük maliyetle elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Mendis ve Perera (2006), çalışmalarında Sri Lanka endüstrisinde orta ölçekli bir giyim firmasında ayrıntılı enerji etüdü uygulamış ve tasarruf yöntemlerini belirlemişlerdir. Basınçlı hava sistemlerinde yapılan enerji verimliliği çalışmaları için hava sızıntılarını en aza indirmek, değişken hız kontrol cihazları kullanmak ve har üzerinde aralıklarla denetleyici kurma yöntemleri önerilmiş ve uygulama yapılmıştır. Uygulamaların sonucunda toplam 952 USD yıllık hava kaçağı maliyeti oluştuğunu, bu kaçakların %75'inin giderildiği düşünülerek, 714 USD tasarruf sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Bunun yanında hız kontrol cihazları kullanımıyla 3.12 yıl basit geri ödeme süresi ile 3,109 USD, denetleyici kurulumuyla 1.6 yıl basit geri ödeme süresi ile 905 USD tasarruf edilebileceğini ortaya koymuşlardır.

Dalgleish ve Grobler (2009), bir paketleme tesisinin basınçlı hava sisteminde enerji yönetimi olanaklarını incelemişlerdir. Öncelikle kompresörlerin enerji harcamalarını ve yük durumlarını analiz etmiş ve önerilerde bulunmuşlardır. Basınçlı hava dağıtım basıncını değiştirmek, hava sızıntılarını onarmak ve makinaların basınçlı hava vanalarını üretim olmadığı durumlarda kapatmak gibi değişiklikler önermişlerdir. Uygulama maliyeti olmayan ve anında geri dönüşü olan hat basıncını değiştirme yöntemiyle 3,430 USD, sızıntıları onararak enerji maliyetlerinden 3,692 USD, kullanılmayan makine valflerinin kapatılmasıyla 2,815 USD tasarruf sağlanacağını hesaplamışlardır. Önerilen değişikliklerin yapılmasıyla tesisin elektrik faturasının yıllık yaklaşık 9,938 USD azaltılabileceğini, bunun da yıllık elektrik faturasının %15'i civarında olduğunu belirtmişlerdir.

Sheckler (2009), metal tel üretimi yapan bir fabrikanın basınçlı hava sistemi değerlendirmesini çalışma konusu yapmıştır. Çalışmada öncelikle mevcut sistemi değerlendirmiş ve analizini yapmış, daha sonra yeni bir sistem önererek aradaki farkı incelemiştir. Yeni kompresör sistemi ve hava sızıntılarının giderilmesi çalışmaları ile öngörülen tasarrufları yıllık 977,802 kW olarak hesaplanmıştır. Bunun da yıllık kullanılan sistem enerjisinin % 38'lik bir kısmını kapsamakta olduğunu belirtmiştir.

Yang (2009), Vietnam'da ayakkabı üretimi yapan bir fabrikanın basınçlı hava sistemini incelemiştir. İncelemesinde kompresör sistemlerinden kaynaklanan enerji kaybının %80'in üzerinde olduğunu ve bu kaybın optimize edilmemiş operasyonlardan, aynı zamanda sızıntılardan kaynaklandığını tespit etmiştir. İşletme verimlilik

performansını artırmak için kompresörlere 84,000 USD yatırım yapılarak altı ay içerisinde bu miktarın geri kazanılabileceği sonucuna varmıştır.

Saidur ve ark. (2010), çalışmalarında basınçlı hava enerjisinin kullanımı ve enerji tasarruf yöntemlerinin geri ödeme süreleri hakkında kapsamlı bir literatür araştırması yapmışlardır. Farklı enerji tasarrufu tedbirleri için geri ödeme süreleri hesaplamış ve ekonomik olarak uygulanabilir olduklarını tespit etmişlerdir. Aynı zamanda basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarruflu nozül kullanımı, uygun bakım, atık ısının geri kazanımı ve değişken deplasmanlı kompresör kullanımı ile büyük miktarda enerji ve maliyet kazancı sağlanacağı belirtilmiştir. Örneğin yaptığı araştırmada verimli bir nozülün maliyetinin yaklaşık 60 USD olduğunu ve verimli nozül kullanımı için ortaya çıkan geri ödeme sürelerinin 0,01-2,68 aralığında olduğu; bu sayede verimli kompresörlere yapılan yatırımın ekonomik açıdan çok sağlam olduğu düşüncesine varmışlardır.

Abdelaziz ve ark. (2011), çeşitli ülkelerin enerji stratejileri ile verimlilik çalışmalarını gözden geçirdikleri çalışmalarında söz konusu stratejilerin spesifik enerji kullanımı ve enerji verimliliği hedeflerini karşılamada önemli rol aldığını savunmuşlardır. Endüstriden verdikleri örnek bir çalışmadan 1/4 inçlik sadece 10 hava sızıntısının ortadan kaldırılmasının toplam tasarrufun neredeyse %70'ini oluşturduğunu görmüşlerdir. Bu nedenle ilk önce sızıntıların önlenmesi gerektiğinin önemini vurgulamışlardır.

Seslija ve ark. (2011), Sırbistan endüstrisindeki basınçlı hava sistemlerinin verimliliğinin nasıl artırılacağı üzerine bir çalışma yapmışlardır. Şirket yetkililerinin bu soruna dikkat etmeleri, enerji kullanımı optimizasyonu ve bu yolla elde edilebilen tüm faydaların önemi hakkında çalışan farkındalığının artırılması gerektiğinin ön şart olduğunu savunmuşlardır. Bunun yanında atık ısının geri kazanılması, iyileştirilmiş soğutma, kurutma ve filtreleme, sürtünme basıncı kayıplarının azaltılması, son kullanım kayıplarının optimizasyonu, gibi basınçlı hava verimlilik çalışmaları diğer optimizasyon olasılıklarının %36.8'ini, Sırbistan'daki basınçlı hava sistemleri tarafından tüketilen toplam elektriğin ortalama %40'ını kapsadığını tespit etmişlerdir..

Dindorf (2012), basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarrufunun tahmini üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmasının sonucunda potansiyel tasarruf imkanlarını belirlemiş, enerji ve maliyet hesabı yapmıştır. Hesap yöntemlerinin, kompresör kontrolü ve tipinin, çoklu kompresör çalışmasının bu hesapta önemli faktörler olduğu üzerinde durmuştur. Uyguladığı formülasyonlarla nihai basıncı 0,1 MPa azaltmanın enerji

maliyetlerini %15 azaltacağı, her 50 kPa basınç düşüşünde kompresörün ihtiyaç duyduğu elektrik gücünün ortalama %3 azalma olacağı kanısına varmıştır. Sıkıştırılmış hava maliyetinin azaltılması ile enerji ve paradan tasarruf sağlanacağı, elektrik tüketiminin azalacağı ve dolayısıyla daha az CO<sub>2</sub> emisyonu ile çevresel etkiyi azaltacağı belirtilmiştir.

Dudic ve ark. (2012) basınçlı hava kaçaklarının ölçümünde ultrason ve kızılötesi yöntemini karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucunda sızıntı deliğinin büyüklüğü, şekli, konfigürasyonu, dışarı atılan hava sıcaklığı, nemi gibi çok sayıda etkenin etkilediği belirtilmiştir. Kaçak analizinde ultrason yönteminin çok yönlülüğü, algılama hızı, kullanım kolaylığı ve gürültüde algılama gibi özelliklerinden dolayı avantajlı olduğu savunulmuştur. Kızılötesi yönteminin ise küçük sızıntılarda etkili olmadığı, 1.0 mm'den büyük çaplarda iyi sonuç verdiği, analiz için kaçak noktasında ayırt edilmiş sıcaklık farklarının olması gerektiği belirtilmiştir.

Karataş (2012), yaptığı çalışmada bir çelik fabrikasındaki basınçlı hava sisteminin verimliliği konusunda ölçümler yapmış, havanın hangi noktalarda, ne miktarda ve nasıl tüketildiğini incelemiş ve yapılabilecek iyileştirmelerle enerji tasarruf olanaklarını belirlemiştir. Çalışma sonunda işletmede kompresör dairesi ana panosunda yapılan ölçümlerde tesisin basınçlı hava ihtiyacının olmadığı bir durumda kompresörlerin ortalama 95 kW güçte çalıştığını belirtmiş, toplam basınçlı hava kapasitesinin %17'si hava kaçağı olarak kaybedildiğini tespit etmiştir. Bu bulgular sonucunda kompresörlerden birinin basınçlı hava kaçaklarına çalıştığı sonucunu çıkarmanın mümkün olduğunu, bu bağlamda tesisin yılda 7500 saat çalışmasıyla kaçağın sebep olduğu maliyet kaybının 70,000 USD civarında olduğunu belirtmiştir.

Kaya (2012), çalışmasında fabrikalardaki basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarruf imkânlarını değerlendirmiştir. 3 fabrikada yaptığı tasarruf çalışmalarına göre, A firmasında 133.623 TL/yıl, B firmasında 13.810,7 TL/yıl, C firmasında 114.871,5 TL/yıl enerji tasarrufu sağlanmıştır. Genelde 1 sene içerisinde kendini geri ödeyebilen iyileştirmeler sayesinde üç firmada da yaklaşık %3 seviyesinde verim artışı sağlanmıştır.

Fan ve ark. (2013), çalışmalarında basınçlı hava sistemlerinin enerji tasarruf potansiyellerini analiz etmiş, mevcut durum değerlendirmesi yaparak dört ana tasarruf önlemi önermişlerdir. Çin'de yaptıkları uygulama sonucunda ilk olarak basınçlı hava sisteminde her bir eleman için enerji tüketim endeksi oluşturulmasını önermişlerdir. Böylece yoğun enerji tüketen birimler ve ekipmanların belirlenmesi sağlanacaktır.

İkinci olarak hava kompresörlerinde basınç kontrolü ve akış kontrolü gibi yöntemlerle çalışma optimizasyonun sağlanmasını önermişlerdir. Kaçak denetimi, operasyon bölgesinde basınç yükselten teknolojiler kullanımı, basıncın ve akışın cihazlarla takibinin yapılması gibi çalışmaların yönetilmesi 3. önerileri olmuştur. 4. önerileri ise hava tüketen ekipmanlarda enerji tasarrufu yapılmasıdır. Bu önerilerin Çin endüstrisinde değerlendirilmesiyle yaklaşık 300 milyar kWh olan kompresörlerin enerji tüketiminde %20'lik bir tasarruf oluşturacağını belirtmişlerdir.

Zhang ve ark. (2013), yaptıkları çalışmada bir endüstriyel tesisteki kompresör sisteminin optimizasyonu üzerinde durmuş ve enerji tasarruf potansiyellerini incelemişlerdir. Kompresör güç tüketimini azaltmak için basınç oranını ve giriş hava sıcaklığını düşürmenin etkili olacağını düşünerek vaka çalışmaları yapmışlardır. Her kompresörün çalışma verimini incelemek için yaptıkları testlerde optimize edilmiş bir işletme programı kullanarak bir yıl boyunca %15-50 oranında tasarruf sağlanabileceğini belirtmişlerdir.

Mousavi ve ark. (2014), çalışmalarında bir basınçlı hava sisteminin enerji gereksinimlerini farklı ayarlar ve konfigürasyonlar altında tahmin etmek için bir simülasyon modeli geliştirmişlerdir. İki değişken hız sürücülü ve bir sabit hız sürücülü kompresör içeren bir durum çalışılmış ve geliştirilen modelin uygulanabilirliğini göstermek için en uygun diziyi seçmişlerdir. Sonuç olarak temel beslemeden sorumlu kompresörün maksimum kapasitesini değiştirerek olası enerji verimlilik iyileştirmelerini incelemeyi amaçlayan bir duyarlılık analizi yapılmıştır. Simülasyon ile sabit sürücülü kompresörün kapasitesinin 20,4 m<sup>3</sup>/dk'ya yükseltince enerji tüketiminin en düşük olduğu ve sistem talebini üretmek için daha az miktarda enerjiye ihtiyaç duyduğundan daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır. Söz konusu simülasyon modelini gelecekte tüm fabrikaya yönelik enerji tahmin modelleri ile entegre etmeyi amaçlamışlardır.

Sapmaz (2014), basınçlı hava hatlarında oluşan önlenebilir kayıplar üzerinde durarak yaptığı çalışmada ikisi talep tarafını ilgilendiren, dört tanesi arz tarafını ilgilendiren toplam altı madde halinde sistemin enerji verimliliğini artıracak önlemler sıralamıştır. Talep tarafındaki önlemlerin havanın yanlış kullanımı ve sızıntılar olduğunu belirtmiş; yaptığı örnek çalışmada 40 noktada sızıntı tespit edilmiş ve bu kaçakların yıllık 85.980 kWh enerji kaybına neden olduğu görülmüştür. Arz tarafında emiş havasının dış ortamdan alınması, kompresör motor verimi, ısı geri kazanımı ve optimum basınçta çalışma gibi konularda tesisteki örneklemelerle öneriler sunmuştur.

Önerilen geliştirmeler toplamda 6.531.382 kWh enerji tasarrufu potansiyeli ortaya çıkartmıştır.

Backlund ve Thollander (2015), alışmalarında İşve enerji denetim programının uygulamaya koyulduktan üç yıl sonraki etkilerini incelemişlerdir. Uygulamanın yapıldığı firmaların denetim raporları enerji kullanımı, enerjinin firma içinde nasıl dağıtıldığı ve enerji verimliliği önlemleri için önerileri içermektedir. Basınçlı hava sistemlerinde sızıntılar, kompresör atık ısısının kullanımı, hat basıncı gibi parametrelerde yapılacak iyileştirme çalışmaları ile yılda 11,379 MWh tasarruf potansiyeli elde edileceğini tespit etmişlerdir.

Hürdoğan ve ark. (2015), çalışmalarında, basınçlı hava sistemlerinde oluşan hava kaçaklarının enerji maliyetine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneylerde 6 ve 8 bar olmak üzere iki farklı basınç ve 3 farklı delik çapı kullanılmış, deneyler gerçekleştirilirken sistem girişindeki havanın sıcaklığı 21°C olduğu ölçülmüştür. Deneyler sonucunda 6 bar basınçta, 1 mm delik çapında oluşan güç kaybının ( $W_{kayıp}$ ) 0,62 kW iken, 4 mm delik çapındaki güç kaybının 5,3 kW olduğu; dolayısıyla güç kaybının hava kaçak miktarındaki artışla (delik çapındaki artış) yaklaşık %88 arttığı sonucuna varmışlardır. Benzer sonuçlara 8 bar basınçta da rastlamışlardır. Dolayısıyla hava kaçak miktarı artışının ele alınan basınçlı hava sistemindeki enerji tüketimini önemli oranda artırdığı, ayrıca bu artışın yüksek basınçta daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Kaya ve ark. (2015), endüstriyel tesislerde yapılan örnek enerji verimliliği uygulamalarını ele almışlardır. İnceledikleri bir tesisteki kompresör emiş havasının soğutulması uygulamasında elde edilen yıllık enerji tasarrufunun 509.365,87 kWh, tasarruf edilen yıllık enerji maliyetinin 492.233,29 TL, yatırım maliyetinin 354.679,00 TL ve proje basit geri ödeme süresi 0,72 yıl olduğu ortaya konmuştur.

Vittorini ve Cipollone (2016), endüstriyel kompresörlerde ve pazarda yaptıkları derinlemesine araştırmada enerji tasarrufu seçenekleri analiz etmişler ve enerji boyutlarını değerlendirmişlerdir. Analizleri sonucunda, kompresyonun iki aşamada yapılması ile elde edilen iyileştirmenin daha düşük sıkıştırma oranına sahip olduğunu ve enerji tüketiminin önemli ölçüde azalmasına yol açtığını göstermişlerdir.

Widayati ve Nuzahar (2016), Endonezya endüstrisindeki bir gıda fabrikasının basınçlı hava sisteminin enerji performansını geliştirmek için çalışmışlardır. Kullandıkları metodolojinin; hazırlık, verilerin toplanması, saha gözlemi ve ölçümü, veri doğrulama ve analizi şeklinde olduğunu belirtmişlerdir. Yaptıkları uygulama

çalışmasının sonuçlarına göre sistem basıncının optimizasyonu, ekipmanların yeniden yapılandırılması ve arzın talebe göre ayarlanması olarak 3 tasarruf potansiyeli tespit etmişlerdir. Sistem basıncının 7.5 bar'dan 6.8 bar'a düşürülmesiyle %4.2, boшта çalışan iki kompresörün kapatılmasıyla 455,714 kWh, daha verimli bir kompresör devreye alınmasıyla 928,500 kWh enerji tasarrufu sağlanacağını önermişlerdir.

Sapmaz ve Kaya (2017), çalışmalarında basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliğini ve emisyon azaltım fırsatlarını incelemişlerdir. Belirlenen tasarruf ölçüm ve hesaplarını 3 farklı tesiste 6 aylık dönem içerisinde uygulamışlardır. Kompresör atık ısısının faydalanılması, basınçlı hava hatlarındaki sızıntıların önlenmesi, kompresör emiş havasının olabildiğince serin bir ortama alınması, kompresör motorunun daha verimli bir motor ile değiştirilmesi faaliyetleri uygulanarak 3 tesisin basınçlı hava sistemlerinde toplam 7.781.689 kWh/yıl enerji tasarrufu potansiyeli tespit etmişlerdir.

Benedetti ve ark. (2017), basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliğini değerlendirmiş ve İtalya'da çeşitli endüstri dallarında yapılan çalışmaları derleyerek enerji kullanımlarının önemli boyutlarını açıklamışlardır. Çalışma ile otomotiv sektöründeki basınçlı hava sistemlerinin enerji kullanımının ulusal enerji tüketimi içindeki payının 0,27 olduğu sonucuna varılmıştır.

Taheri ve Gadow (2017), endüstriyel basınçlı hava analizi üzerinde çalışmışlardır. Yılda 6000 saat çalıştığı ve elektrik maliyetinin 0,15€/kWh varsayılarak yaptıkları ekserji ve termoekonomik analizleri sonucu, atık ısı geri kazanım uygulamasının en yüksek enerji faktörünün olduğu ve optimizasyonun diğer senaryolara göre en maliyet etkin uygunluğu gösterdiğini ispatlamışlardır. Atık ısının iyileştirilmesinin yanı sıra hava sızıntılarının azaltılmasının basınçlı hava sistemi için güç tüketimi, ekserji verimi ve termoekonomi ile ilgili en iyi verimlilik optimizasyon senaryosu arasında olduğunu da göstermişlerdir.

Bonfa ve ark. (2018), endüstriyel tesislerde enerji tüketimini azaltmak, izlemek ve kontrol etmek için CuSum analizini kullanarak bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamışlardır. Çalışma esnasında ayrıca endüstride bir anket yaptığını ve araştırma sonucunda sadece birkaç şirket tarafından basınçlı hava sistemleri üzerinde ölçümler yapıp takip edildiği belirtilmiştir. Regresyon analizleriyle tasarladıkları bu yöntemi İtalya'da bir ilaç üretim tesisinin basınçlı hava sistemlerinde doğrulamasını yapmışlardır. Kompresörler üzerinde yaptıkları ölçümler ve gözlemler sonucu elde edilen aktivasyon dizisini merkezi kontrol sistemine yükleyerek sürekli izleme ve kontrol için kontrol çizelgeleri oluşturmuşlardır. Bu eylemler sayesinde kompresörlerin

yıllık enerji tüketimlerinin %10'u civarında enerji tasarrufu sağlanmış ve sonuçların kimya endüstrisinde bu konudaki farkındalığın artırılmasına yardımcı olduğunu belirtmiştir.

Nehler (2018), çalışmasında basınçlı hava sistemlerinde yapılan bilimsel derlemesini yapmış ve çalışmasının enerji verimliliği alanına iki şekilde katkı sağlayacağını savunmuştur. Enerji verimliliği önlemlerinin enerji dışı faydalarını anlatan çalışmaları incelemiş ve enerji dışı faydaların çok az olduğunu ortaya çıkarmıştır. Yine de bu faydaların çok önemli olduğu, özellikle spesifik engelleri aşmada ve uzun vadede enerji verimliliğini artırmada önemli rol oynadığını belirtmiştir.

