

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**PNOMATİK YASTIKLI SİLİNDİR TASARIMI VE ÖMÜR
TESTLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YILMAZ DİNDAR

BALIKESİR, ARALIK - 2013

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**PNOMATİK YASTIKLI SİLİNDİR TASARIMI VE ÖMÜR
TESTLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YILMAZ DİNDAR

BALIKESİR, ARALIK - 2013

KABUL VE ONAY SAYFASI

Yılmaz DİNDAR tarafından hazırlanan “**PNOMATİK YASTIKLI SİLİNDİR TASARIMI VE ÖMÜR TESTLERİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 06.12.2013 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Doç. Dr. Ali Oral



Üye
Prof. Dr. Mustafa Güneş



Üye
Yrd. Doç. Dr. Nedim Gerger



Üye
Yrd. Doç. Dr. Demet Gönen



Üye
Yrd. Doç. Dr. Aslan Deniz Karaoğlan



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Hilmi NAMLI

.....

**Bu tez çalışması ARMATEK GRUP LTD ŞTİ tarafından yapılan
TÜBİTAK TEYDEB 7110750 nolu projesi ile desteklenmiştir.**

ÖZET

**PNOMATİK YASTIKLI SİLİNDİR TASARIMI VE ÖMÜR TESTLERİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
YILMAZ DINDAR
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

(TEZ DANIŞMANI: DOÇ. DR. ALİ ORAL)

BALIKESİR, ARALIK - 2013

Pnomatik sistemler günümüz endüstrisinde önemli rol oynamaktadır. Uygun maliyette pratik çözüm sağlayan pnomatik sistemler gün geçtikçe yaygınlaşmakta ve önemli bir global pazara sahip olmaktadır. Ülkemizde de bu sistemler yoğun olarak kullanılmasına karşın pnomatik ekipmanların imalatı pazarda geniş bir alana sahip değildir.

Pnomatik pistonlar pnomatik sistemlerin ana elemanlarından olup, kullanım açısından olduğu gibi maliyet açısından da büyük öneme sahiptir. Pnomatik yastıklı silindir tasarımı ve ömür testleri, başlıklı bu tez çalışmasında pnomatik yastıklı silindir imalatında yüksek ömür elde etmek için dikkat edilmesi gereken hususlara değinilmiştir. Optimum silindir boyutları hesaplanıp, analizi gerçekleştirilmiştir. Gerçek kullanım koşullarındaki dayanımı görmek için ise “Pnomatik silindir test makinası” tasarlanıp imal edilmiştir.

10 milyon yük tekrarına maruz kalan pnomatik silindirden test sonucu elde edilen değerler istatistiksel proses kontrol yöntemiyle değerlendirilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: pnomatik sistemler, pnomatik silindir, ömür testleri,

ABSTRACT

MANUFACTURE AND LIFE TESTS OF PNEUMATIC CYLINDER MSC THESIS

YILMAZ DINDAR

**BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING**

(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. ALİ ORAL)

BALIKESİR, DECEMBER 2013

Pneumatic systems have a significant importance in current industry. Pneumatic systems (which provides with cost effective and practical solutions) become widespread and, they become important in global market. Despite the fact that such systems are commonly used in our country, production of pneumatic equipments is made in a narrow area of the market. Pneumatic pistons are one of the main elements of pneumatic systems and, it has a significant importance in terms of usage and costs.

This thesis study titled “Pneumatic Cylinder Design and Life-Cycle Tests” refers to the important points which need to be considered in order to obtain durable lifetime in the production of cylinder with pneumatic pad.

Dimensions of optimum cylinder are firstly calculated and then, such calculations are analyzed. “Pneumatic cylinder test machine” is designated and produced to observe the strength of the pneumatic cylinder in actual conditions.

The results (which are obtained from the pneumatic cylinder exposed to 10 million load repetitions) are evaluated by using statistical process control method.