Salvatori ve ark. (2018), çalışmalarında sektörler arası basınçlı hava üretiminde enerji performansı karşılaştırması üzerinde durmuşlardır. Büyük ve enerji yoğun sanayi firmalarından toplanan verilerin işlenmesine dayalı bir metodoloji geliştirmişlerdir. Sistem basıncı, basınçlı hava dağıtımı, talep tarafı ve çevresel değişkenler gibi fonksiyonları göz önünde bulundurarak en çok kullanılan performans göstergelerini belirlemişlerdir. Bunlar termo-dinamik, termo-fiziksel, termo-ekonomik ve ekonomik göstergelerdir. 2015 yılında yapılan ulusal enerji denetimleri anketlerinden yola çıkarak 475 endüstri kuruluşundan aldıkları 15,000'den fazla denetim sonuçlarını, içerisinde otomotiv de bulunan 9 önemli endüstri koluna ayırmışlar ve basınçlı hava üretimini, enerji tüketimlerini, yıllık üretim ve tüketim hacimlerini içeren bir veritabanı oluşturmuşlardır. Basit istatistik yöntemleri ve ANOVA tek yön varyans analizi ile değerlendirdikleri veriler sonucunda farklı sektörlerin ortalama değerleri arasında anlamlı bir fark olmadığı tespit edilmiştir. Analiz İtalya'da 9 farklı sektörde basınçlı hava sistemlerinde enerji yönetimi için yeni referanslar tanımlanmasını sağlamıştır.



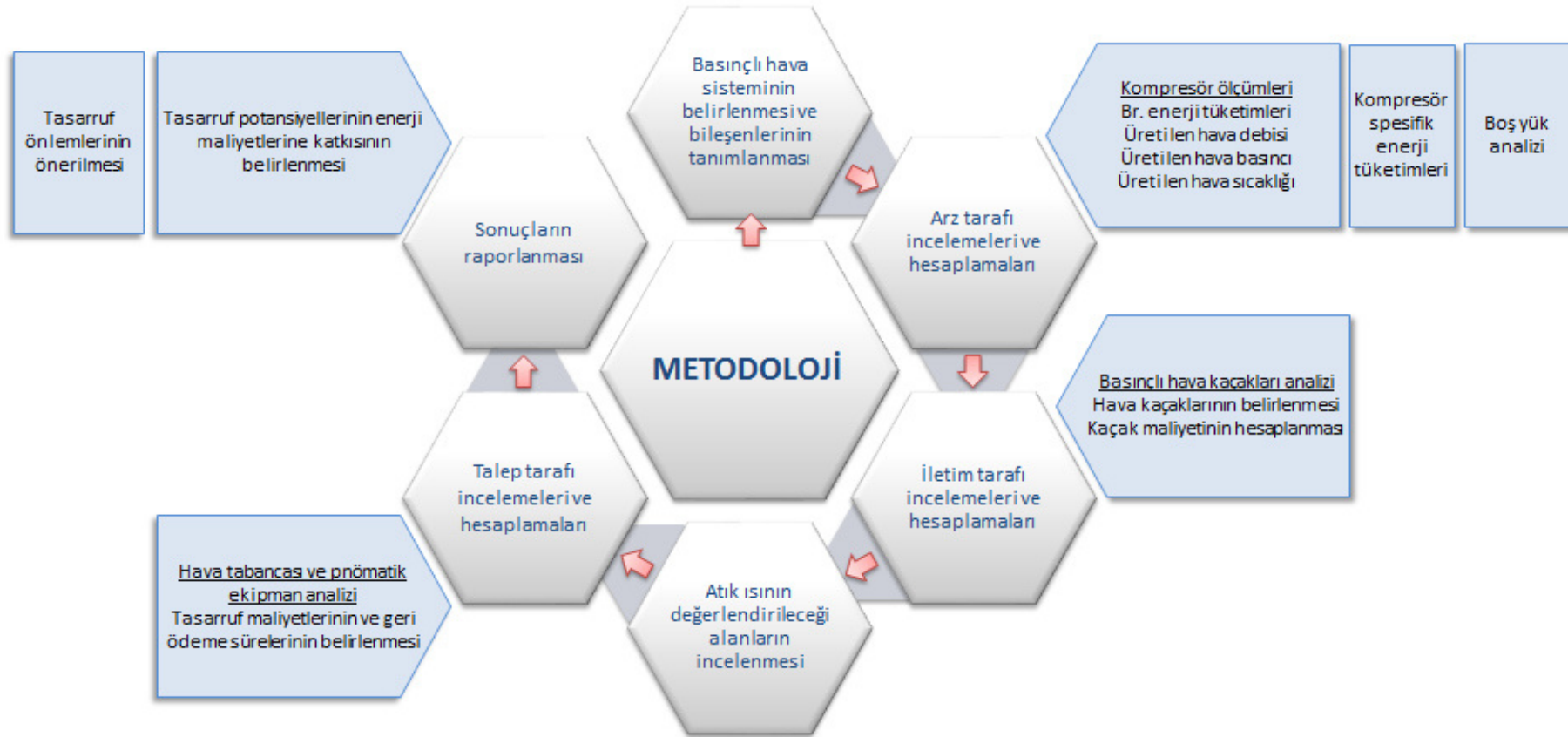
#### 4. OTOMOTİV YAN SANAYİ TESİSİ BASINÇLI HAVA SİSTEMİNDE ENERJİ TASARRUFU UYGULAMASI

Enerji tüketiminin izlenmesinin bir yönteminin olmadığı durumlarda işletmeler kompresörlerin ne kadar israf ettiğini bilememektedirler. Bu durum yapılacak yatırımları daha da zorlaştırmaktadır. Bu nedenle mevcut sistemlerin öncelikle basınçlı hava analizinin yapılması gerekmektedir (Kaya, 2012).

Basınçlı hava sistemleri ile ilgili yapılan literatür çalışmalarından yola çıkarak, otomotiv endüstrisinde yapılan belirgin bir verimlilik uygulamasına rastlanmamıştır. Bu çalışma kapsamında, Konya Organize Sanayi Bölgesi'nde bulunan Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A.Ş.'nin üretim kampüsündeki basınçlı hava sistemlerinin mevcut durum analizi yapılmış ve tasarruf odakları belirlenmiştir. Şekil 4.1'de de görülen, çalışmada takip edilecek metodoloji hazırlanmış; sistemin arz, iletim ve talep kısımlarında analizler yapılarak uygulanabilir tasarruf odakları belirlenmiş, tesisin basınçlı hava sistemlerindeki enerji ve maliyet kaybı hesaplamalarla ortaya çıkartılmıştır.

Öncelikle sistemin arz tarafını oluşturan kompresörlerin br. enerji tüketimleri, ürettikleri hava debileri, hava basınçları ve hava sıcaklıkları ölçülmüş; ölçülen veriler kullanılarak kompresör spesifik enerji tüketimleri belirlenmiştir. Sistemde gözlemler esnasında boşa çalıştığı tespit edilen bir kompresörün boş yük analizi yapılmıştır. İletim tarafında ise kompresör odası ve operasyon bölgeleri dahil tüm basınçlı hava hatları ultrasonik sızıntı dedektörü ile taranarak hava kaçaklarının konumu, güç ve enerji kayıpları hesaplanarak kaçakların maliyeti belirlenmiştir. Hava kaçakları analizleri doğrultusunda tesiste en çok hava tabancalarında kaçak olduğu gözlemlendiğinden, talep tarafında operasyon bölgesi elemanlarında hava tabancaları için bir analiz yapılması düşünülmüştür. Mevcutta kullanılan hava tabancası yerine daha verimli tabanca ve nozül kullanılarak enerji maliyetlerinden ne kadar tasarruf edilebileceği ve geri ödeme süresi belirlenmiştir. Talep tarafında yine tesiste yapılan gözlemler pnömatik ekipmanların yanlış kullanımından doğan enerji kaybı ve doğru uygulamanın tasarruf maliyeti ve geri ödeme süresi belirlenmiştir. Yapılan incelemeler ve hesaplamalar sonucu tesisteki basınçlı hava sisteminde tasarruf potansiyelleri ve enerji maliyetine katkısı ortaya çıkartılmış, tasarruf önlemleri belirlenmiştir.

Tesiste; alüminyum dövme, çelik dövme, sac salıncak, kauçuk burç, kataforez, talaşlı imalat, montaj, yüzey işlem gibi üretim bölümleri ile binek ve ağır vasıta grupları



Şekil 4.1. Çalışmada takip edilen metodoloji

için süspansiyon parçaları üretimi gerçekleştirilmektedir. Tesisin yaklaşık 78,000 m<sup>2</sup>'lik üretim alanında basınçlı hava sistemleri işleme merkezi valfleri, CNC tezgahları, montaj presleri, kauçuk enjeksiyon presleri ve hava tabancaları gibi makine ve ekipmanların bulunduğu operasyonlarda aktif olarak kullanılmaktadır.

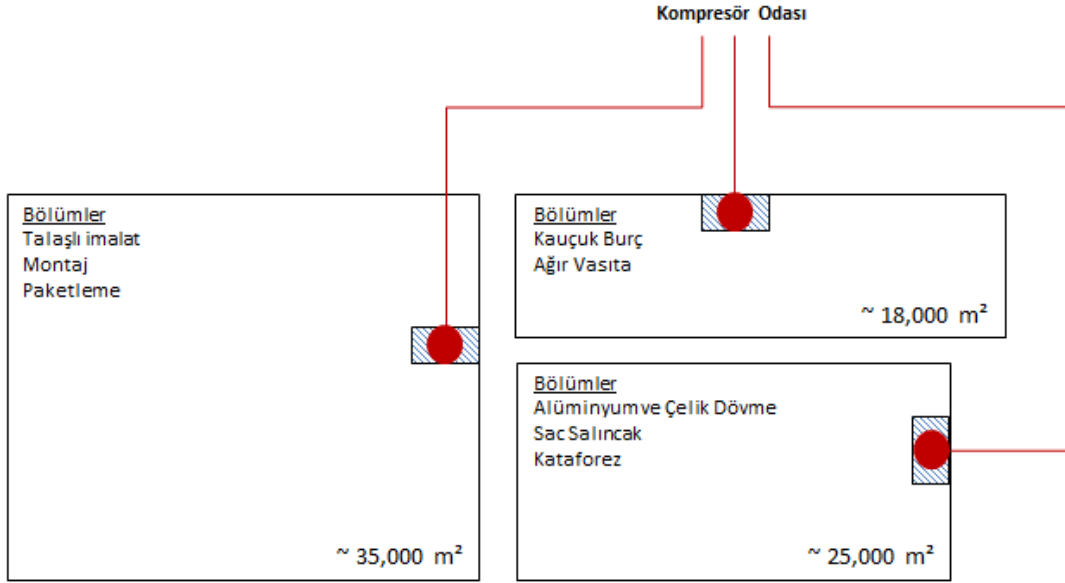
#### 4.1. Tesis ve Basınçlı Hava Sistemi Tanımı

Doğalgaz ve elektrik kullanılan tesisteki üretim süreçlerinde, elektrik enerjisinin toplam enerji kullanımını içerisindeki payı % 75 civarındadır. Yıllık ortalama 36 milyon kW olan elektrik enerjisi kullanımının 5 milyon kW kadarı, yani %14'ü basınçlı hava kompresörleri tarafından harcanmaktadır.

İşletmedeki bölümlerin basınçlı hava ihtiyacını 3 farklı konumdaki kompresör odasında bulunan tamamı vidalı toplam 10 adet kompresör karşılamaktadır. Kompresör odalarının tesis alanı içerisindeki konumları ölçeksiz olarak Şekil 4.2'de, sistemin şematik gösterimi ise Şekil 4.3'teki gibi betimlenmiştir.

Kompresör odaları genel olarak değerlendirildiğinde kapalı durumda olduğu ve kompresörün emiş havasını dışarıdan aldığı gözlemlenmiştir. Emiş havası kompresöre en kısa mesafeden ulaştırılmakta ve filtrelenmektedir. Basınçlı hava hatları genel olarak incelendiğinde ise, 3 kompresör odası da geniş alana basınçlı hava beslediğinden kapalı çevrim (ring) hat kullanıldığı gözlemlenmiştir. Tavandan yapılan kapalı çevrim hattın yanı sıra, basınçlı hava ile çalışan makine ve ekipmanlar hava hattına seri bağlanarak ana hatta sabit basınç sağlanmaya çalışılmıştır. Ancak geniş alana yayılan basınçlı hava hattında basınç düşümüne karşı önlem olarak belirli mesafelerde bulunabilecek hava tanklarına her birimde rastlanmamıştır.

Talaşlı imalat bölümünde bulunan kompresör odasından yaklaşık 35,000 m<sup>2</sup>'lik alandaki işleme merkezi valflerine, CNC tezgâhlarına, montaj preslerine ve hava tabancalarına basınçlı hava temin edilmektedir. Bunun yanında işleme merkezinden çıkan parçalarında üzerindeki talaşların basınçlı hava ile temizlendiği gözlemlenmiştir. Söz konusu kompresör odasında 3 adet kompresör, 3 adet hava tankı ve 1 adet kurutucu bulunmaktadır. Basınçlı hava ihtiyacı sürücülü kompresör ile sağlanırken diğer 2 kompresör hazırda beklemekte ve ihtiyaç halinde devreye girmektedir. Talaşlı imalat bölümünde bulunan kompresörler Şekil 4.4'te verilmiştir.

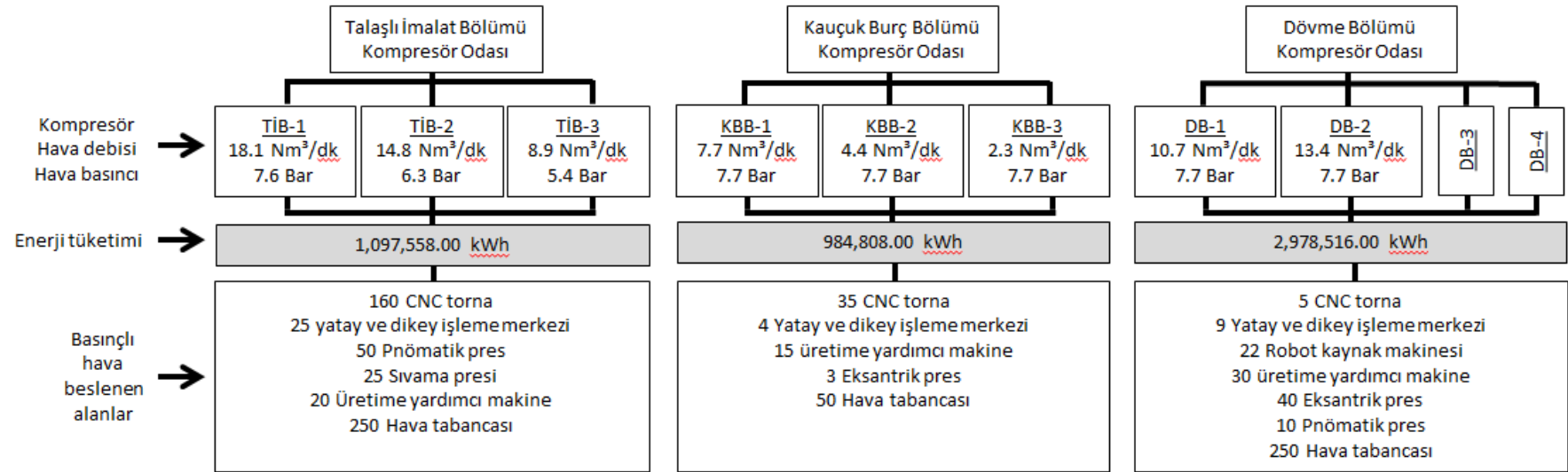


**Şekil 4.2.** Üretim alanı içerisinde kompresör odalarının konumu

Kauçuk burç bölümünde bulunan kompresör odasında 3 adet kompresör, 1 adet hava tankı ve 1 adet hava kurutucusu bulunmaktadır. Bu bölümde 3 adet kompresör de aynı anda çalışmakta ve yaklaşık 21,000 m<sup>2</sup>'lik alana yayılan hava hattına verilen basınçlı hava, kauçuk enjeksiyon preslerinde, ağır vasıta grubu montaj preslerinde ve hava tabancalarında kullanılmaktadır. Talaşlı imalat bölümündeki kompresörlere kıyasla daha düşük kapasitede olan kauçuk bölümündeki kompresörler Şekil 4.5'te verilmiştir.



**Şekil 4.4.** Talaşlı imalat bölümünde bulunan kompresör odasından bir görüntü



Şekil 4.3. Tesis basınçlı hava sisteminin şematik gösterimi



Şekil 4.5. Kauçuk burç bölümünde bulunan kompresör odasından bir görünüş

Dövme bölümündeki kompresör odasında ise 4 adet kompresör, 4 adet hava tankı ve 4 adet hava kurutucusu bulunmaktadır. Bu bölümde 3 adet kompresör sürekli çalışmakta, 1 adet kompresör ise basınçlı hava üretmemesine rağmen çalışmakta; yani hava üretimi olmamasına rağmen enerji tüketmektedir. Üretilen basınçlı hava alüminyum, çelik dövme, sac salıncak ve kataforez bölümlerinde preslerde ve hava tabancalarında kullanılmaktadır. Yaklaşık 25,000 m<sup>2</sup> alana yayılan basınçlı hava hattını besleyen kompresör odası Şekil 4.6’da verilmiştir.



Şekil 4.6. Dövme bölümünde bulunan kompresör odasından bir görünüş

#### 4.2. Arz Tarafı İncelemeleri ve Hesaplamaları

Enerji verimliliği kapsamında işletmelerde bulunan basınçlı hava hatlarında yapılan ölçümler genelde elektriksel ve mekanik olmak üzere iki kısımdan oluşur.

Elektriksel ölçümler, kompresörlerin elektrik motorlarından alınan ölçümleri, mekanik ölçümler ise kompresörlerin basınç değerleri, hava debileri ve basınçlı hava hatlarındaki sızıntı miktarının tespitini kapsamaktadır.

#### 4.2.1. Kompresör ölçümleri

Talaşlı imalat, kauçuk burç ve dövme bölümü kompresör odalarında bulunan kompresörlerin tahrik aldığı elektrik motorlarından Fluke marka 1730 model enerji analizörü ile aktif güç ölçümü yapılarak enerji tüketim verileri alınmıştır. Şekil 4.7’de aktif güç ölçümlerinden bir görüntü, Şekil 4.8’de ise enerji analizörü verilmiştir. Kompresör etiket güçleri ve ölçülen enerji tüketim değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Dövme bölümü kompresör odasında bulunan DB-4 olarak adlandırılan kompresör yükte çalışmadığından tüketim değeri belirlenememiştir.

Kompresörlerden üretilen hava debisini belirlemek için kompresör çıkışlarındaki hava borusunun yaklaşık 1 metre mesafesinden hava debimetresi probuna uygun delik açılarak ölçümler yapılmıştır. Hava debimetresi olarak Şekil 4.8’de verilen VP Instrument marka cihaz kullanılmıştır, alınan veriler ise Çizelge 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.7. Enerji analizörü ile aktif güç ölçümü



Şekil 4.8. Enerji analizörü (solda) ve hava debimetresi (sağda)

Kompresörlerin çıkışındaki hava basıncını belirlemek için Pakkens marka mekanik manometre kullanılmıştır ve ölçüm sonuçları Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Dövme bölümünde bulunan DB-3 kodlu kompresörün debi ölçüm noktasından önce hava tankı bulunduğu ve debi ölçümü için gereken mesafe bulunmadığından, DB-4 kodlu kompresörün ise sürekli boşa çalışmasından dolayı debi, basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılamamıştır.

Çizelge 4.1. Kompresörden alınan ölçümler ve okunan değerler

Kompresör	Etiket Gücü (kW)	Birim Enerji Tüketimi (kW)		Çalışma saati (h/yıl)	Üretilen Hava Debisi (Nm <sup>3</sup> /dk)	Üretilen Hava Basıncı (bar)	Üretilen Hava Sıcaklığı (°C)
		Yükte	Boşta				
TİB <sup>1</sup> -1	315.00	139.10	-	7,000.00	18.10	7.60	34.30
TİB <sup>1</sup> -2	132.00	130.81	-	600.00	14.80	6.30	24.10
TİB <sup>1</sup> -3	75.00	75.62	-		8.90	5.40	34.50
KBB <sup>2</sup> -1	75.00	65.62	-	7,600.00	7.70	7.70	39.50
KBB <sup>2</sup> -2	-	42.69	-	7,600.00	4.40	7.70	36.30
KBB <sup>2</sup> -3	22.00	21.27	-	7,600.00	2.30	7.70	40.90
DB <sup>3</sup> -1	132.00	105.88	-	7,600.00	10.70	7.70	35.10
DB <sup>3</sup> -2	160.00	129.03	-	7,600.00	13.40	7.70	33.40
DB <sup>3</sup> -3	-	125.00	-	7,600.00		-	
DB <sup>3</sup> -4	-		32.00	7,600.00		-	

<sup>1</sup>Talaşlı imalat bölümü, <sup>2</sup>Kauçuk burç bölümü, <sup>3</sup>Dövme bölümü

#### 4.2.2. Kompresörlerin spesifik enerji tüketimlerinin belirlenmesi

Tesis genelinde Bölüm 4.2.1’ de ölçüm sonuçları verilen talaşlı imalat bölümünde bulunan 3 kompresörün, kauçuk burç bölümünde bulunan 3 kompresörün ve



dövme bölümünde bulunan 2 kompresörün spesifik enerji tüketimleri (SET) hesaplanmış ve Çizelge 4.2’te verilmiştir.

Spesifik enerji tüketimi hesabında aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$\text{SET (kWh/Nm}^3\text{)} = \text{br. enerji tüketimi} / \text{üretilen hava debisi} \quad (4.1)$$

**Çizelge 4.2.** Kompresörlerin spesifik enerji tüketimleri

<i>Kompresör</i>	<i>Spesifik Enerji Tüketimi (kWh/Nm<sup>3</sup>)</i>
TİB-1	0.1281
TİB-2	0.1473
TİB-3	0.1416
KBB-1	0.1420
KBB-2	0.1617
KBB-3	0.1541
DB-1	0.1649
DB-2	0.1605

Dövme bölümünde bulunan DB-3 adlı kompresörün debi ölçüm noktasından önce hava tankı olması nedeniyle ve DB-4 adlı kompresörün yükte çalışmamasından dolayı spesifik enerji tüketimleri hesaplanamamıştır.

#### 4.2.3. Boş yük analizi

Dövme bölümünde bulunan DB-4 nolu kompresör belirli bir süre izlenmiş, boşta-yükte çalışması kontrol edilmiş, çalışma basıncı analiz edilmiş ve kompresörün sürekli boşta çalıştığı, yüke geçmediği gözlemlenmiştir. Boşta çalışma esnasında kompresör basınçlı hava üretmemesine rağmen enerji tüketimi gerçekleşmektedir. Enerji tüketimi arttığı için basınçlı havanın birim maliyeti de artmaktadır. Boşta çalışan kompresörün boş yük analizi Çizelge 4.3’te verilmiştir. Hesaplamalarda br. elektrik kullanım maliyeti yaklaşık 0,33 TL olarak kabul edilmiştir.

**Çizelge 4.3.** Kompresör boş yük analizi

Kompresör	Boşta Birim Güç Tüketimi (kW)	Çalışma Saati (h/yıl)	Boşta Enerji Tüketimi (kWh/yıl)	Tasarruf Miktarı (kWh/yıl)	Mali Tasarruf (TL/yıl)
DB-4	32.00	7,600.00	243,200.00	243,200.00	80,401.92

#### 4.3. İletim Tarafı İncelemeleri ve Hesaplamaları

### 4.3.1. Basınçlı hava kaçaqları analizi

Basınçlı hava sistemlerinde meydana gelen enerji kayıplarının en önde gelen sebebi hava kaçaqlarıdır. Kaçak tespiti için kulakla dinleme, sabun köpüğü, basınç düşümünü izlemek, ultrasonik dedektör kullanmak gibi yöntemler bulunmaktadır. Kulakla dinleme ve sabun köpüğü yöntemleri belirli bir noktadaki kaçağın bulunması için uygulanabilecek yöntemler olabilir. Basınç düşümünü izleme yöntemi kaçaqlar kompresörün boşa ve yükte çalışma süreleri ölçülerek formülle belirlenir. En az 5 ölçüm yapılması gereken bu yöntemde sistemde ne kadar kayıp olduğu anlaşılabilir ancak, hangi noktalarda kaçak olduğunu belirlemek mümkün değildir. Kaçak tespiti yöntemleri içerisinde en kısa ve etkili yöntem ultrasonik dedektör kullanılmasıdır. Özellikle gürültülü fabrika ortamlarında işletme çalışır durumdayken bu ölçümler yapılabilmekte, üretimi aksatmadan sonuca ulaşmak mümkün olmaktadır.

Hava ya da bir gaz, basınç altında herhangi bir delikten geçtiğinde, basınçlı bir doğrusal akıştan düşük basınçlı türbülanslı akışa geçmektedir. Türbülans, “beyaz gürültü” adı verilen geniş bir ses üretmekte ve bu beyaz gürültüde ultrasonik bileşenler bulunmaktadır. Ultrasonik sesler, sızıntı bölgesinde en gürültülü seviyesinde olacağından, bu sinyallerin dedektör ile tespit edilmesi oldukça kolay olmaktadır. Yüksek gürültülü fabrika tipi ortamlarda, ultrasonun bu yönü onu daha da kullanışlı kılar. Bir fabrikadaki ortam seslerinin çoğu, sızıntının düşük frekanslı elemanlarını bloke eder ve böylece işitilebilir sızıntı denetimi faydasız hale gelir. Ultrasonik dedektör, düşük frekanslı seslere tepki vermediğinden yalnızca sızıntının ultrasonik öğelerini duyar. Dedektörde kullanılan ultrason teknolojisi genelde havadan ultrason olarak anılır. Havadan ultrason, sesin iletken (arayüz) jeller olmadan atmosfer boyunca ultrason iletimini ve alımını ilgilendirir. Dalga kılavuzları yoluyla bir veya daha fazla ortam vasıtasıyla üretilen sinyalleri alma yöntemlerini içerir. Hemen her türlü sürtünme durumunda ultrasonik bileşenler ortaya çıkar. Örnek olarak, başparmağınızı ve işaret parmağınızı birlikte sürterseniz, ultrasonik aralıkta bir sinyal üretirsiniz. Bu sürtünmenin ses tonlarını çok hafif duyabilirsiniz, ancak dedektör ile son derece yüksek ses duyacaksınız. Test ortamında çoğu işletim ekipmanının yaydığı açık sesler olmasına rağmen, genellikle en önemli olanı akustik emisyonların ultrasonik unsurlarıdır. Bu cihaz sayesinde duyamayacağımız hava kaçağı sesleri insan kulağının duyabileceği seviyeye getirilerek bulunabilmektedir. Her ultrasonik dinleme cihazının ses şiddeti

farklıdır; dB (desibel) olarak ölçülen ve ses şiddetine karşılık gelen kaçak hava debisi değerleri cihazların kendine özgü kataloglarından veya yazılımlarından hesaplanır. Çizelge 4.4’de dB değerlerine karşılık gelen kaçak seviyeleri verilmiştir.

**Çizelge 4.4.** dB değerlerinin kaçak seviyeleri

<i>dB Değeri</i>	<i>Kaçak Seviyesi</i>
0 dB - 20 dB	Çok küçük çaplı kaçaklar
20 dB - 40 dB	Küçük çaplı kaçaklar
40 dB - 60 dB	Orta seviye kaçaklar
60 dB - 80 dB	Büyük seviyeli kaçaklar
80 dB ve üzeri	Ultra Seviyeli kaçaklar

Tesiste ortalama 78,000 m<sup>2</sup>’lik üretim alanını kapsayan basınçlı hava hattında hava kaçaklarının ölçülmesinde ultrasonik sızıntı dedektörü kullanılmıştır. Bu yöntemin tercih edilmesinin başlıca nedeni üretimi durdurma zorunluluğu olmaması ve en kısa sürede sonuç alınabilmesidir. Uygulama için Şekil 4.9’da verilen “UE SYSTEMS UP 3000” ultrasonik sızıntı dedektörü kullanılmıştır. Temel olarak hava hattına 1 metre mesafeden başlayarak bütün hattın ve makine parklarının taranması ve hava kaçağının bulunduğu noktanın hızlı bir şekilde tayini şeklinde gerçekleştirilmiştir.

Yapılan hava kaçak analizi sonucunda tesiste 407 noktada hava kaçağı tespit edilmiştir. 50-95 dB aralıklarında değişen hava kaçaklarının kompresör odasında, ana hatta, bağlantı noktalarında, contalarda, regülatörlerde, şartlandırıcılarda, operasyon bölgelerinde, pnömomatik hortum bağlantıları ve hava tabancalarında olduğu belirlenmiştir. 50 dB’den daha düşük dB değerli kaçaklar kabul edilebilir seviyede olduğundan elemine edilmiştir. EK-1’de hava kaçak noktaları ve cihazdan okunan dB değeri, EK-2’de ise bazı kaçak noktalarına ait fotoğraflar verilmiştir.



**Şekil 4.9.** Ultrasonik sızıntı dedektörü

Uygulamada kullanılan cihazın bilgisayar tabanlı yazılımı sayesinde cihazdaki kaçak noktaları ve dB değerleri yazılıma aktarılarak hacimsel debiye (m<sup>3</sup>/s) çevrilmiş, aşağıdaki denklemleri esas alan güç kaybı, yıllık enerji kaybı ve enerji kaybının maliyeti hesaplamaları yapılmış, sonuçlar EK-1’de verilmiştir.

$$\text{Güç Kaybı (kW)} = [P_i \times V_f \times (k/(k-1))] \times N \times [(P_0/P_i)^{(k-1)/(k \times N)} - 1] / E_a \times E_m \quad (4.2)$$

$$\text{Yıllık enerji kaybı (kWh/yıl)} = \text{Güç kaybı (kW)} \times \text{çalışma süresi} \quad (4.3)$$

$$\text{Maliyet kaybı (TL/yıl)} = \text{yıllık enerji kaybı} \times \text{br. kullanım maliyeti} \quad (4.4)$$

(Sapmaz, 2014).

Güç kaybı denkleminde  $P_i$ -çevre basıncı (kPa),  $V_f$ -kaçan hava debisi (m<sup>3</sup>/s),  $k$ -havanın özgül ısı oranı (1.4),  $N$ -kompresör kademe sayısı,  $P_0$ -kompresör çalışma basıncı (kPa),  $E_a$ -kompresör adyabatik verimi,  $E_m$ -kompresör motor verimidir. Analizin yapıldığı yıl ve ay referans alınarak çalışma süresi 7600 saat/yıl, br. kullanım maliyeti ise 0,33 TL olarak belirlenmiştir. Kompresör motor verimleri, her kompresör için Bölüm 3.2.1’de belirtilen kompresör ölçümlerinden yola çıkarak hesaplanmış, adyabatik verimleri 0,82 olarak kabul edilmiştir. Tesis bünyesindeki kompresörler tek kademeli olduğundan kademe sayısı 1 olarak değerlendirilmiştir.

#### 4.4. Kompresör atık ısılarının değerlendirilmesi

Tesiste kompresörlerin atık ısısının değerlendirilebilmesi için öncelikli olarak uygun ısının kullanıldığı operasyonlar incelenmiş ve kataforez bölümünde mevcut bir operasyon için sıcak su kazanının bulunduğu tespit edilmiştir. Kompresörlerin soğutma devresi, atık ısı potansiyelinin yeterli ve devamlı olması durumunda sıcak su kazanı iptal edilip kompresör soğutma devresi atık ısısının ısı kaynağı olarak kullanılabilceği düşünülmüştür. Kataforez bölümüne en yakın kompresör dairesi kauçuk burç bölümünde olduğundan bu bölümdeki kompresörlerin atık ısı potansiyeli değerlendirilmiştir. Kompresör güçlerinin %75’inin ısı olarak geri kazanılabileceği kabul edilerek kullanılabilir kompresör atık ısısı 97.19 kW olarak hesaplanmıştır. Geri kazanılabilecek enerji miktarına ait hesaplama sonuçlarına Çizelge 4.5’te yer verilmiştir.

**Çizelge 4.5.** Kauçuk burç bölümü kompresörleri atık ısısının değerlendirilmesi

<i>Kompresör</i>	<i>Kompresör Aktif Gücü (kW)</i>	<i>Atık Isı Geri Kazanım Oranı (%)</i>	<i>Kullanılabilir Kompresör Atık Isısı (kW)</i>
KBB-1	65.62		
KBB-2	42.69	75	97.19
KBB-3	21.27		

#### 4.5. Arz Tarafı İncelemeleri ve Hesaplamaları

##### 4.5.1. Hava tabancası analizi

Tesiste basınçlı hava tüketiminin büyük bir bölümünün üfleme uygulamalarında kullanıldığı ve çalışma kapsamında yapılan hava kaçak analizinde hava kaçaklarının %20'sinin hava tabancalarında meydana geldiği belirlenmiştir. Bu nedenle söz konusu bölgelerde önlem alınmadığı takdirde ciddi anlamda hava tüketim maliyeti oluşmaktadır. Konuyla ilgili tesiste öncelikle 7.4 bar basınçta çalışan standart bir hava tabancasının tüketim miktarı ölçülmüş, daha sonra standart hava tabancasının yerine kullanılacak yüksek verimli hava tabancası ve nozül ile aynı ölçümler tekrarlanmıştır. Şekil 4.10'da görüldüğü gibi standart hava tabancasında üfleme esnasında basınç 7.4 Bar'dan 6.58 Bar'a düşerken hava tüketim miktarının 280 lt/dk. olduğu kullanılan cihaz ile belirlenmiştir.

Standart hava tabancası yerine yüksek verimli hava tabancası ile Şekil 4.11'de verilen yüksek verimli nozül kullanımı sayesinde daha düşük çalışma basıncı (5 Bar) kullanılarak tekrarlanan ölçümlerde üfleme esnasında basınç 5 Bar'dan 4,43 Bar'a düşerken, tüketim miktarının 190 lt/dk. olduğu görülmektedir. Şekil 4.12'de görüldüğü gibi verimli hava tabancası ile nozül kullanımının 190 lt/dk hava tüketimi yarattığı gözlemlenmiştir.

Standart hava tabancasının 280 lt/dk hava tüketim miktarından verimli hava tabancası ile nozül kullanımının 190 lt/dk hava tüketimi arasında 90 lt/dk. hava tüketim farkı mevcuttur.



Şekil 4.10. Tesiste standart hava tabancasının hava tüketim miktarı ölçümü



Şekil 4.11. Uygulamada kullanılan yüksek verimli nozülün yapısı

Uygulamada örnek olarak kullanılan hava tabancası klasik modellere kıyasla minimum basınç kaybına sahip olduğundan, daha düşük basınçlarda ve daha az hava tüketimi ile aynı performansı elde edebilmektedir. Yüksek verimli nozül sayesinde ise yanlardaki delikli tasarım dış ortamdaki havanın üfleme debisini vakum etkisiyle 4 katına çıkartmaktadır.



Şekil 4.12. Yüksek verimli hava tabancası ve nozül kullanımında hava tüketim miktarı ölçümü

Standart hava tabancası değişimi ile elde edilecek enerji tasarrufu, iki hava tabancası arasında bulunan 90 lt/dk. hava tüketime farkının hava kaçağı olduğu düşünülerek basit kaçak hesabı ile gereksiz hava tüketiminin ne kadar olduğu bulunabilir. Aşağıdaki basit denklemlere dayanan tasarruf hesabında; hava tabancasının günde 2 saat, yılda 312 gün çalıştığı kabul edilmiş, 20°C akış havası sıcaklığı, 0.5 MPa giriş basıncı, 90 dm<sup>3</sup>/dk kaçak hava debisi, 0.02 €/m<sup>3</sup> ölçümün yapıldığı tarihteki basınçlı hava br. fiyatı girdi olarak kullanılmıştır. Hesaplama sonucunda sadece bir adet hava tabancasının yıllık 3369.6 m<sup>3</sup> gereksiz hava tüketimi oluşturabileceği tespit edilmiştir.

$$\text{Yıllık kaçak miktarı (m}^3\text{/yıl)} = [ 60 \times \text{br. kaçak oranı (dm}^3\text{/dk)} \times \text{yıllık çalışma süresi (saat)} ] / 1000 \quad (4.4)$$

$$\text{Yıllık kaçak maliyeti (€/yıl)} = \text{yıllık kaçak miktarı (m}^3\text{/yıl)} \times \text{br. enerji maliyeti (€/m}^3\text{)} \quad (4.5)$$

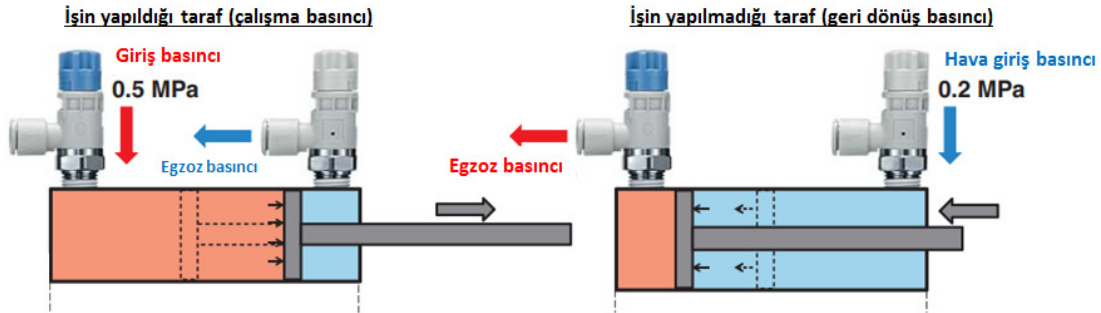
#### 4.5.2. Pnömatik ekipman analizi

Basınçlı hava sistemlerinin talep tarafında bulunan pnömatik silindirler tesiste başta montaj bölümü olmak üzere birçok operasyonda kullanılmaktadır. Özellikle montaj preslerinde kullanılan pnömatik silindirlerin operasyon için gerekenden daha yüksek kapasitede tercih edildiği tespit edilmiştir. Bu konuda montaj presinde kullanılan Şekil 4.13'te görülen silindir referans alınarak analiz edilmiş, çift etkili bir silindir olmasına rağmen (Ø100-100mm) tek yönde iş yaptığı, geri dönerken boşta döndüğü gözlemlenmiştir.



Şekil 4.13. Tek yönde iş yaptığı gözlenen çift etkili silindir (Ø100-100mm)

Söz konusu yanlış uygulamada çift etkili silindirin portlarına takılacak enerji tasarruf valfleri ile eski performansından ödün vermeden ortalama %40 oranlarında enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Çalışma prensipleri, silindirin boşa dönen tarafını regüle edip düşük basınç sağlamak, diğer tarafını ise çabuk besleme ve çabuk egzoz yapmaktır. Söz konusu valflerin Şekil 4.14'teki örnek üzerinde çalışma prensibi ve silindir üzerindeki konumları örnek olarak belirtilmiştir.