KEYWORDS: pneumatic systems, pneumatic cylinder, life tests.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
TABLO LİSTESİ.....	vii
SEMBOL LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ	x
1. GİRİŞ	1
2. PNÖMATİK SİSTEMLER.....	5
2.1 Giriş.....	5
2.2Pnomatik Sistemlerin Avantajları	6
2.3Pnomatik Sistemlerin Dezavantajları.....	6
2.4Pnomatik Silindirler	7
2.4.1 Çift Etkili Silindirler	7
3. PNOMATİK YASTIKLI SİLİNDİR İMALATI VE ÖMÜR ETKİSİ	9
3.1 Giriş.....	9
3.2Alüminyum Gövdeli Yastıklı Pnomatik Silindir Tasarımı	10
3.2.1 Silindirlerin İç Yapısı ve Parçaların İşlevi	12
3.2.2 Pnomatik Silindir Mili.....	15
3.2.3 Pnomatik Silindirlerde Kullanılan Sızdırmazlık Elemanları.....	16
3.2.3.1 Sızdırmazlık Elemanlarının Çalışma Prensibi	17
3.2.3.2 Sızdırmazlık Elemanı Seçimini Etkileyen Faktörler [8]	18
3.2.4 Pnomatik Silindirlerde Yastıklama İhtiyacı ve Sebepleri [8].....	20
3.2.4.1 Pnomatik Silindirlerde Yastıklama Uygulamaları	22
3.2.4.2 Yastıksız Silindir	25
3.2.4.3 Darbe Yastıklı Silindir	26
3.2.4.4 Pnomatik Yastıklı Silindir	26
3.2.4.5 Pnomatik ve Darbe Yastıklı Silindir	26
3.2.5 Yastıklama İhtiyacına Alternatif Yaklaşımlar.....	28
3.3Pnomatik Silindirler İle İlgili Hesaplamalar	29
3.3.1 Pnomatik Silindirlerde Teorik Kuvvet Hesabı	29
3.3.2 Silindir Hava Tüketim Hesabı.....	29
3.3.3 Burkulma Hesabı.....	31
3.3.4 Profil Gövde	32
4. TEST MAKİNASI TASARIMI VE ÖMÜR TESTLERİ.....	33
4.1 Tasarım Esasları	33
4.1.1 Sızdırmazlık Testi	37
4.1.2 Kuvvet Testi	38
5. PNOMATİK PİSTONLARIN BOYUTLANDIRILMASI.....	42
5.1 Tasarımda Boyutlandırma İşlemi.....	42
5.1.1 Silindir Gövde Optimizasyonu.....	43
5.2 Model	49
5.3 Malzeme Özellikleri.....	50
5.4 Sonlu Eleman Modeli.....	52
5.5 Sınır Koşulları	54

5.6 Yüklemler	55
5.7 Sonuçlar	57
5.7.1 Von Mises Gerilmeleri	57
5.7.2 Toplam Deformasyon	59
5.7.3 Burkulma	60
6. GTEC LTT500AN SERİSİ SIZDIRMAZLIK TEST CİHAZI İLE PNOMATİK SİLİNDİRİN ÖMÜR TESTİ SONRASI SIZDIRMAZLIK TESTİ.....	61
7. İSTATİSTİKSEL PROSES KONTROL YÖNTEMİ İLE ÖMÜR TESTİ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	65
7.1 Giriş	65
7.2 X-R Kartının Hazırlanması.....	65
7.2.1.1 Değerlerin Elde Edilmesi	67
7.1 Süreç Yeterliliği Analizi.....	71
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	75
9. KAYNAKLAR.....	77
10. EKLER	80
EK A : Pnömatik Yastıklı Silindir Patlamış Montaj Teknik Resmi	81
EK B : Pnömatik Yastıklı Silindir Test Makinası Montaj Teknik Resmi.....	82
EK C : Pnömatik Yastıklı Silindir Test Makinası Pnömatik Devre Şeması.....	83

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Çift etkili silindir sembolik gösterimi	8
Şekil 3.1: Pnömatik silindirlerin içyapısı	12
Şekil 3.2: Pnömatik silindirlerin içyapısı -2.....	14
Şekil 3.3: Pnömatik yastıklı silindir elemanları	14
Şekil 3.4: Fiziksel özelliklerine göre silindir milleri.....	15
Şekil 3.5: Sert krom kaplı miller	16
Şekil 3.6: Basıncsız durumda sızdırmazlık elemanı.....	17
Şekil 3.7: Basınç altında sızdırmazlık elemanı	18
Şekil 3.8: Pnömatik silindir ömür testi örneği.....	20
Şekil 3.9: Uygun şekilde projelendirilmeyen bir silindir ve oluşan hasarlar ...	21
Şekil 3.10: Yastıklama ayarı	23
Şekil 3.11: Yastıklamada havanın aldığı yol.....	23
Şekil 3.12: Pnömatik silindir çalışma aşamaları	24
Şekil 3.13: Silindirlerde hız/kütle değişimine göre yastıklama kapasiteleri	25
Şekil 3.14: Darbe yastıklamalı silindir	26
Şekil 3.15: Silindir içerisindeki havanın normal kanal üzerinden tahliyesi	27
Şekil 3.16: Silindir içerisindeki havanın yastıklama kanalı üzerinden tahliyesi	27
Şekil 3.17: Pnömatik silindir şematik gösterimi	29
Şekil 3.18: Burkulma sembolik gösterimi	31
Şekil 3.19: Eşdeğer burkulma boyu hesaplanması [13]	31
Şekil 3.20: Profil gövde.....	32
Şekil 4.1: Pnömatik silindir test cihazı tasarımı	34
Şekil 4.2: Pnömatik silindir test cihazı elemanları-1.....	35
Şekil 4.3: Pnömatik silindir test cihazı elemanları-2.....	35
Şekil 4.4: Pnömatik silindir test cihazı elemanları-3.....	36
Şekil 4.5: Pnömatik silindir test cihazı elemanları-4.....	36
Şekil 4.6: Basınç regülatörü	38
Şekil 4.7: Kuvvet testi	39
Şekil 4.8: Kuvvet testi elemanları	39
Şekil 4.9: S tipi loadcell	40
Şekil 5.1: Manyetik yastıklı silindir ölçü standartları	42
Şekil 5.2: İyileştirme yapılmamış silindir	43
Şekil 5.3: Analiz için silindir gövdesinin sabitlemesi	44
Şekil 5.4: Sabitlenen silindir gövdesine basınç uygulanması.....	44
Şekil 5.5: Mesh işleminin gerçekleşmesi	45
Şekil 5.6: Analiz sonucu (Yer değiştirme)	45
Şekil 5.7: Analiz sonucu (Statik düğüm stresi)	46
Şekil 5.8: Silindir gövdesi topoloji optimizasyonu sonucu.....	47
Şekil 5.9: Farklı silindir gövde tasarımları.....	48
Şekil 5.10: İyileştirme yapılmış silindir	48
Şekil 5.11: Alüminyum gövdeli manyetik yastıklı silindir	49
Şekil 5.12: Keçe mil montajı.....	49
Şekil 5.13: Mil özellikleri.....	50
Şekil 5.14: Keçe özellikleri	51