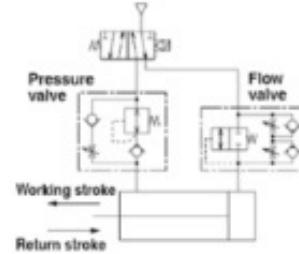


Şekil 4.14. Yeni nesil tasarruf valflerinin silindir üzerindeki konumları

#### Basit Enerji Tasarrufu Hesabı

##### Uygulama (İş elemanı verisi)

Dakikadaki açma kapama sayısı:	6
Çalışma Basıncı (Mpa):	0,6
*Silindir Kapanma Basıncı (MPa):	0,2
Silindir Çapı (mm):	100
Strok (mm):	100
Fabrikadaki Hava Maliyeti (€/Nm <sup>3</sup> ):	0,02



ASR/ASQ Valfleri tarafından sağlanan saatlik enerji tasarrufu:	2,26	Sent	Hesapla
----------------------------------------------------------------	------	------	---------

##### Çalışma süresi

Günlük çalışma saati: 24

Yıllık çalışma günü: 312

ASR/ASQ Valfleri tarafından sağlanan yıllık enerji tasarrufu:	169,29	Euro	Hesapla
---------------------------------------------------------------	--------	------	---------

Şekil 4.15. Enerji tasarruf valfleri kullanımıyla yapılabilecek tasarruf hesabı ([https://www.smc.eu/portal\\_ssl/WebContent/corporative/content/energy\\_saving09/SSC/ASR.jsp](https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/corporative/content/energy_saving09/SSC/ASR.jsp))

Tek yönde iş yapan çift etkili silindirin portlarına enerji tasarruf valfleri uygulandığında elde edilecek tasarruf miktarı ilk etapta, uluslararası alanda pnömomatik sistem çözümleri üreten bir firmanın enerji tasarruf hesabı uygulaması kullanılarak



hesaplanmıştır. Şekil 4.15'te görseli verilen tasarruf hesabında 6 barlık giriş basıncı, 2 barlık geri dönüş basıncında çalışan, dakikada 6 çevrim yapan, günde 24 saat, yılda 312 gün çalışan Ø100-100 mm'lik silindirde enerji tasarruflu valflerinin kullanımıyla yıllık 169.29 € tasarruf sağlanacağı tespit edilmiştir. Tesiste kullanılan basınçlı hava maliyetinin 0.02 € olduğu kabul edilmiştir.

Yazılımda yapılan hesaplamaların doğruluğunu sağlamak adına çift etkili pnömatik silindirlerin hava tüketimi denkleminde yola çıkarak aynı aşağıdaki teorik hesaplamalar yapılmıştır. Öncelikle pnömatik silindirin hâlihazır kullanımında tükettiği br. hava hesaplanmıştır. Bunun için aşağıdaki denklem adımları takip edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan iç mil çapı, referans alınan pnömatik silindirde 25 mm'dir. 4.6 numaralı formülde D silindir çapı, d silindir iç mil çapı, S strok'tur.

$$\text{Br. çalışma hacmi (lt)} = \text{Çalışma stroğu hacmi} + \text{geri dönüş stroğu hacmi} = [\pi/4 \times D^2 \times S \times 10^{-6}] + [\pi/4 \times (D^2 - d^2) \times S \times 10^{-6}] \quad (4.6)$$

$$\text{Br. çalışma hacmi (lt)} = [\pi/4 \times 100^2 \times 100 \times 10^{-6}] + [\pi/4 \times (100^2 - 25^2) \times 100 \times 10^{-6}] = \mathbf{0.78 + 0.73 = 1.51 \text{ lt.}}$$

$$\text{Br. hava tüketimi (m}^3\text{)} = \text{br. çalışma hacmi} \times (\text{çalışma basıncı} + 1) \times 10^{-3} \quad (4.7)$$

$$\text{Br. hava tüketimi (m}^3\text{)} = 1.51 \times (6+1) \times 10^{-3} = \mathbf{0.01057 \text{ m}^3}$$

Pnömatik silindirin halihazır kullanımında br. hava tüketimi 0.01057 m<sup>3</sup> olarak hesaplanmıştır. Tasarruf valflerinin kullanımıyla pnömatik silindirde geri dönüş basıncı 2 Bar'a düştüğü düşünülerek aşağıdaki denklem adımları takip edilmiş ve br. hava tüketimi tekrar hesaplanmıştır. Sistemdeki basınç kayıplarını hesaba dahil etmek için çalışma basıncına ve geri dönüş basıncına ekleme yapılmıştır.

$$\text{Br. hava tüketimi (m}^3\text{)} = [\text{br. çalışma stroğu hacmi} \times (\text{çalışma basıncı} + 1)] + [\text{br. geri dönüş stroğu hacmi} \times (\text{geri dönüş basıncı} + 1)] \quad (4.8)$$

$$\text{Br. hava tüketimi (m}^3\text{)} = \{[0.78 \times (6+1)] + [0.73 \times (2+1)]\} \times 10^{-3} = \mathbf{0.00765 \text{ m}^3}$$

Halihazır kullanımında ve tasarruf valflerinin kullanımı arasında **0.00292 m<sup>3</sup>** hava kullanım farkı bulunmuştur. Bu hava kullanım farkında aşağıdaki denklem kullanılarak yıllık tasarruf maliyeti bulunmuştur.

$$\text{Yıllık tasarruf maliyeti (€)} = \text{hava kullanım farkı} \times \text{cycle/dk.} \times 60 \times \text{yıllık çalışma saati} \times \text{hava maliyeti} \quad (4.9)$$

$$\text{Yıllık tasarruf maliyeti (€)} = 0.00292 \times 6 \times 60 \times 24 \times 312 \times 0.02 = \mathbf{157.4 \text{ €}}$$

SMC firmasına ait yazılımla hesaplanan yıllık tasarruf miktarı teorik hesaplamadan %7,5 fazladır. SMC firmasından bu farklılığın nedeni sorulduğunda, firmanın mamulü olan enerji tasarruf valflerinin farklı özellikleri nedeniyle daha fazla

enerji tasarrufu sağlama potansiyeli olduğu ifade edilmiş ise de bu konuda somut bir kanıt sunulmamıştır. Bu nedenle, bu tezde enerji tasarruf valfleri ile yapılabilecek tasarruf teorik hesaplamalar kullanılarak hesaplanmıştır.

## 5. ENERJİ VERİMLİLİĞİ HESAPLAMALARI

Tesiste, uygulanabilecek olası tasarruf önlemlerinin belirlenmesi için basınçlı hava sisteminin mevcut durumu analiz edilmiş, yapılan hesaplamalar ve değerlendirmeler sonucu enerji maliyetlerinde ciddi parasal kayıplara neden olduğu belirlenmiştir. Ölçümlerde kullanılan cihazlar için bir enerji verimliliği firmasından hizmet alımı yapılmış ve cihazların kalibrasyon belgelerine EK-3'te yer verilmiştir.

### Hava kaçaklarının enerji maliyetine etkisi

Tesiste yapılan kaçak analizi sonucunda 407 noktada 50-95 dB aralığında değişen hava kaçağı tespit edilmiş, en fazla hava kaçağının ana hattan ayrılan çoklu vanalarda ve hava tabancalarında olduğu belirlenmiştir. Enerji tasarrufu yapılabilecek bu noktalarda gerçekleşen güç kaybı **345.55 kW**, yıllık enerji kaybı **2,626,209.64 kWh/yıl** ve kaybedilen enerjinin yıllık toplam maliyeti **868,224.91 TL/yıl**'dir. Yani belirlenen 407 noktada kaçaklar giderilerek yılda **868,224.91 TL**'lik mali tasarruf sağlamak mümkündür. Firmanın kompresörlerinin **1.670.091,06 TL** yıllık elektrik tüketimi olduğu göz önüne alınırsa, basınçlı hava üretmek için kullanılan elektrik enerjisinin **%52**'sinin hava kaçakları sebebiyle israf edildiği söylenebilir. Tesiste hava kaçakları onarım çalışmaları için ortalama **495,856.85 TL** yatırım yapılmıştır geri ödeme süresi **0.57 yıl** (495,856.85 TL / 868.224,91 TL/yıl) tespit edilmiştir. Kaçakların çoğunun bağlantı noktalarında ve hava tabancalarında olduğu dikkate alınır ve geri ödeme süresinin kısa olması sebebiyle öncelikli gerçekleştirilmesi gereken uygulama olarak önerilmiştir ve tasarruf çalışmaları yapılmıştır.

Hava kaçaklarından doğan israfın önüne geçmek için tesis genelinde belirli periyotlarla kaçakların kontrol edilmesi ve tespit edilen noktalarda iyileştirme yapılması önerilmektedir. Rutin kaçak kontrolünün yanında kaçakların sıklıkla gözlemlendiği yerlerde planlı periyodik bakımlar yapılarak ekipmanların sızıntıya sebep olmadan çalışma verimleri artırılabilir.

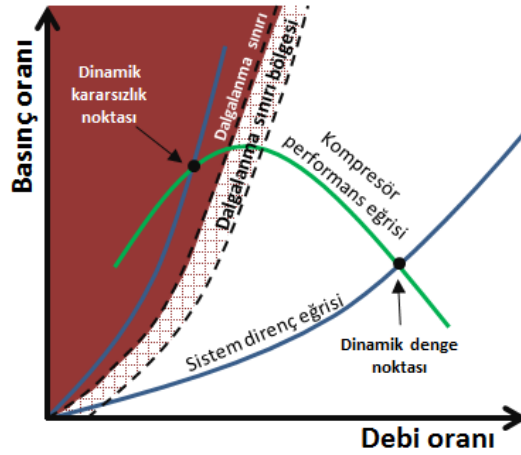
Basınçlı hava hatlarındaki kaçak miktarı, kaçağın bulunduğu noktadaki sıcaklığına, delik çapına ve kompresör giriş havasının sıcaklığına bağlıdır. Dolayısıyla operasyon bölgelerinde gereken minimum basınca göre regülatörlerle basıncı düşürmek hava kaçağı maliyetini azaltacaktır.

Tesiste yapılan kaçak analizi esnasında operatörlerin basınçlı hava ile serinlemeye çalıştığı gözlemlenmiştir. Direkt hat basıncının düşüşüne ve kaçağa sebep olan bu uygulama öncelikle personel çalışma koşullarının düzeltilmesi ve personelin konu hakkında bilinçlendirilmesi ile giderilebilir.

Temizlik için kullanılan hava tabancalarında yüksek basınçlara gerek olmadığından hava tabancaları için daha düşük basınçta çalışan ayrı bir basınçlı hava hattı yapılması veya temizlik için başka bir yöntem bulunması önerilmiştir. Ayrı bir basınçlı hava hattı yapılması durumunda hem ana hattın basıncının düşmesi engellenecek ve hatta bağlı ekipmanların optimum basınçta çalışması sağlanacak, hem de kompresörün gerekenden daha fazla enerji ile çalışması önlenmiş olacaktır.

#### Kompresör spesifik enerji tüketimlerinin enerji maliyetine etkisi

Basınçlı hava kompresörlerinin enerji verimliliği değerlendirilmesinde Spesifik Enerji Tüketimi (SET) dikkate alınmaktadır. Şekil 5.1’de verilen, bir kompresörün performans eğrisindeki maksimum verim noktasında olması gereken SET değerine bağlı enerji verimliliği değerlendirmesi Çizelge 5.1’de verilmektedir.



Şekil 5.1. Bir kompresörün performans eğrisi (Garcia ve Liskiewicz, 2016)

Çizelge 5.1. Kompresör SET değerine göre enerji verimliliği değerlendirmesi (Sapmaz ve Kaya, 2017)

Spesifik Enerji Tüketimi (kWh/Nm <sup>3</sup> )	Enerji Verimliliği Değerlendirmesi
0.085-0.11	Çok İyi
0.11-0.13	İyi
>0.13	Yüksek (Sistemde problem olabilir)

Bölüm 4.2.2’de ölçüm sonuçları verilen kompresörlerin SET değerleri Çizelge 5.1’e göre enerji verimliliği açısından değerlendirilirse; TİB-1 nolu kompresörün mevcut durumdaki şartlar doğrultusunda spesifik enerji tüketiminin (0,1281 kWh/Nm<sup>3</sup>) ideal değerler dolaylarında olduğu belirlenmiştir. Talaşlı imalat bölümü kompresör odasında bulunan TİB-1 kompresörü sürekli çalışmakta, SET değerleri ideal değerlerin

dışında olan TİB-2 ve TİB-3 kompresörleri ise ihtiyaç olması durumunda devreye girmektedir. Tesisteki bu uygulamadan dolayı, TİB-2 ve TİB-3 kompresörleri için yıl boyu zaten az çalıştıklarından, spesifik enerji tüketimlerinin düşürülmesi konusunda herhangi bir öneride bulunulmamıştır.

Kauçuk bölümü kompresörlerinde ve dövme bölümünde bulunan (ölçüm alınabilen) DB-1 ve DB-2 nolu kompresörlerde gerçekleştirilen incelemeler sonucu kompresörlerin spesifik enerji tüketimlerinin ideal değerlerden yüksek olduğu tespit edilmiştir. Kompresörlerin SET değerlerinin ideal aralıklara çekilmesi ve dolayısıyla basınçlı hava sisteminin ideal şartlarda işletilebilmesi için öncelikle 345,55 kW değerindeki basınçlı hava kaçağlarının giderilmesi gerekmektedir. Basınçlı hava kaçağlarının giderilmesinin ardından işletme çalışma basıncının uygunluğu belirlenmelidir. Basınçlı hava sisteminin asgari çalışma basıncında olmadığı tespit edilmesi durumunda, işletme basıncı düşürülerek enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu çalışmalar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Basınçlı hava kaçağlarının giderilmesi,
- Asgari çalışma basıncının tespitinin yapılması ve işletme basıncının düşürülmesi,
- Değiştirilmesi gereken kompresörlerin yerine işletme şartlarına en uygun kompresörün/kompresörlerin seçimi ve ideal basınçlı hava hattı dizaynının yapılması,

unsurları birlikte değerlendirilerek basınçlı hava sisteminin optimum düzeyde işletilmesi sağlanabilir.

Çalışma kapsamında, üretilen yıllık basınçlı hava debisi mevcut durumdaki 7.7 bar basınç (hava kaçaqları dahil) ve daha sonra ideal kabul edilen spesifik enerji tüketimi (Vidalı kompresörler için ideal kabul edilen spesifik enerji tüketimi yaklaşık 0.12 kWh/Nm<sup>3</sup>) baz alınarak Çizelge 5.2’de sonuçları verilen tasarruf hesapları yapılmıştır. Hesaplamalarda aşağıdaki denklemler kullanılmıştır. Tasarrufun mali karşılığının belirlenmesinde br. elektrik tüketim maliyeti yaklaşık 0.33 TL kabul edilmiştir.

$$\text{Yıllık üretilen hava debisi (Nm}^3\text{/yıl)} = \text{Üretilen hava debisi (Nm}^3\text{/dk)} \times 60 \times 7600 \quad (5.1)$$

$$\text{Tasarruf Potansiyeli (kWh/yıl)} = (\text{Yıllık üretilen hava debisi} \times \text{Spesifik enerji tüketimi}) - (\text{Yıllık üretilen hava debisi} \times \text{İdeal spesifik enerji tüketimi}) \quad (5.2)$$

**Çizelge 5.2.** Mevcut kompresörlerin SET değerlerinin ideal değerlere getirilmesiyle elde edilebilecek tasarruf

<i>Kompresör</i>	<i>Ölçüm Basıncı (bar)</i>	<i>Spesifik Enerji Tüketimi (kWh/Nm<sup>3</sup>)</i>	<i>İdeal Spesifik Enerji Tüketimi (kWh/Nm<sup>3</sup>)</i>	<i>Yıllık Üretilen Hava Debisi (Nm<sup>3</sup>/yıl)</i>	<i>Tasarruf Potansiyeli (kWh/yıl)</i>	<i>Tasarrufun Mali Karşılığı (TL/yıl)</i>
KBB-1	7.7	0.1420	0.12	3,511,200.00	77,246.40	25,537.66
KBB-2	7.7	0.1617	0.12	2,006,400.00	83,666.88	27,660.27
KBB-3	7.7	0.1541	0.12	1,048,800.00	35,764.08	11,823.60
DB-1	7.7	0.1649	0.12	4,879,200.00	219,076.08	72,426.55
DB-2	7.7	0.1605	0.12	6,110,400.00	247,471.20	81,813.98
<b>TOPLAM</b>					<b>663,224.64</b>	<b>219,262.07</b>

Kauçuk burç bölümünde bulunan 3 kompresör ve dövme bölümünde bulunan DB-1 ve DB-2 nolu kompresör için yapılan tasarruf hesabı sonucunda toplam **219,262.07 TL** yıllık tasarruf sağlanabileceği belirlenmiştir. Ancak bu senaryonun gerçekleştirilebilmesi için daha önce de belirtildiği gibi öncelikle hava kaçaklarının onarılması ve ardında çalışma basıncının tespit edilip kompresör çıkış basıncının revize edilmesi gerekmektedir. Bu adımlar ile kompresör SET değerlerinin ideal değerlere geleceği düşünüldüğünden şu an için herhangi bir yatırım maliyeti belirtilmemiştir.

#### Boş yük analizinin değerlendirilmesi

Kompresör ölçümleri yapılırken dövme bölümünde bulunan DB-4 nolu kompresörün sürekli boşa çalıştığı belirlenmiş olup bu kompresörün seçiminde bir hata olduğu düşünülmektedir. Bölüm 4.2.4'te boş yük analizi yapılan kompresör **243,200.00 kWh/yıl**'lık enerji kaybına ve **80,401.92 TL/yıl**'lık mali kayba neden olmaktadır. Bu nedenle kompresörün yetkili servis tarafından incelenmesi ve bu konudaki problemin çözülmesi gereklidir.

Bu uygulamanın servis maliyeti **2,000.000 TL** kabul edilirse basit geri ödeme süresi **0.02 yıl** olarak belirlenmiştir.

#### Kompresör atık ısısının kullanımı

Çalışma kapsamında kauçuk burç bölümü kompresörlerinin atık ısı potansiyeli değerlendirilmiş ve toplam **97.19 kW** atık ısı hesaplanmıştır. Atı ısı enerjisinin kullanılması planlanan kataforez bölümü sıcak su kazanından elde edilen ısı güç **207.95 kW** olarak okunmuştur. Bu durumda sıcak su kazanından elde edilen ısı güç (207,95 kW) kompresörlerin soğutma devresinden (97,19 kW) elde edilememektedir. Tesiste kompresör soğutma devresi atık ısısının değerlendirilebileceği uygun bir nokta bulunmadığından herhangi bir öneride bulunulmamıştır.

### Verimli hava tabancası ve nozül kullanımının enerji maliyetine etkisi

Standart hava tabancasının verimli hava tabancası ve nozül ile değişimi sonucu elde edilecek tasarruf miktarı Bölüm 4.5.1’de hesaplanmıştır. Sadece 1 adet ekipmanın değişimi ile sağlanacak tasarruf miktarı, yılda ortalama 312 gün çalıştığı düşünülerek, **436.8 TL/yıl** ( $312 \times 0.22 \text{ €} \times 6.38 \text{ TL/€}$ ) bulunmuştur. Bu ürünün ilk etapta talaşlı imalat bölümünde bulunan 250 adet hava tabancası yerine kullanıldığı varsayılırsa yıllık **109,200 TL** ( $436.8 \text{ TL/yıl} \times 250$ ) enerji maliyetinden tasarruf sağlanacağı belirlenmiştir. Aynı zamanda bölüm genelindeki revizyon ile giriş basıncını 7.4 bar’dan 5 bar’a düşürmekle 2.4 bar’lık basınçtan tasarruf edilmiş olunacaktır.

Yüksek verimli hava tabancası ve nozül fiyatı ortalama 450 TL kabul edilirse tasarruf uygulamasının yatırım maliyeti **114,000 TL** ( $450 \text{ TL} \times 250 \text{ adet}$ ) olarak hesaplanabilir. Basit geri ödeme süresi ise **1,04 yıl** ( $114,000 \text{ TL} / 109,200 \text{ TL/yıl}$ ) olarak belirlenmiştir.

### Pnömatik ekipman değerlendirilmesi

Pnömatik silindirlerde yapılan uygulama sonucunda tek yönde çalışan çift etkili silindirlerde enerji tasarruflu valflerin kullanılmasıyla yıllık **1,004.212 TL** ( $157,4 \text{ €} \times 6.38 \text{ TL/€}$ ) tasarruf potansiyeli bulunmaktadır. Tesiste ortalama 20 adet bu şekilde uygulama olduğu göz önüne alınırsa yıllık **20,084.14 TL/yıl** ( $1,004 \text{ TL} \times 20 \text{ adet}$ ) enerji maliyetinden tasarruf sağlanacağı belirtilmiştir. Yapılan tasarruf hesabında kullanılacak tasarruf valflerinin fiyatı ortalama 319 TL ( $50 \text{ €} \times 6.38 \text{ TL/€}$ ) olarak belirlenmiştir. Uygulamanın yatırım maliyeti **6,380.000 TL** ( $319 \text{ TL} \times 20 \text{ adet}$ ), basit geri ödeme süresi ise **0,31 yıl** ( $6,380.000 \text{ TL} / 20,081.14 \text{ TL/yıl}$ ) olarak belirlenmiştir.

Tesis basınçlı hava sisteminde yapılması önerilen enerji tasarrufu uygulamaları sonucunda enerji maliyetlerinde yıllık **1,297,173.04 TL** tasarruf sağlanabileceği belirlenmiş, Çizelge 5.3’te uygulamaların tasarruf potansiyeli detaylı olarak verilmiştir. Çizelge 5.4’te ise tasarrufun kompresörlerin toplam elektrik tüketimi ve tesis toplam elektrik tüketimi içerisindeki payı belirtilmiştir. Buna göre önerilerin uygulanması halinde kompresörlerin yıllık elektrik harcamalarından **% 77.76** oranında, tesisin yıllık elektrik harcamalarından ise **% 10.8** oranında tasarruf etmek mümkün olacaktır. En fazla tasarruf potansiyelinin hava kaçaklarında olduğu, bu nedenle ilk önce hava kaçaklarının giderilmesinin alınacak en iyi aksiyon olduğu düşünülmüş ve uygulama planı gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda hava kaçaklarının giderilmesiyle kompresör SET değerleri için daha sağlıklı hesaplamalar yapılabilmesinin önü açılmıştır.

**Çizelge 5.3.** Basınçlı hava sistemindeki tasarruf potansiyelinin mali karşılığı

<i>Uygulama</i>	<i>Tasarruf potansiyeli (kWh/yıl)</i>	<i>Tasarrufun mali karşılığı (TL/yıl)</i>	<i>Yatırım maliyeti (TL)</i>	<i>Geri ödeme süresi (yıl)</i>
Hava kaçakları	2,626,209.64	868,224.91	495,856.85	0.57
Daha düşük SET değerli kompresör	663,224.64	219,262.07	-	-
Boşta çalışan kompresör tamiri	243,200.00	80,401.92	2,000.000	0.02
Verimli hava tabancası kullanımı	-	109,200.00	114,000	1,04
Enerji tasarruf valfleri kullanımı	-	20,084.14	6,380.000	0.32
<b>TOPLAM</b>		<b>1,297,173.04</b>		

Yapılan maliyet analizlerinin yanı sıra tesiste bulunan 3 basınçlı hava hattının da çok geniş alana yayıldığı gözlemlenmiştir. Bu durum, aradaki hava kaçaklarını da göz önünde bulundurursak, son noktaya giden hatta basınç düşümüne ve hatta dalgalanmalara neden olabilmektedir. Bu nedenle belirli aralıklarda hava tankı bulundurmak ani basınç düşüşlerini engelleyecek, operasyon verimini arttıracaktır.

**Çizelge 5.4.** Tasarrufun enerji maliyetleri içerisindeki payı

<i>Tasarrufun mali karşılığı (TL/yıl)</i>	<i>Kompresörlerin elektrik tüketimi (TL/yıl)</i>	<i>Tasarrufun kompresör elektrik tüketimi içerisindeki payı (%)</i>	<i>Tesis elektrik tüketimi (TL/yıl)</i>	<i>Tasarrufun tesis elektrik tüketimi içerisindeki payı (%)</i>
<b>1,297,173.04</b>	1,670,091.06	<b>77.76</b>	12,013,774.64	<b>10.8</b>

Kompresörlerin sistem talep tarafının izin verdiği en düşük değerde çalıştırılması büyük enerji tasarrufu sağlayacaktır. Ancak bu durumun uygulanması için hattaki hava kaçaklarının giderilip talep tarafı ihtiyaçlarının belirlenmesi gerekmektedir.

Tesisteki basınçlı hava hattının olması gereken ring sistemi şeklinde tasarlandığı ancak, ana hattan ayrılan operasyon hatlarının bazılarında yukarıdan aşırıta yapılmadığı gözlemlenmiştir. Bu durum hatta biriken suyun operasyon bölgesine taşınmasına sebep olacağı gibi mevcut tahliye sisteminin verimli çalışmamasına neden olacaktır. Sistemin yeniden tasarlanması uygulanabilir tasarruf faaliyetlerinden olmasına rağmen, üretimin 24 saat devam ettiği bir tesiste bu uygulamanın gerçekleştirilmesi fizibil değildir.



## SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; Konya ilinde yerleşik bir otomotiv yan sanayi işletmesindeki basınçlı hava sisteminin enerji verimliliğini yönünden incelenerek teknolojik ve ekonomik bakış açılarından değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışma kapsamında, işletmedeki basınçlı hava sistemindeki kayıpların önlenmesi ve enerji verimliliğinin sağlanması amacıyla; mevcut basınçlı hava sistemi üzerinde ölçüm ve incelemeler yapılmış, sistemdeki mevcut enerji kayıpları belirlenmiş, belirlenen enerji kayıplarını önlemek ve enerji verimliliğinin sağlamak için alınabilecek önlemlerin sıralanmış, mevcut kayıpların yol açtığı parasal kayıplar ve belirlenen tasarruf önlemlerinin uygulanması durumunda elde edilecek parasal kazanım hesaplanmıştır.

Çalışmada uygulanan metodoloji: basınçlı hava sisteminin bileşenlerinin ve konfigürasyonunun belirlenmesi, arz tarafı ölçüm, analiz ve incelemeleri, İletim tarafı ölçüm, analiz ve incelemeleri, atık ısının değerlendirilmesine yönelik incelemeler, talep tarafı ölçüm, analiz ve incelemeleri, potansiyel tasarruf önlemlerinin belirlenmesi, sistemdeki kayıpların ve belirlenen tasarruf önlemlerinin ekonomik analizi adımlarını içermektedir.

Endüstride enerji verimliliği 3 farklı yaklaşımla geliştirilebilir. Bunlar; teknolojik, yönetsel ve politika/yasalar ile enerji tasarrufu yaklaşımlarıdır (Abdelaziz ve ark., 2011). Bu çalışmada teknolojik yaklaşım ele alınarak basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliğinin ne kadar geliştirilebileceği üzerinde durulmuştur. Teknolojik yaklaşımın yanı sıra yönetsel ve politikalar ile yaklaşım da verimlilik çalışmalarında önemli bir etkiye sahiptir. Çalışma konusu ele alındığında basınçlı hava sistemlerinde israfın önüne geçmede en basit önlem personelin bilinçlendirilmesidir diyebiliriz. Personele verilebilecek basit eğitimlerle basınçlı havanın uygunsuz kullanımı konusunda fark edilebilir düzeyde tasarruf sağlanabilir. Bunun yanında sürdürülebilir bir enerji yönetim sisteminin kurulması ve yürütülmesi diğer enerji tüketen sistemlerin yanında basınçlı hava sistemlerinde de verimli çalışmanın gerekliliklerini firmaya benimsetecektir. Enerji politikalarının hazırlanması ve enerji hedeflerinin belirlenmesi de yine yönetimin başta olmak üzere tüm çalışanların enerji tasarrufu konusunda aynı amaçta odaklanmalarını sağlayacaktır.

Bu çalışma kapsamında enerji verimliliği değerlendirilen otomotiv yan sanayi tesisindeki mevcut basınçlı hava sistemindeki hava kaçaklarının ve mevcut

konfigürasyondaki kompresör ve ekipman seçimine bağlı olarak enerji verimliliği yönünden ortaya çıkan olumsuzluklar sıralanarak mevcut basınçlı hava sisteminin enerji ekonomisi yönünden değerlendirmesi yapılmış, işletmedeki basınçlı hava sisteminin verimliliğini artırmak için alınabilecek önlemler belirtilmiştir. Önerilen tedbirlerin uygulanması ile işletmenin yıllık enerji tüketiminde %10.8 oranında tasarruf yapılabileceği sonucuna varılmıştır.

Hesaplamalarda elde edilen sonuçlardan; uygulamanın yapıldığı işletmede basınçlı hava sistemindeki enerji tüketiminin önemli bir paya sahip olduğu, mevcut sistemde enerji verimliliğini sağlamaya yönelik olarak alınacak önlemlerin işletmeye ciddi ekonomik getiri sağlayacağı sonucuna varılmıştır. Alınacak önlemler için yapılacak yatırımlarda geri ödeme süresi her önlem için ayrı hesaplanmış olup 0.02 – 1.04 yıl arasında olduğu belirlenmiştir.

Bu çalışmada, enerji kayıplarının parasal değeri hesaplanırken literatürde bulunan ve bir kısmı ölçümlerle doğrulanmış olan hesaplama bağıntıları kullanılmıştır. Bundan sonra yapılacak çalışmalarda, belirlenen tasarruf önlemlerinin uygulanması ile elde edilen parasal kazanımın hem sahada yapılan ölçümlerle belirlenmesi, hem de teorik hesaplamalar kullanılarak hesaplanması, elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak teorik hesaplamaların geçerliliğinin doğrulanması önerilir.

Tesislerde yaygın olarak uygulanan arıza giderici-plansız bakımların yanı sıra önleyici, düzeltici ve kestirimci gibi planlı bakımların da düzenli periyotlarla yapılması, oluşabilecek hava kaçaklarının ve sistemdeki uygunsuz durumların önceden belirlenmesinde olduğu gibi enerji kaybının engellenmesinde de çok önemli bir kriterdir.

## KAYNAKLAR

- Abdelaziz, E., A., Saidur, R. and Mekhilef, S., 2011, A review on energy saving strategies in industrial sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (1), 150-168.
- Akkuş, N., 1986, Pnömatik temel ve uygulamaları, Yüksek lisans tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 16-18.
- Anonim, 1998, Basınçlı hava servislerinin seçim ve tesis etme (kurma) kılavuzu, Erdoğan Tan, *Tahaş Tazyikli Hava San. ve Tic. A. Ş.*, İstanbul.
- Anonim, 2016, Basınçlı hava sistemleri-Kılavuz, *Karaca Makine Hırdavat San. ve Tic. Ltd. Şti.*, İstanbul, 2-21.
- Anonim, 2019, <https://www.atlascopco.com/tr-tr/compressors/wiki/compressed-air-articles/dynamic-compressors> [Ziyaret Tarihi: 15 Ekim 2019].
- Backlund, S., and Thollander, P., 2015, Impact after three years of the Swedish energy audit program, *Energy*, 82, 54-60.
- Benedetti, M., Bertini, I., Bonfà, F., Ferrari, S., Introna, V., Santino, D. and Ubertini, S., 2017, Assessing and Improving Compressed Air Systems' Energy Efficiency in Production and use: Findings from an Explorative Study in Large and Energy-intensive Industrial Firms, *Energy Procedia*, 105, 3112-3117.
- Bonfa, F., Benedetti, M., Ubertini, S., Introna, V., and Santolamazza, A., 2018, New efficiency opportunities arising from intellegent real time control tolls appications: The case of compressed air systems energy efficiency in production and use, *The 10th International Conference on Applied Energy*, 158, 4198–4203.
- Cengiz, M. S., ve Mamiş M. S., 2015, Endüstriyel Tesislerde Verimlilik ve Güneş Enerjisi Kullanımı, *VI. Enerji Verimliliği, Kalitesi Sempozyumu*.
- Çatak, E., 2005, Pnömatik sistemlerde enerji tasarrufu, *IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 249-260.
- Dalglish, A., Z., and Grobler, L. J., 2009, Energy management opportunities on a compressed air system In a packaging facility, *Energy Engineering*, Vol 103, No.4, 42-52.
- Dindorf, R., 2012, Estimating Potential Energy Savings in Compressed Air Systems, *Procedia Engineering*, 39, 204-211.
- Dolaş, S., 2018, Basınçlı hava sistemleri, *SQM Akademi Enerji Yöneticisi Eğitimi Ders Notları*, İstanbul.

- Dudić, S., Ignjatović, I., Šešlija, D., Blagojević, V. and Stojiljković, M., 2012, Leakage quantification of compressed air using ultrasound and infrared thermography, *Measurement*, 45 (7), 1689-1694.
- Fan, Z., Shi, Y., Sun, J., and Cai, M., 2013, A review of energy saving technologies on compressed air system, *39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 7880-7885.
- Garcia D., and Liskiewicz G., 2016, Stable or not stable? Recognizing surge based on the pressure signal, *Transactions of The Institute of Fluid-Flow Machinery*, 133, 55-68.
- Güleç, M., 1999, Pnömatik sistemlerde tasarruf önlemleri ve yöntemleri, *I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 269-293.
- Hürdoğan, E., Çerçi, K. N. ve Aksoy, M. M., 2015, Basınçlı hava sistemlerinde oluşan hava kaçaklarının enerji maliyetine etkisinin deneysel olarak incelenmesi, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 30 (1), 209-214.
- Kanoğlu, M., 2010, Enerji verimliliği örnek projeleri, *TSKB Yayınları*.
- Kaya D., Eyidoğan M., Çoban V., Çağman S., Hergül A. S., ve Sapmaz S., 2015, Endüstriyel tesislerde enerji verimliliği uygulamaları-II, *VI. Enerji Verimliliği, Kalitesi Sempozyumu*.
- Kaya, D. ve Güngör, C., 2002, Sanayide enerji tasarrufu potansiyeli-I, *Mühendis ve Makine*, 43 (514), 20-31.
- Kaya D., ve Öztürk H.H., 2014, Sanayide enerji yönetimi ve enerji verimliliği-uygulamalı örneklerle, 114, *Umuttepe Yayınları*, Kocaeli, 47-63; 401-425.
- Kaya, D., Phelan, P., Chau, D., and Sarac, H.İ., 2002, Energy conservation in compressed-air systems, *International Journal of Energy Research*, 26, 837-849.
- Kaya, M., 2012, Sanayide enerji verimliliği potansiyeli ve basınçlı hava sistemlerinde verimlilik, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü*, İstanbul, 11-41.
- Karataş, M. A., 2012, Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği: Bir çelik fabrikasının basınçlı hava denetleme çalışması, *Tesisat Mühendisliği*, 132, 19-26.
- McKane, A., Perry, W., ve Taranto T., 2016, Endüstriyel sistemlerde optimizasyon-Basınçlı hava sistemleri, Erdal Çalıkoğlu, Atilla Bıyıkoglu, İsmail Coşkun, *Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü*, 20-201.
- Mendis, N., N., R., and Perera, N., 2006, Energy Audit: A case study, *International Conference on Information and Automation*, 45-50.
- Mousavi, S., Kara, S. and Kornfeld, B., 2014, Energy Efficiency of Compressed Air Systems, *Procedia CIRP*, 15, 313-318.

- Nehler, T., 2018, Linking energy efficiency measures in industrial compressed air systems with non-energy benefits – A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 89, 72-87.
- Saidur, R., Rahim, N. A. and Hasanuzzaman, M., 2010, A review on compressed-air energy use and energy savings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (4), 1135-1153.
- Salvatori, S., Benedetti, M., Bonfa, F., Introna, V., and Ubertini, S., 2018, Inter-sectorial benchmarking of compressed air generation energy performance: Methodology based on real data gathering in large and energyintensive industrial firms, *Applied Energy*, 217, 266-280.
- Sapmaz, S., 2014, Basınçlı hava sistemlerinde enerji tasarrufu uygulaması, Yüksek lisans tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli, 1-23.
- Sapmaz, S. ve Kaya, D., 2017, Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği ve emisyon azaltım fırsatlarının incelenmesi, *Engineer and Machinery*, 58 (689), 23-36.
- Seslija, D., Ingjatovic, I., Dudic S., and Lagod, B., 2011, Potential energy savings in compressed air systems in Serbia, *African Journal of Business Management*, 5 (14), 5637-5645.
- Sheckler, M. S., 2009, Assessment of a compressed air system, *Energy Engineering*, 104:1, 13-22.
- Soylu, E., 2017, Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği-teknik rapor, *Yalova Üniversitesi*.
- Taheri, K. and Gadow, R., 2017, Industrial compressed air system analysis: Exergy and thermoeconomic analysis, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 18, 10-17.
- Üser, Y., Yalçın, M. A., Özen, Ş. ve Cerit, B., 2005, Endüstriyel bir tesisteki basınçlı hava üretim ve dağıtım sistemlerde enerji tasarrufu analizi, *IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, 263-269.
- Vittorini, D. and Cipollone, R., 2016, Energy saving potential in existing industrial compressors, *Energy*, 102, 502-515.
- Widayati, E., and Nuzahar, H., 2016, Compressed air system optimization:case study food industry in Indonesia, *Materials Science and Engineering*, 105 012018.
- Yang, M., 2009, Air compressor efficiency in a Vietnamese enterprise, *Energy Policy*, 37 (6), 2327-2337.
- Zhang, B., Liu, M., Li, Y., and Wu, L., 2013, Optimization of an industrial air compressor system, *Energy Engineering*, Vol. 110, No.6, 52-64.

**EK-1** Basıncılı hava kaçaqları ölçüm sonuçları, enerji kayıpları ve maliyeti

Ölçüm No	Ekipmanın bulunduğu hava hattı	Kaçığın Olduğu Ekipman	Ölçüm Değeri (dB)	Güç Kaybı (kW)	Yıllık Enerji Kaybı (kWh/yıl)	Enerji Kaybının Maliyeti (TL/yıl)
1		Lasko-7 sağ alt taraf hava girişi	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
2		Lasko-7 hava tabancası	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
3		Lasko-6 sağ arka taraf hava girişi	93	1.5863	12,055.88	3,985.67
4		Lasko-6 sağ arka taraf hava girişi	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
5		Lasko-6 sol arka hava tankı girişi	84	1.3145	9,990.20	3,302.76
6		Lasko-5 sol arka tank hava girişi	81	1.224	9,302.40	3,075.37
7		Lasko-5 sol arka hava girişi	76	1.073	8,154.80	2,695.98
8		Lasko 4-5 arası tezgâh arkası şartlandırıcı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
9		Lasko 4-5 arası tezgâh hava tabancası	91	1.5259	11,596.84	3,833.92
10	Dövme Bölümü	D01-FRK -2 sağ arka tank çıkışı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
11		D01-FRK-2 sağ arka 6'lı hava çıkışı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
12		D01-FRK-2 sol arka tezgâh hava tabancası	86	1.375	10,450.00	3,454.77
13		D01 FRK-3 sağ arka T tezgâh	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
14		D01-FRK-3 sağ arka 6'lı hava çıkışı	95	1.6467	12,514.92	4,137.43
15		D01-CK-F3 hava tabancası	81	1.224	9,302.40	3,075.37
16		D01-MAXI-5 sol arka tezgâh arkası	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
17		D01 -MAXI-5 sol arka tezgâh arkası	86	1.375	10,450.00	3,454.77
18		D01-IND-MX6 sağ arka şartlandırıcı	78	1.1334	8,613.84	2,847.74
19		EP4 motor üstü hattı	76	1.073	8,154.80	2,695.98

20	D01-IND-MX7 şartlandırıcı çıkışı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
21	D01-CK-L2 büyük döner teker altı hava	69	0.8616	6,548.16	2,164.82
22	D01-MAXI-3 hava tabancası hortumu	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
23	D01-MAXI-2 hava tabancası	85	1.3447	10,219.72	3,378.64
24	D01-MAXI-2 yerde bez sarılı olan hortum	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
25	D01-CK-L1 sol arka tezgâh arkası şartlandırıcı	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
26	D01-CK-L1 sol arka 3'lü hava çıkışı	91	1.5259	11,596.84	3,833.92
27	L4 hava tabancası hortumundaki bağlantı noktası	90	1.4957	11,367.32	3,758.04
28	L4 3'lü hava çıkışı	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
29	D04-TES-1 yanı hava tabancası	87	1.4052	10,679.52	3,530.65
30	D04-TES-1 arkası şartlandırıcı	71	0.922	7,007.20	2,316.58
31	D04-MAXI-2500 sol tank hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
32	D04-OIF-1 sağ alt hava hortumu	90	1.4957	11,367.32	3,758.04
33	D04-MAXI-2500 sol alt 3'lü hava çıkışı	84	1.3145	9,990.20	3,302.76
34	D04-MAXI-1600 şartlandırıcı öncesi metal hat	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
35	D04-FRK-900 sol arka 3'lü hava çıkışı	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
36	D04-FRK-900 sol tank kapak	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
37	D04-CK-4 arkası hava hattı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
38	D04-FRK-1300 sol 3'lü hava çıkışı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
39	D04-FRK-1300 sağ 3'lü hava çıkışı	69	0.8616	6,548.16	2,164.82
40	D04-FRK-1300 sol tank kapak	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
41	Delme kalıpları bölümü solu 3'lü hava çıkışı	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
42	Delme kalıpları bölümü solu hava tabancası	76	1.073	8,154.80	2,695.98
43	D04-KUM-2 arkası şartlandırıcı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
44	D04-KUM-1 şartlandırıcı	86	1.375	10,450.00	3,454.77
45	D04-KUM-1 şartlandırıcı	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
46	D04-KUM-1 şartlandırıcı (T)	61	0.6201	4,712.76	1,558.04

47		D04-KUM-1 piston hava grubu	59	0.5822	4,424.72	1,462.81
48		D04-KUM-1 piston	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
49		T06-EP-021 sağ arka duvardaki hava ıkışı	56	0.559	4,248.40	1,404.52
50		R4 arkası hava tabancası hortumu	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
51		HP-001 arkası hava tabancası	50	0.5126	3,895.76	1,287.94
52		HP-039 hava tabancası	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
53		HP-038 hava tabancası	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
54		E26 hava tabancası	50	0.5126	3,895.76	1,287.94
55		E27 hava tabancasına gidiş hattı girişi	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
56		E27 hava tabancası	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
57		E9 hava tabancası	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
58		E11 sağ taraf hava grubu	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
59		E12 sağ taraf hava grubu	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
60		E13 hava tabancası	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
61		E14 hava tabancası	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
62		E14 hava tabancası hortumu	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
63	Kauçuk Burç Bölümü	E16 hava tabancası hortumu	71	0.922	7,007.20	2,316.58
64		E32 hava tabancası	91	1.5259	11,596.84	3,833.92
65		E32 hava tabancası	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
66		E32 hava tabancasına giden 3'lü hava ıkışı	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
67		E30 hava tabancası	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
68		E30 hava tabancasına giden 3'lü hava ıkışı	71	0.922	7,007.20	2,316.58
69		E30 hava tabancasına giden 3'lü hava ıkışı	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
70		E29 sağ arka tezgâh hava tabancası	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
71		E28-E5 arası 3'lü hava ıkışı	71	0.922	7,007.20	2,316.58
72		E4 hava tabancası	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
73		E24 hava tabancasına giden 3'lü hava ıkışı	59	0.5822	4,424.72	1,462.81



74	T2 hava tabancası bağlantı yeri	71	0.922	7,007.20	2,316.58
75	F2 CNC tezgâhı hava tabancası	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
76	F3 CNC tezgâhı hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
77	CNC tezgâhlarının karşısındaki tezgâh	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
78	Kılavuz makarası	90	1.4957	11,367.32	3,758.04
79	T2 torna arkası hava hortumu	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
80	DIM-5 hava tabancası	56	0.559	4,248.40	1,404.52
81	DIM-5 hava tabancası	86	1.375	10,450.00	3,454.77
82	DIM-5 hava hortumu	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
83	DIM-4 arkası duvar önü hava çıkışı	76	1.073	8,154.80	2,695.98
84	DIM-4 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
85	Manuel boyama sol taraf 3'lü hava çıkışı	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
86	Manuel boya girişi sağ taraf hava tabancası	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
87	OBM makinesi duvar önü hava çıkışı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
88	EP-006 arkası 2'li hava çıkışı	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
89	EP-005 arkası 2'li hava çıkışı	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
90	EP-004 arkası 2'li hava çıkışı	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
91	EP-003 arkası 2'li hava çıkışı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
92	EP-002 arkası 2'li hava çıkışı	76	1.073	8,154.80	2,695.98
93	EP-002 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
94	EP-001 hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
95	Kauçuk ofisi karşısı punto makinesi	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
96	T07 TS-008 duvar önü hava girişi	74	1.0126	7,695.76	2,544.22
97	T07 TS-008 hava tabancası	66	0.771	5,859.60	1,937.18
98	BT-01 hava tabancası	81	1.224	9,302.40	3,075.37
99	BT-01 hava hattı T	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
100	BT-2 hava tabancası	73	0.9824	7,466.24	2,468.34

101	BT-3 hava tabancası hortumu	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
102	CNT 2 2'li hava çıkışı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
103	CNT 2 hava grubu	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
104	CNC 2 arkasındaki makine 2'li hava çıkışı	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
105	T10-IN-002 arkası hava hattı çıkışı vana	66	0.771	5,859.60	1,937.18
106	T05-OV-011 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
107	T06-HP-020 tezgâh yanı hava bağlantı yeri	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
108	T02-MT-039 tezgâhları hava çıkışı	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
109	T10-GD-006 arkası 3'lü hava çıkışı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
110	T01-CN-112 arkası 2'li hava çıkışı	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
111	T01-CN-010 arkası 2'li hava çıkışı	74	1.0126	7,695.76	2,544.22
112	T01-CN-010 hava tabancası	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
113	T01-CN-45 hava tabancası	76	1.073	8,154.80	2,695.98
114	T01-CN-155 sol arka 2'li hava çıkışı	82	1.2542	9,531.92	3,151.25
115	T02-MT-033 sağ taraf bağlantı yeri	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
116	T02-MT-035 arkası 3'lü hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
117	T06-EP-006 sağ taraf alt şartlandırıcı	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
118	T06-EP-006 üst şartlandırıcı	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
119	T06-EP-006 iç taraf	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
120	T01-IM-025 arkası 3'lü hava çıkışı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
121	T01-IM-025 hava tabancası	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
122	T01-CN-116 hava tabancası	82	1.2542	9,531.92	3,151.25
123	T01-CN-079 arkası 3'lü hava çıkışı	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
124	T01-CN-079 hava tabancası	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
125	T01-CN-109 arkası 3'lü hava çıkışı	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
126	T01-CN-159 arkası 3'lü hava çıkışı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
127	T01-CN-157 arkası 3'lü hava çıkışı	67	0.8012	6,089.12	2,013.06

128		T06-HP-024 arkası hava çıkışı	76	1.073	8,154.80	2,695.98
129		T06-HP-002 hava tabancası	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
130		T06-HP-029 arkası piston şartlandırıcı	56	0.559	4,248.40	1,404.52
131		T06-HP-029 hava tabancası	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
132		İTHAL 31 arkası şartlandırıcı	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
133		T14-DC-020 makine altı 3'lü hava çıkışı	56	0.559	4,248.40	1,404.52
134		T14-DC-020 şartlandırıcı	71	0.922	7,007.20	2,316.58
135		T14-DC-020 hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
136		T14-DC-020 yerdeki pedal	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
137		T03-FR-003 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
138		T03-FR-003 sağ 3'lü hava çıkışı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
139		T06-EP-015 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
140		T06-EP-001 sağ taraf hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
141		T06-EP-001 sağ arka duvar 2'li hava çıkışı	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
142		Yağlama makinesi yanı 3'lü hava çıkışı	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
143		Kamyon şirik makinesi şartlandırıcı	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
144		T06-SP-012 hava tabancası	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
145		T06-SP-012 tezgâh üstündeki makine	76	1.073	8,154.80	2,695.98
146		T06-HP-006 sağ arka duvar ana hat	71	0.922	7,007.20	2,316.58
147		Ticari araç planlama ofisi solu hava çıkışı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
148		T06-TP-034 hava tabancası	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
149		T06-SP-020 sağ arka 3'lü hava çıkışı	50	0.5126	3,895.76	1,287.94
150		T06-SP-020 solundaki makine hava girişi	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
151	Talaşlı İmalat Bölümü	T06-SP-003 tezgâh sonu ana hat ucu	76	1.073	8,154.80	2,695.98
152		T06-SP-003 tezgâh başı ana hat	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
153		T06-SP-003 tezgâh solu alttaki hava borusu	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
154		T06-SP-003 tezgâh üstü makine hava borusu	64	0.7106	5,400.56	1,785.43

155	T06-SP-003 tezgâh solu makine hava hattı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
156	T06-SP-003 tezgâh solu makine hava hattı	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
157	T06-SP-003 tezgâh solu makine hava hattı	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
158	T06-SP-017 tezgâh sonu ucu açık ana hat	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
159	T06-SP-017 tezgâh başı 2'li hava çıkışı	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
160	T06-SP-017 tezgâh solu alttaki hava borusu	66	0.771	5,859.60	1,937.18
161	T06-SP-017 tezgâh solu üstteki üfleme	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
162	T06-SP-017 tezgâh solu üstteki üfleme	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
163	T06-SP-017 tezgâh başı ana hat	50	0.5126	3,895.76	1,287.94
164	T06-SP-014 tezgâh başı ana hat	91	1.5259	11,596.84	3,833.92
165	T06-SP-014 tezgâh başı ana hat	88	1.4353	10,908.28	3,606.28
166	T06-SP-014 tezgâh solu üstü makine	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
167	T06-SP-014 tezgâh solu üstü makine	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
168	T06-SP-014 tezgâh solu üstü makine	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
169	T06-SP-014 tezgâh solu üstü makine	87	1.4052	10,679.52	3,530.65
170	Paketleme hattı 1. hava çıkışı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
171	T06-SP-018 tezgâhı alt taraf ana hat	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
172	T06-SP-018 tezgâhı 3'lü hava çıkışı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
173	T06-SP-019 tezgâhı segma takma	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
174	T06-SP-01 tezgâhı arkası hava hortumu	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
175	T06-SP-01 şartlandırıcı	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
176	PM011 tezgâhı ana hat girişi	69	0.8616	6,548.16	2,164.82
177	PM010 tezgâhı ana hat girişi	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
178	PM010 tezgâhı ana hat orta bölüm	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
179	PM011 tezgâh altı ana hat girişi	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
180	PM011 tezgâh ekranı arkası hava hortumu	79	1.1636	8,843.36	2,923.61
181	PM010 tezgâh ekranı arkası hava hortumu	55	0.5512	4,189.12	1,384.92

182	PM010 tezgâh sonu ana hat	76	1.073	8,154.80	2,695.98
183	T06-SP-016 3'lü hava çıkışı	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
184	T06-SP-016 2'li hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
185	T06-SP-016 3'lü hava çıkışı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
186	T06-SP-002 2'li hava çıkışı	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
187	T06-SP-002 3'lü hava çıkışı	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
188	T06-SP-004 3'lü hava çıkışı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
189	T06-SP-004 3'lü hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
190	T06-SP-020 hava tabancası	82	1.2542	9,531.92	3,151.25
191	T06-SP-020 3'lü hava çıkışı	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
192	T06-SP-013 şartlandırıcı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
193	T06-SP-013 5'li hava çıkışı	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
194	T06-SP-013 sağ taraf tezgâh üstü makine	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
195	T06-SP-007 hava tabancasına gelen hat	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
196	T06-SP-007 tezgâh üstü makine hava hattı	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
197	T06-SP-010 hava tabancası	66	0.771	5,859.60	1,937.18
198	T06-SP-010 tezgâh üstü makine	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
199	T06-HP-004 arkası 2'li hava çıkışı	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
200	T06-HP-018 hava tabancası	71	0.922	7,007.20	2,316.58
201	T06-HP-018 arkası 2'li hava çıkışı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
202	T06-HP-018 yanı çekme presi	66	0.771	5,859.60	1,937.18
203	T06-HP-018 yanı çekme presi pedalı	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
204	T06-DN-001 sağ taraf makine	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
205	T06-DN-001 solundaki 3'lü hava çıkışı	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
206	T06-SP-009 hava tabancası	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
207	T06-SP-006 hava tabancası	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
208	T06-SP-004 tezgâh üstü makine	66	0.771	5,859.60	1,937.18

209	T06-SP-004 tezgâh üstü makine	85	1.3447	10,219.72	3,378.64
210	T06-SP-021 tezgâh üstü makine	81	1.224	9,302.40	3,075.37
211	T06-SP-021 tezgâh üstü makine	93	1.5863	12,055.88	3,985.67
212	T06-HP-035 tezgâh arkası alttaki hortum	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
213	T06-EP-033 2'li hava çıkışı	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
214	T06-HP-011 2'li hava çıkışı	66	0.771	5,859.60	1,937.18
215	T06-HP-011 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
216	T06-HP-012 tezgâh üstü makine	84	1.3145	9,990.20	3,302.76
217	T06-HP-012 tezgâh üstü makine	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
218	T06-HP-012 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
219	T06-HP-054 2'li hava çıkışı	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
220	T06-HP-054 tezgâh üstü makine	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
221	T06-EP-004 piston şartlandırıcı	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
222	T06-EP-037 piston şartlandırıcı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
223	T06-EP-035 ana hava çıkışı	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
224	T06-HP-034 tezgâh üstü hava hattı	95	1.6467	12,514.92	4,137.43
225	PN-002 şartlandırıcı	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
226	T06-PN-009 şartlandırıcı	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
227	T06-PN-009 ana hava çıkışı 2'li	90	1.4957	11,367.32	3,758.04
228	T01-IM-024 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
229	T01-IM-017 arkası 2'li hava çıkışı	87	1.4052	10,679.52	3,530.65
230	T01-IM-019 arkası şartlandırıcı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
231	T01-IM-019 hava tabancası	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
232	T01-IM-035 hava tabancası	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
233	T01-IM-036 hava tabancası	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
234	T01-IM-021 arkası 3'lü hava çıkışı	84	1.3145	9,990.20	3,302.76
235	T01-IM-021 hava tabancası	67	0.8012	6,089.12	2,013.06

236	T01-IM-020 arkası 3'lü hava çıkışı	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
237	T01-CN-088 arkası 3'lü hava çıkışı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
238	T01-CN-135 arkası 3'lü hava çıkışı	81	1.224	9,302.40	3,075.37
239	T01-CN-119 hava tabancası	71	0.922	7,007.20	2,316.58
240	T01-CN-120 2'li hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
241	T01-CN-161 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
242	T01-CN-163 hava tabancası	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
243	T01-CN-163 hava tabancası hortumu	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
244	T01-CN-065 arkası 2'li hava çıkışı	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
245	T01-CN-167 hava tabancası	79	1.1636	8,843.36	2,923.61
246	T01-CN-167 arkası iç taraf şartlandırıcı	69	0.8616	6,548.16	2,164.82
247	T01-CN-04 arkası 3'lü hava çıkışı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
248	T01-CN-04 üstü hava grubu	81	1.224	9,302.40	3,075.37
249	T01-CN-085 hava grubu	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
250	T01-CN-085 hava grubu	93	1.5863	12,055.88	3,985.67
251	T01-CN-084 hava grubu	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
252	T01-CN-084 hava grubu	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
253	T01-CN-084 sol arkası 3'lü hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
254	T01-CN-084 sol arkası hava bağlantı yeri	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
255	T01-CN-047 hava grubu	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
256	T01-CN-047 hava tabancası hortumu	95	1.6467	12,514.92	4,137.43
257	T01-CN-047 arkası 3'lü hava çıkışı	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
258	T01-CN-180 regülatör	92	1.5561	11,826.36	3,909.79
259	T01-CN-181 regülatör	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
260	T01-CN-181 hava tabancası	95	1.6467	12,514.92	4,137.43
261	T01-CN-181 2'li hava girişi	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
262	T01-CN-013 regülatör	70	0.8918	6,777.68	2,240.70

263	T01-CN-013 regülatör	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
264	T01-CN-013 2'li hava çıkışı	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
265	T01-CN-013 arkası mavi hortum ucu	78	1.1334	8,613.84	2,847.74
266	T01-CN-178 arkası 2'li hava çıkışı	71	0.922	7,007.20	2,316.58
267	T04-TR-007 2'li hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
268	T01-CN-175 hava tabancası	71	0.922	7,007.20	2,316.58
269	T01-CN-177 arkası 3'lü hava çıkışı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
270	T01-CN-177 arkası 3'lü hava çıkışı	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
271	T01-CN-148 hava tabancası	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
272	T01-CN-148 arkası 2'li hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
273	T01-CN-043 arkası 2'li hava çıkışı	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
274	T01-CN-043 hava tabancası	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
275	T01-CN-162 3'lü hava çıkışı	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
276	T01-CN-154 2'li hava tabancası	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
277	T01-CN-153 hava tabancası	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
278	T01-CN-095 hava tabancası	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
279	T01-CN-095 sol taraf 2'li hava çıkışı	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
280	T10-AL-001 küçük motor yanı piston girişi	66	0.771	5,859.60	1,937.18
281	T10-AL-001 arkası 3'lü hava çıkışı	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
282	T10-AL-001 arkası hava tabancası	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
283	T10-GD-001 alt taraf T	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
284	T10-GD-001 sağ piston girişi	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
285	T02-MT-037 solu 3'lü hava girişi	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
286	T10-GD-005 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
287	T10-GD-005 şartlandırıcı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
288	T10-AL-002 hava tabancası	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
289	AA-01 arkası 3'lü hava çıkışı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46



290	T01-CN-051 hava tabancası	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
291	T01-CN-081 3'lü hava çıkışı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
292	T01-CN-081 hava tabancası	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
293	T01-CN-082 2'li hava çıkışı	73	0.9824	7,466.24	2,468.34
294	T01-CN-082 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
295	T01-CN-152 hava tabancası	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
296	AA-02 sol taraf regülatör	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
297	AA-02 arkası ana hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
298	T02-MT-011 sol taraf ana hava çıkışı	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
299	T07-TS-009 şartlandırıcı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
300	T01-CN-107 sol arka 3'lü hava çıkışı	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
301	T01-CN-138 sol arka 3'lü hava çıkışı	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
302	T01-CN-171 sol arka 3'lü hava çıkışı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
303	T01-CN-139 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
304	T01-CN-142 sol arka 2'li hava çıkışı	74	1.0126	7,695.76	2,544.22
305	T01-CN-143 hava tabancası	83	1.2844	9,761.44	3,227.13
306	T01-CN-134 sol arka 3'lü hava çıkışı	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
307	T01-CN-133 hava tabancası	78	1.1334	8,613.84	2,847.74
308	T01-CN-036 hava tabancası	82	1.2542	9,531.92	3,151.25
309	T01-CN-041 hava tabancası	71	0.922	7,007.20	2,316.58
310	T01-CN-173 hava tabancası	79	1.1636	8,843.36	2,923.61
311	T01-CN-169 hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
312	T01-CN-059 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
313	T01-CN-059 sol arka 2'li hava çıkışı	81	1.224	9,302.40	3,075.37
314	T01-CN-061 hava tabancası	76	1.073	8,154.80	2,695.98
315	T01-CN-060 sol arka 2'li hava çıkışı	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
316	T01-CN-133 hava tabancası	76	1.073	8,154.80	2,695.98

317	T01-CN-134 sol arka 3'lü hava çıkışı	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
318	T01-CN-142 sol arka 2'li hava çıkışı	78	1.1334	8,613.84	2,847.74
319	T01-CN-143 hava tabancası	95	1.6467	12,514.92	4,137.43
320	T01-CN-039 sol arka 3'lü hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
321	T01-CN-039 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
322	T01-CN-040 hava tabancası	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
323	T01-CN-033 hava tabancası	82	1.2542	9,531.92	3,151.25
324	T01-CN-027 hava tabancası	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
325	T01-CN-027 hava tabancası hortumu	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
326	T01-CN-025 hava tabancası	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
327	T01-CN-025 hava tabancası hortumu	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
328	T01-CN-121 hava tabancası	91	1.5259	11,596.84	3,833.92
329	T01-CN-123 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
330	T01-CN-126 3'lü hava çıkışı	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
331	T01-IM-047 arkası 2'li hava çıkışı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
332	T01-IM-047 hava tabancası	56	0.559	4,248.40	1,404.52
333	T01-CN-038 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
334	T01-CN-037 hava tabancası	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
335	T01-CN-037 2'li hava çıkışı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
336	T01-CN-049 hava tabancası	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
337	T01-CN-050 hava tabancası	75	1.0428	7,925.28	2,620.10
338	T01-CN-050 2'li hava çıkışı	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
339	T01-CN-075 hava tabancası	66	0.771	5,859.60	1,937.18
340	T01-CN-073 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
341	T01-CN-090 hava tabancası	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
342	T10-A-001 solu ana hava çıkışı	86	1.375	10,450.00	3,454.77
343	T10-A-001 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46

344	T14-TT-005 - T14-TT-004 arası 3'lü hava çıkışı	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
345	T14-TT-009 arkası makine girişi	71	0.922	7,007.20	2,316.58
346	T14-TT-001 arkası makine girişi	63	0.6805	5,171.80	1,709.80
347	T14-TT-012 arkası 2'li hava çıkışı	50	0.5126	3,895.76	1,287.94
348	T14-TT-002 arkası makine girişi	69	0.8616	6,548.16	2,164.82
349	T14-DC-015 hava tabancası	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
350	T14-DC-015 solu 3'lü hava çıkışı	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
351	T14-DC-016 hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
352	T14-DC-013 hava tabancası	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
353	T02-MT-024 solu 2'li hava çıkışı	74	1.0126	7,695.76	2,544.22
354	Bakım onarım odaları sağındaki hat hortumu	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
355	Bakım onarım odaları sağındaki hat hortumu	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
356	ST-001 sol arka şartlandırıcı	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
357	ST-002 sağ arka şartlandırıcı	81	1.224	9,302.40	3,075.37
358	ST-002 hava tabancası	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
359	T10-KA-002 hava tabancası	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
360	T10-KA-002 sol arka 3'lü hava çıkışı	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
361	T10-TI-001 sol arka 2'li hava çıkışı	80	1.1938	9,072.88	2,999.49
362	TT-011 sol arka şartlandırıcı	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
363	T10-TI-001 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
364	TT-011 hava tabancası	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
365	T01-IM-015 sağ arka 3'lü hava çıkışı	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
366	T01-IM-006 sol arka 2'li hava çıkışı	56	0.559	4,248.40	1,404.52
367	T01-IM-011 sol arka 3'lü hava çıkışı	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
368	T01-IM-012 arkası 2'li hava çıkışı	78	1.1334	8,613.84	2,847.74
369	T01-IM-012 hava tabancası	72	0.9522	7,236.72	2,392.46
370	T01-IM-005 sağ arka 3'lü hava çıkışı	85	1.3447	10,219.72	3,378.64

371	T01-IM-001 hava tabancası	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
372	T01-IM-001 arkası 3'lü hava çıkışı	66	0.771	5,859.60	1,937.18
373	T06-EP-048 arkası hava çıkışı	76	1.073	8,154.80	2,695.98
374	T06-EP-018 arkası 2'li hava çıkışı	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
375	T06-EP-012 arkası 2'li hava çıkışı	56	0.559	4,248.40	1,404.52
376	T06-HP-009 önü ana hat hava tabancası hortumu	77	1.1032	8,384.32	2,771.86
377	T06-HP-008 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
378	T06-HP-008 sağ 2'li hava çıkışı	53	0.5358	4,072.08	1,346.23
379	T01-IM-027 hava tabancası	64	0.7106	5,400.56	1,785.43
380	T01-IM-027 sağ arka hava tabancası	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
381	T01-IM-027 sağ arka şartlandırıcı	54	0.5435	4,130.60	1,365.58
382	T01-IM-028 sağ arka şartlandırıcı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
383	T01-IM-030 hava tabancası	84	1.3145	9,990.20	3,302.76
384	Orta bölümdeki tezgâh hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
385	T03-FR-006 hava tabancası hortumu	71	0.922	7,007.20	2,316.58
386	T04-TR-011 arkası 3'lü hava çıkışı	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
387	T04-TR-011 arkası 3'lü hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
388	Z- Rot kaynak girişi 5'li hava çıkışı	86	1.375	10,450.00	3,454.77
389	T10-HA-004 3'lü hava çıkışı	71	0.922	7,007.20	2,316.58
390	T10-HA-004 arkası şartlandırıcı	60	0.5899	4,483.24	1,482.16
391	T08-AK-001 sağ arka makine girişi	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
392	T08-AK-001 sol arka 2'li hava çıkışı	68	0.8314	6,318.64	2,088.94
393	T08-PK-001 arkası 3'lü hava girişi	67	0.8012	6,089.12	2,013.06
394	T08-PK-001 makine girişi	55	0.5512	4,189.12	1,384.92
395	T08-PK-001 makine girişi	51	0.5204	3,955.04	1,307.54
396	T08-PK-002 hava tabancası	52	0.5281	4,013.56	1,326.88
397	T08-PK-002 sol arka 3'lü hava çıkışı	52	0.5281	4,013.56	1,326.88

398	T08-KY-006 sol arka 2'li hava çıkışı	91	1.5259	11,596.84	3,833.92
399	T08-KY-005 arkası regülatör	61	0.6201	4,712.76	1,558.04
400	T08-KY-005 hava tabancası	70	0.8918	6,777.68	2,240.70
401	T10-BT-002 arkası 2'li hava çıkışı	87	1.4052	10,679.52	3,530.65
402	T01-CN-100 üstü 3'lü hava çıkışı	57	0.5667	4,306.92	1,423.87
403	T01-CN-096 üstü 3'lü hava çıkışı	89	1.4655	11,137.80	3,682.16
404	T01-CN-099 üstü 3'lü hava çıkışı	58	0.5744	4,365.44	1,443.21
405	T01-CN-096 orta bölüm hava grubu	82	1.2542	9,531.92	3,151.25
406	T01-CN-127 üstü 3'lü hava çıkışı	62	0.6503	4,942.28	1,633.92
407	T01-CN-127 hava tabancası	65	0.7408	5,630.08	1,861.30
		<b>TOPLAM</b>	<b>345.5539</b>	<b>2,626,209.64</b>	<b>868,224.91</b>

**EK-2** Bazı basınçlı hava kaçaqları ölçüm fotoğrafları (ölçüm numaraları sol alt köşededir)







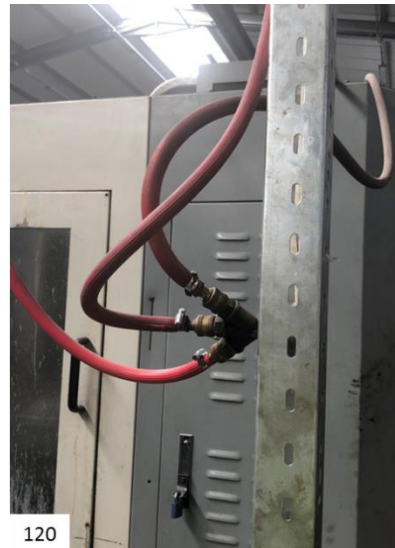
95



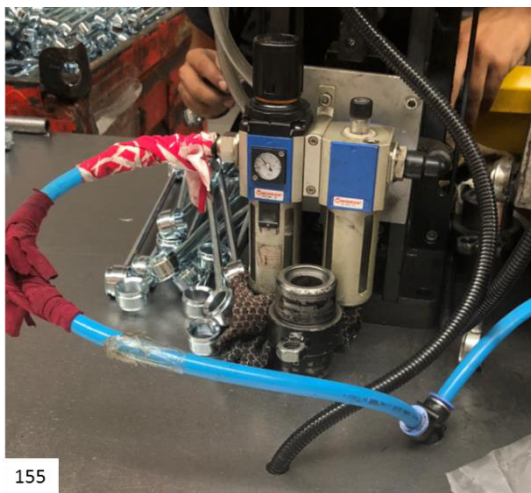
105



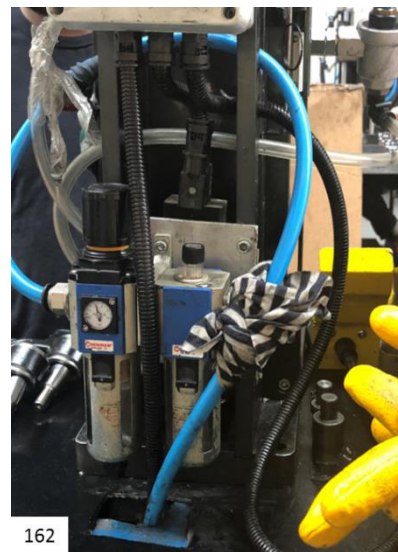
117



120



155



162





210



294



306







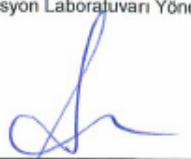
381




403


## EK-3 Çalışma kapsamında kullanılan cihazların kalibrasyon belgeleri

## Enerji analizörü

 <p>EMRE KALİBRASYON MERKEZİ</p>	<p><b>İstanbul Kalite Sanayi Ve Dış Ticaret Limited Şirketi</b>  <b>EMRE KALİBRASYON MERKEZİ</b>          Çavuşoğlu Mah. Spor Cad. No: 64/C Kartal 34873 İSTANBUL</p>	 <p><b>TÜRKAK</b></p> <p>Kalibrasyon          TS EN ISO/IEC 17025  <b>AB-0011-K</b></p>			
<p>Sayfa 1 / 4          Page 1 of 4</p>	<p><b>Kalibrasyon Sertifikası</b>  <i>Calibration Certificate</i></p>	<table border="1"> <tr><td>AB-0011-K</td></tr> <tr><td>18-E13510</td></tr> <tr><td>06-18</td></tr> </table>	AB-0011-K	18-E13510	06-18
AB-0011-K					
18-E13510					
06-18					
<p><b>Cihazın Sahibi / Adresi</b> :          Customer / Adress</p>					
<p><b>İstek Numarası</b> : 19734          Order No.</p>					
<p><b>Makine/Cihaz</b> : AC GÜÇ ÖLÇÜM CİHAZI          Instrument/Device</p>					
<p><b>İmalatçı</b> : FLUKE          Manufacturer</p>					
<p><b>Model / Tip</b> : 1730          Model / Type</p>					
<p><b>Seri / Envanter Numarası</b> : 3057 9239 / ---          Serial / Inventory Number</p>					
<p><b>Kalibrasyon Tarihi</b> : 25.06.2018          Date of Calibration</p>					
<p><b>Sertifikanın Sayfa Sayısı</b> : 4          Number of pages of the Certificate</p>					
<p><b>Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.</b>          This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International Systems of Units (SI).</p>					
<p><b>Kalibrasyon Laboratuvarı olarak faaliyet gösteren EMRE KALİBRASYON MERKEZİ, TÜRKAK ' tan AB-0011-K ile TS EN ISO/IEC 17025 standardına göre akredite edilmiştir.</b>          EMRE KALİBRASYON MERKEZİ accredited by TÜRKAK under registration number AB-0011-K for TS EN ISO/IEC 17025 as Calibration Laboratory.</p>					
<p><b>Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile çok taraflı anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalamıştır.</b>          Turkish Accreditation Agency (TÜRKAK) is a signatory to the European co-operation for the Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.</p>					
<p><b>Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metotları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.</b>          The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.</p>					
<p><b>Mühür</b>          Seal</p>	<p><b>Tarih</b>          Date</p> <p>25.06.2018</p>	<p><b>Kalibrasyonu Yapan</b>          Calibrated by</p>			
		<p><b>Onaylayan</b>          Approval</p> <p>Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi</p> 			

Bu sertifika, laboratuvarın yazılı izni olmadan kısmen kopyalanıp çoğaltılamaz. İmzasız ve mühürsüz kalibrasyon sertifikaları geçersizdir.  
 This certificate shall not be reproduced other than in full except with the permission of the laboratory. Calibration certificates without signature and seal are not valid.

	<b>EMRE KALİBRASYON MERKEZİ</b>		<table border="1"> <tr> <td>AB-0011-K</td> </tr> <tr> <td>18-E13510</td> </tr> <tr> <td>06-18</td> </tr> </table>		AB-0011-K	18-E13510	06-18
	AB-0011-K						
	18-E13510						
06-18							
<p>Sayfa 2 / 4 Page 2 of 4</p>							
<b>Makine/Cihaz</b> <i>Instrument/Device</i>	:	AC GÜÇ ÖLÇÜM CİHAZI					
<b>Bulunduğu Yer</b> <i>Place</i>	:	---					
<b>Cihazın Lab. Kabul Tarihi</b> <i>Date of receipt of Device</i>	:	29.05.2018					
<b>Çevre Şartları</b> <i>Environmental Conditions</i>	:	Sıcaklık : (23±3) °C , Nem : (50±20) %Rh					
<b>Ölçüm Belirsizliği</b> <i>Measurement Uncertainty</i>	:	<p>Kalibrasyondaki belirsizlikler EA-4/02 dokümanına uygun olarak hesaplanmıştır. Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı sonucunda bulunan değerdir ve %95 oranında güvenilirlik sağlamaktadır. Belirsizlikler "Ölçüm Sonuçları" sayfasında verilmiştir.</p> <p><i>The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k=2, which for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%. Uncertainties are expressed at Measurement Results page.</i></p>					
<b>Kalibrasyon Yöntemi</b> <i>Calibration Method</i>	:	<p>Test cihazının çalışma aralığına uygun AC-DC Volt , AC-DC Akım , DC direnç , AC Güç , Frekans ve Kayıp faktörü değerleri kalibratörden cihaza uygulanmış ve cihazın ölçtüğü değerler karşılaştırılmak suretiyle kalibre edilmiştir.</p> <p>Kalibrasyon TS 5594 EN 60051-5 rehber yayına uygun olarak hazırlanmış, SOP 2-01 ve SOP 2-07 no.lu standart operasyon prosedürüne göre gerçekleştirilmiştir.</p>					
<b>Uygunluk Beyanı</b> <i>Statement of Compliance</i>	:	<p>Değerlendirme kullanıcıya bırakılmıştır</p> <p>Uygunluk beyanında ölçme belirsizliği dikkate alınmıştır.</p> <p><i>Measurement uncertainty is taken into consideration for the statement of compliance.</i></p>					
<b>Notlar</b> <i>Notes</i>	:						
<b>Kalibrasyonda Kullanılan Referanslar :</b> <i>References used in calibration</i>							
<b>CİHAZ</b>	<b>İMALATÇI</b>	<b>TİP</b>	<b>SERİ NO</b>	<b>SERTİFİKA N</b>	<b>KAL.TARİHİ</b>	<b>GEL.KAL.TARİHİ</b>	<b>İZLENEBİLİR</b>
MULTİKALİBRATÖR	FLUKE	5500A	6600014	G1LV-0113	05.07.2018	05.07.2019	UME



**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**  
Sayfa 3 / 4  
Page 3 of 4

**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

**Ölçüm Sonuçları**  
Measurement Results

AB-0011-K

18-E13510

06-18

Emre No : E24161805001

Emre Number

Ölçme Sahası/Çözünürlük :  
Range/Resolution

Envanter No : ---

Inventory Number

Sertifika Tipi : 10000

Certificate Type

Kademe	Uygulanan Değer		Ölçülen Değer	Sapma	Belirsizlik
<b>AC Gerilim</b>	<b>V~ 50 Hz</b>		<b>V~ 50 Hz</b>	<b>V~ 50 Hz</b>	<b>V~ 50 Hz</b>
L 1	100		100,0	0,0	±0,1
1000 V~	220		220,0	0,0	±0,2
	380		380,0	0,0	±0,4
	500		500,0	0,0	±0,4
	700		700,3	0,3	±0,6
	900		900,7	0,7	±0,7
L 2	100		99,9	-0,1	±0,1
1000 V~	220		220,0	0,0	±0,2
	380		380,0	0,0	±0,4
	500		500,0	0,0	±0,4
	700		700,1	0,1	±0,6
	900		900,2	0,2	±0,7
L 3	100		100,0	0,0	±0,1
1000 V~	220		219,9	-0,1	±0,2
	380		379,9	-0,1	±0,4
	500		500,0	0,0	±0,4
	700		700,0	0,0	±0,6
	900		900,0	0,0	±0,7
<b>AC Akım</b>	<b>A~ 50 Hz</b>		<b>A~ 50 Hz</b>	<b>A~ 50 Hz</b>	<b>A~ 50 Hz</b>
I 1	50	SN: 258220147	50,2	0,2	±0,1
3000 A~	100		100,5	0,5	±0,2
	150		150,7	0,7	±0,4
	200		200,9	0,9	±0,5
	250		251,1	1,1	±0,6
	300		301,3	1,3	±0,6
	450		449,3	-0,7	±0,9
	550		549,0	-1,0	±1,1
I 2	50	SN: 258220328	50,1	0,1	±0,1
3000 A~	100		100,4	0,4	±0,2
	150		150,5	0,5	±0,4
	200		200,7	0,7	±0,5
	250		250,8	0,8	±0,6
	300		300,9	0,9	±0,6
	450		449,0	-1,0	±0,9
	550		548,8	-1,2	±1,1
I 3	50	SN: 311720063	50,3	0,3	±0,1
3000 A~	100		100,6	0,6	±0,2
	150		150,9	0,9	±0,4
	200		201,2	1,2	±0,5
	250		251,5	1,5	±0,6
	300		301,8	1,8	±0,6
	450		450,2	0,2	±0,9
	550		548,6	-1,4	±1,1

Bu ölçüm sonuçları 'E24161805001' Emre numaralı cihaza aittir.

KD : Kapsam Dışı / Out of Scope

Tolerans / Tolerance


✓ : İçinde / In \* : Anzalı / Out Of Order

X : Dışında / Out - : Test Edilemedi / Not Tested

**İSTANBUL KALİTE SANAYİ VE DİŞ TİCARET LİMİTED ŞİRKETİ EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

Çavuşoğlu Mah. Spor Cad. No:64 / C Kartal / İstanbul Tel. 0216 517 99 24 - 445 35 61 Fax. 0216 410 90 71

www.emrekalibrasyon.com.tr e-mail:emrekalibrasyon@emrekalibrasyon.com.tr



**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**  
Sayfa 4 / 4  
Page 4 of 4

**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

**Ölçüm Sonuçları**  
Measurement Results

AB-0011-K

18-E13510

06-18

Emre No : E24161805001  
Emre Number

Ölçme Sahası/Çözünürlük :  
Range/Resolution

Emre No : ---  
Inventory Number

Sertifika Tipi : 10000  
Certificate Type

Kademe	Uygulanan Değer	Ölçme değerleri	Ölçülen Değer	Sapma	Belirsizlik
<b>AC Güç</b>	<b>kW- 50 Hz</b>		<b>kW- 50 Hz</b>	<b>kW- 50 Hz</b>	<b>kW- 50 Hz</b>
P 1	5	100V~/50A~	5,02	0,02	±0,01
	10	200V~/50A~	10,05	0,05	±0,02
	20	200V~/100A~	20,09	0,09	±0,04
	50	250V~/200A~	50,20	0,20	±0,09
	100	250V~/400A~	100,4	0,4	±0,2
	200	400V~/500A~	197,9	-2,1	±0,5
P 2	300	600V~/500A~	297,0	-3,0	±0,7
	5	100V~/50A~	5,02	0,02	±0,01
	10	200V~/50A~	10,04	0,04	±0,02
	20	200V~/100A~	20,07	0,07	±0,04
	50	250V~/200A~	50,14	0,14	±0,09
	100	250V~/400A~	100,2	0,2	±0,2
P 3	200	400V~/500A~	196,1	-3,9	±0,5
	300	600V~/500A~	295,2	-4,8	±0,7
	5	100V~/50A~	5,03	0,03	±0,01
	10	200V~/50A~	10,05	0,05	±0,02
	20	200V~/100A~	20,12	0,12	±0,04
	50	250V~/200A~	50,26	0,26	±0,09
AC Güç Faktörü	100	250V~/400A~	100,2	0,2	±0,2
	200	400V~/500A~	196,6	-3,4	±0,5
	300	600V~/500A~	295,7	-4,3	±0,7
	<b>PF 1</b>	<b>PF</b>	<b>PF</b>	<b>PF</b>	<b>PF</b>
	0,5	200V~/200A~	0,50	0,00	±0,01
	0,8		0,80	0,00	±0,01
PF 2	1		1,00	0,00	±0,01
	0,5		0,50	0,00	±0,01
	0,8		0,80	0,00	±0,01
PF 3	1		1,00	0,00	±0,01
	0,5		0,50	0,00	±0,01
	0,8		0,80	0,00	±0,01
Frekans	1		1,00	0,00	±0,01
	<b>Hz</b>	<b>Hz</b>	<b>Hz</b>	<b>Hz</b>	<b>Hz</b>
	50	200V~	50,00	0,00	±0,01
	60		60,00	0,00	±0,01

Bu ölçüm sonuçları 'E24161805001' Emre numaralı cihaza aittir.

KD : Kapsam Dışı / Out of Scope

Tolerans / Tolerance

√ : İçinde / In \* : Anızalı / Out Of Order

χ : Dışında / Out - : Test Edilemedi / Not Tested

## Hava debimetresi



VPInstruments  
CALIBRATION REPORT No. 5103290 - March 13, 2018

**Product Data**

Product ID : VPS-R200-P400-D0-S110-E200  
Product Serial No. : 5103290

**Protocol Data**

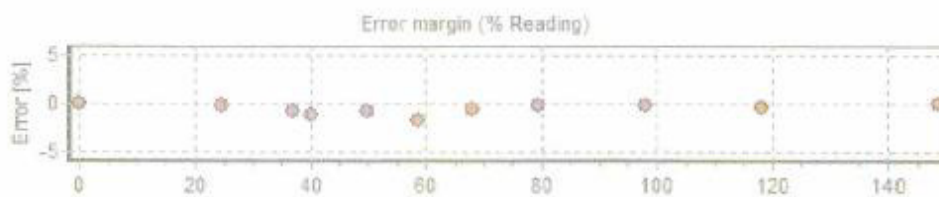
Reference : Zephyrus  
Test Protocol : V-VPSDP-P06-R00-200-R4  
Gas : Air

**Test Summary**

Minimal Flow<sup>1</sup> : 0 nm/sec  
Maximum Flow : 200 nm/sec  
System Pressure : 7799.1 mbar abs  
System Temperature : 19.0 °C  
Average Error : 0.5 % Reading  
Analog Output : Approved (0.1 % Full scale)

**Measurements**

DUT Flow [nm/sec]	Reference Flow [nm/sec]	Error [% Reading]
0.00	0.00	0.00
24.64	24.68	-0.16
36.53	36.85	-0.87
39.64	40.09	-1.12
49.45	49.82	-0.74
57.48	58.53	-1.79
67.79	68.17	-0.56
79.33	79.42	-0.11
97.98	98.14	-0.16
117.90	118.26	-0.30
148.38	148.34	0.03



**Reference flow:** The reference flow is Normalized to 1013.25 mbar, 0 °C

**Traceability:** All calibration equipment identified above are traceable to our National Standards, and maintained by external ISO/IEC 17025-compliant calibration laboratories. Our calibration equipment is maintained under our ISO 9001: 2008 certified quality management system.

Calibration Status : Approved  
Date : March 13, 2018  
Operator : Maarten Kornet, Manager Production

Signature :

## SERVICE REPORT No. 2114



Order number	18500212	Date in	9-3-2018
Customer		Date out	12-3-2018
Contact			
Product type	VPS-R200-P400-PN16	Serial nr	5103290

### Configuration settings

Tube diameter 56,0 mm  
 Analog output 4\_20 mA = 20\_200 mm/sec  
 Pulse output  
 Modbus settings Hardware address: 1  
 RS485 communication  
 Remarks

### Inspection

Visual inspection passed	Yes	Filters will be replaced preventively.
Leakage test passed	Yes	
Electrical test passed	No	Differential pressure sensor is broken and will be replaced under warranty.

### Performed service type

Warranty conditions apply

All-in Service. This includes all necessary repairs and calibrations.

### Service parts used

Sensor replacement (VPA.0001.905)	Yes	Firmware update	Yes
Electronics replacement (VPA.0001.906)	No	Version	1.20.12
Display replacement (VPA.0001.914)	No		
Mechanical replacement	No	Additional labour	hour

### Special calibrations

Special gas	No	Gas type
Flow range	No	Range
Pressure range	No	Range
Temperature range	No	Range

### Quality check

Firmware update  
 Qmin and Qmax  
 4...20 mA calibration  
 Label(s)  
 Calibration report

Calmode off  
 Leakage test  
 Bi-directional  
 Datalogger  
 Pulse

Serviced and checked by  
 Signature

Van Putten Instruments BV  
 Buijterwatersloot 335  
 2614 GS Delft  
 Netherlands

Phone: +31 (0)15 2131660  
 Fax: +31 (0)15 2130069  
 info@vpinstruments.com  
 www.vpinstruments.com

Chamber of commerce : 27171567  
 VAT number: NL806358456901  
 Our general Terms Conditions of sale apply


## Mekanik Manometre

 <p><b>İstanbul Kalite Sanayi Ve Dış Ticaret Limited Şirketi</b> <b>EMRE KALİBRASYON MERKEZİ</b> Çavuşoğlu mah. Spor Cad. No : 64/C Kartal 34873 İSTANBUL</p>		 <p>Kalibrasyon TS EN ISO/IEC 17025 <b>AB-0011-K</b></p>				
<h2>Kalibrasyon Sertifikası</h2> <h3>Calibration Certificate</h3>		<table border="1"> <tr><td>AB-0011-K</td></tr> <tr><td>18-E14355</td></tr> <tr><td>06.18</td></tr> </table>		AB-0011-K	18-E14355	06.18
AB-0011-K						
18-E14355						
06.18						
<p><b>Cihazın Sahibi / Adresi</b> : <i>Customer / Address</i></p>						
<p><b>İstek Numarası</b> : 19734 <i>Order No.</i></p>						
<p><b>Makine / Cihaz</b> : MEKANİK MANOMETRE <i>Instrument / Device</i></p>						
<p><b>İmalatçı</b> : PAKKENS <i>Manufacturer</i></p>						
<p><b>Model / Tip</b> : Ø 100 mm / KL 2,5 <i>Model / Type</i></p>						
<p><b>Seri / Envanter Numarası</b> : -- / -- <i>Serial / Inventory Number</i></p>						
<p><b>Kalibrasyon Tarihi</b> : 25.06.2018 <i>Date of Calibration</i></p>						
<p><b>Sertifika Sayfa Sayısı</b> : 3 <i>Number of pages of the Certificate</i></p>						
<p>Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler. <i>This calibration certificate documents the traceability to national standards which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI).</i></p>						
<p>Kalibrasyon laboratuvarı olarak faaliyet gösteren EMRE KALİBRASYON MERKEZİ, TÜRKAK' tan AB-0011-K ile TS EN ISO/IEC 17025:2012 standardına göre akredite edilmiştir. <i>EMRE KALİBRASYON MERKEZİ accredited by TÜRKAK under registration number AB-0011-K for TS EN ISO/IEC 17025:2012 as "Calibration Laboratory"</i></p>						
<p>Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çok Taraflı Anlaşma (MLA) ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma antlaşması (MRA) imzalamıştır. <i>Turkish Accreditation Agency (TURKAK) is signatory to the European co-operation for the Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and of the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.</i></p>						
<p>Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metodları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir. <i>The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.</i></p>						
<p><b>Mühür</b> <i>Seal</i></p> 	<p><b>Tarih</b> <i>Date</i></p> <p>10.07.2018</p>	<p><b>Kalibrasyonu Yapan</b> <i>Calibrated by</i></p> 	<p><b>Onaylayan</b> <i>Approval</i></p> <p>Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi</p> 			

Bu sertifika laboratuvarın izni olmadan kısmen kopyalanıp çoğaltılamaz. İmzasız ve mühürsüz sertifikalar geçersizdir.  
*This certificate shall not be reproduced other than in full except with the permission of the laboratory. Calibration certificates without signature and seal are not valid.*

İSTANBUL KALİTE SANAYİ VE DİŞ TİCARET LİMİTED ŞİRKETİ EMRE KALİBRASYON MERKEZİ  
Çavuşoğlu Mah. Spor Cad. No:64 / C Kartal / İstanbul Tel. 0216 517 99 24 - 445 35 61 Fax. 0216 410 90 71 E24160804002  
www.emrekalibrasyon.com.tr e-mail:emrekalibrasyon@emrekalibrasyon.com.tr





**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

AB-0011-K
18-E14355
06.18

Sayfa 2 / 3  
Page 2 of 3

**Makine / Cihaz** : MEKANİK MANOMETRE  
*Instrument / Device*

**Seri Numarası** : -- / --  
*Serial Number*

**Bulunduğu yer** : Test Cihazının Kalibrasyonu Emre Basınç Kalibrasyon Laboratuvarı'nda yapılmıştır.  
*Place*

**Cihazın Lab' a Kabul Tarihi** : 29.05.2018  
*Date of receipt of the Devices*

**Prosedür** : Test manometresine referans basınç kalibratöründen basınç uygulanmış, test manometresinin  
*Procedures* skala/göstergesinden okunan değerlere karşılık referans basınç kalibratörü göstergesinde okunan değerlerin birbirleri ile karşılaştırılmak suretiyle kalibrasyon yapılmıştır. Artan ve azalan yönde 1 ölçüm serisi alınmıştır.

Kalibrasyon DKD-R 6-1 rehber yayınına uygun olarak hazırlanmış SOP 1-16/2 nolu standart operasyon prosedürüne göre yapılmıştır.

**Ölçüm Şartları** : Ölçümler, test cihazı ve referans cihaz ortam şartlarına uyum sağladıktan sonra alınmıştır.  
*Measurement Conditions*

**Çevre Şartları** : Sıcaklık :21,6°C  
*Environmental Conditions* Nem : 54%RH

**Ölçüm Sonuçları** : Sayfa'3 te verilmiştir.  
*Measurement Results*

**Ölçüm Belirsizliği** : Ölçüm sonuçları ile birlikte verilmiştir.  
*Measurement Uncertainty* Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı sonucunda bulunan değerdir ve % 95 oranında güvenilirlik sağlamaktadır.

*The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k=2, which for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%.*


**Kalibrasyonda kullanılan Referanslar :**  
*References which are used during Calibration*

Cihaz	Marka / Model	Emre No	Sertifika No	İzlenebilirlik
Manometre Kalibratörü	KELLER MP 80136.3	14051	17-E13143	AB-0011-K

**Gerektiğinde Yorum**

Not: Üreticinin beyan ettiği KL 2,5 doğruluk sınıfı şartlarını sağlamaktadır..

E24160804002



**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

**EMRE KALİBRASYON MERKEZİ**

AB-0011-K

18-E14355

06.18

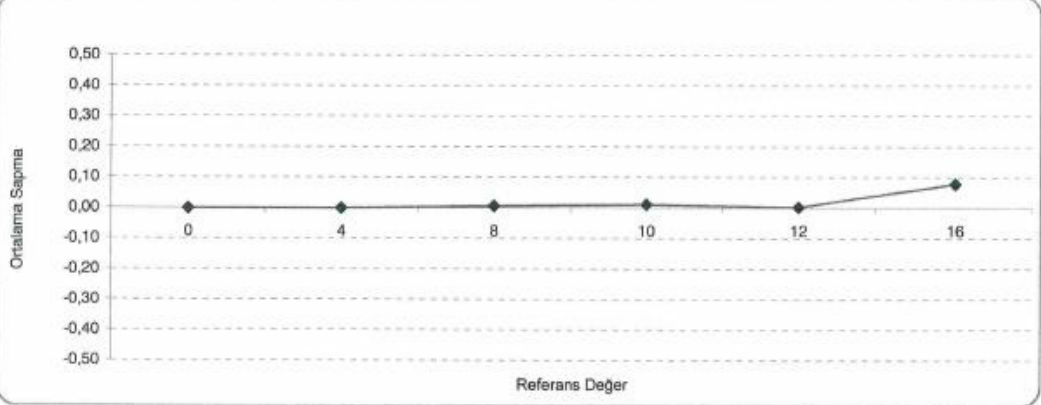
**ÖLÇÜM SONUÇLARI ( Bar )**  
Measurement Results ( Bar )

Sayfa 3 / 3  
Page 3 of 3

Ölçme Sahası / Çözünürlük: 0 .. 16 Bar / 0,5 Bar  
Range / Resolution

Envanter No : --  
Inventory Num.

Test Cihazı Bar	0,0	4,0	8,0	10,0	12,0	16,0
Ref. Artan Bar	0,000	4,005	8,004	9,998	12,002	15,937
Ref. Azalan Bar	0,002	3,998	7,985	9,981	11,994	15,907
Doğruluk / Class	0,0	0,0	0,0	0,1	0,0	0,5
Belirsizlik ±Bar	0,290	0,290	0,290	0,290	0,290	0,290



Ortalama Sapma

Referans Değer

Tekrarlanabilirlik Test Chz. ( Bar )	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Referans Bar	9,998	10,000	9,995	9,989	9,994

Ayar Öncesi

Ayar Yapılmadı

--

Sapma = Test Değeri - Gerçek Değer  
Deviation = Test Value - Actual Value

E24160804002

İSTANBUL KALİTE SANAYİ VE DİŞ TİCARET LİMİTED ŞİRKETİ EMRE KALİBRASYON MERKEZİ

Çavuşoğlu Mah. Spor Cad. No:64 / C Kartal / İstanbul Tel. 0216 517 99 24 - 445 35 61 Fax. 0216 410 90 71

www.emrekalibrasyon.com.tr e-mail:emrekalibrasyon@emrekalibrasyon.com.tr

## Ultrasonik sızıntı dedektörü

**UE**  
SYSTEMS INC  
*The ultrasound approach*

## CERTIFICATE OF WARRANTY

The Ultraprobe® is manufactured with high quality components and workmanship and is warranted to be free from failure for a period of five years. This warranty shall not cover or apply (1) to any failure created by abuse, (2) if instrument has been tampered with, (3) if repairs have been attempted by anyone other than UE Systems trained personnel, (4) batteries.

If repair is necessary, please follow instructions on reserve. Service will be promptly performed.

The responsibility of UE Systems under this warranty is limited to replacement or repair of the defective unit and is in lieu of any and all other warranties of merchantability or fitness for a particular purpose. We shall not be liable for any consequential or incidental damages, which are hereby excluded from this warranty.

*For your records, record the serial number and date of purchase of your instrument below.*

Serial # 3D4204      UE Model No. Ultraprobe® UP300LEM      Date 2/2015



## U E SYSTEMS INC. Certificate of Calibration

**MODEL: UP-3000**

**S/N: 3D4204**

UE SYSTEMS INCORPORATED hereby certifies that this product was calibrated in accordance with applicable UE SYSTEMS INCORPORATED calibration procedures during the manufacturing process. These procedures are controlled and are designed to assure that the instrument will meet its published specification.

U E SYSTEMS INCORPORATED further certifies that the listed instrument meets or exceeds all published specifications\* and has been calibrated using standards developed by UE SYSTEMS INCORPORATED and utilizing calibration instruments certified to the United States National Institute of Standards and Technology (NIST). At planned intervals, measurement standards are calibrated by comparison to or measurement against the standards at NIST.

The Ultrasonics manufactured by UE SYSTEMS INCORPORATED are calibrated to UECPO4028 and periodic calibration is not a requirement. However, in order to assure quality measurements and instrument integrity, an annual calibration is recommended.

To obtain an Annual Instrument Calibration, please send the Instrument to UE SYSTEMS INCORPORATED-Service Department. A nominal fee is charged for this service.

Patrick Schwarte  
Quality Assurance Manager

\*NOTE: ASTM-1002-2005

FORM 110104

**UE SYSTEMS, INC. • 14 HAYES STREET, ELMSFORD NY 10523 USA**  
Toll Free USA & Canada      24-Hour Fax      email:      Internet  
800-223-1325      914-347-2181      [ue@att.net](mailto:ue@att.net)      <http://www.uesystems.com>

To help you get the most out of your Ultraprobe here are some important resources to download:

### 1. For the instruction manual:



**Go to :**

[www.uesystems.com/manuals](http://www.uesystems.com/manuals)

**next select**

**Your Ultraprobe Instruction Manual**

**then**

**Save the manual to your computer**

### 2. Download Ultratrend DMS and UE Spectralyzer:



**Go to :**

[www.uesystems.com/software](http://www.uesystems.com/software)

**next click on DMS, you'll be asked to login**

**After logging in, download and install Ultratrend DMS**

**For Ultraprobe models 10,000 and 15,000**

**Next return to the software page and click on Spectralyzer**

**Download and install UE Spectralyzer**

**+914-592-1220 : 800-223-1325 or send an email to: [info@uesystems.com](mailto:info@uesystems.com)**

**Prefer live support? Contact our office at:**

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Gamze KÜÇÜKYAĞLIOĞLU  
**Uyruğu** : T.C.  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Trabzon – 11.09.1989  
**Telefon** : 05366192640  
**E-Posta** : gmzsvn@gmail.com

### EĞİTİM

Derece	Adı	İlçe	İl	Bitirme Yılı
Lise	: Trabzon (YDA) Lisesi, Merkez, Trabzon			2007
Üniversite	: Ege Üniversitesi Tekstil Mühendisliği (Uzmanlık: Tekstil Teknolojileri), Bornova, İzmir			2012
Yüksek Lisans :				

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2010	Ege Üniversitesi Tekstil İşletmesi, İzmir	Stajyer
2011	Akın Çorap San. ve Tic. A. Ş., Giresun	Stajyer
2012-2014	İntertek Test Hizmetleri A. Ş., İstanbul	Koordinatör
2014	Mink Tekstil San. ve Tic. A. Ş., Konya	Üretim Mühendisi
2014-Halen	Aydınlar Yedek Parça San. ve Tic. A. Ş. Ar-Ge Merkezi, Konya	Fikri Haklar Sorumlusu Enerji Yöneticisi

### UZMANLIK ALANI

- Tekstil ürünleri test standartları ve uygulamaları
- Patent dokümanı okur-yazarlığı ve araştırması
- 5746 Sayılı Kanun kapsamında sağlanan Ar-Ge desteklerinin koordinasyonu ve yönetimi
- ISO 50001 Enerji yönetim sistemi uygulamaları

### YABANCI DİLLER

-İngilizce (orta seviye)

### BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

- (Sertifika) Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı-Enerji Yöneticisi (EY-3209)

### YAYINLAR, PATENTLER

- Kucukyaglioglu G., Akdı S., Birol Y., Alüminyum T6 ısıl işlemi için geliştirilen sepet tasarımı ile zaman ve enerji tasarrufu sağlanması, *5. Ulusal Verimlilik Kongresi*, 2015.
- Montaj Makinası, patent başvuru no:2016/18930, 2016.
- Kucukyaglioglu G., Botsalı F. M., Otomotiv yan sanayi tesisi basınçlı hava sisteminde oluşan hava kaçaklarının enerji maliyetine etkisinin incelenmesi, *19. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu*, 2019 (yüksek lisans tezinden yapılmıştır).