Şekil 5.15: Alüminyum gövde özellikleri	51
Şekil 5.16: Silindirin ve keçe-mil montajının analizi.....	52
Şekil 5.17: Homojen yapıda solid geometri	53
Şekil 5.18: Kapak sınır koşulları	53
Şekil 5.19: Mil sınır koşulları.....	54
Şekil 5.20: Keçe mil montajı yüklemeler.....	55
Şekil 5.21: Kapak yüklemeler	56
Şekil 5.22: Gövde yüklemeler	56
Şekil 5.23: Montajda von Mises stress sonuçları	57
Şekil 5.24: Milde von Mises sonuçları.....	57
Şekil 5.25: Gövdede von Mises sonuçları	58
Şekil 5.26: Keçe mil montajı von Mises sonuçları.....	58
Şekil 5.27: Montajda toplam deformasyon	59
Şekil 5.28: Keçede hesaplanan toplam deformasyon.....	59
Şekil 5.29: Ansys ekranı burkulma sonucu	60
Şekil 6.1: GTEC Sızdırmazlık test cihazı.....	61
Şekil 6.2: Sızdırmazlık testi basınç aralıkları.....	62
Şekil 6.3: Test makinası çalışma süreleri	62
Şekil 6.4: Pnömatik silindir ile test makinası bağlantısı	62
Şekil 6.5: Sızdırmazlık testi sonuçları.....	62
Şekil 6.6: Mil yüzey pürüzlülüğü.....	64
Şekil 7.1: Kontrol diyagramlarının yapısı	66
Şekil 7.2: Pnömatik silindir test makinası.....	68
Şekil 7.3: Test makinası panel ekranı.....	68
Şekil 7.4: X-R Kontrol Grafikleri.....	70
Şekil 7.5: X-R Kontrol kartı görüntü alındısı.....	73

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1: Pnomatik silindir hava tüketim hesabı tablosu [13]	30
Tablo 5.1: ISO 6431 Silindir ölçü standartları.....	42
Tablo 5.2: ISO 6431 Silindir ölçü standartları (devamı)	43
Tablo 7.1: Test makinasından elde edilen kuvvet değerleri	69
Tablo 7.3: Kontrol limitleri katsayıları tablosu	72
Tablo 7.4: Proses yeterlilik koşulları	74

SEMBOL LİSTESİ

A	:	Kesit Alanı [mm^2]
ASL	:	Alt Tolerans Değeri
B	:	Kontrol Limitleri Katsayısı
C_p	:	Proses Dağılım Yeteneği
C_{pk}	:	Proses Merkezleme Yeteneği
D	:	Çap [mm]
d₂	:	Kontrol Limitleri Katsayısı
d₃	:	Kontrol Limitleri Katsayısı
E	:	Elastisite Modülü [N/mm^2]
F_b	:	Burkulma Kuvveti [daN]
F_{itme}	:	İtme Kuvveti [daN]
F_{çekme}	:	Çekme Kuvveti [daN]
J	:	Polar Atalet Momenti [mm^4]
L	:	Uzunluk [mm]
n	:	Bir Dakikadaki Strok Sayısı
Q	:	Debi [lt/dk]
P	:	Basınç [bar]
R	:	Dağılım
s	:	Strok uzunluğu [mm]
S	:	Güvenlik Katsayısı
SS	:	Standart Sapma
STL	:	Toplam Tolerans
\bar{X}	:	Ortalama
ÜSL	:	Üst Spek Limit

ASL : Alt Spek Limit

ÖNSÖZ

Üniversite hayatım boyunca her zaman yanımda olan; manevi desteğini benden esirgemeyen; yüksek lisans eğitimim ve iş hayatım boyunca güven duyarak destek çıkan saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ali Oral'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımın uygulama kısmında desteğini esirgemeyen Armatek Grup Ltd. Şti. Genel Müdürü Çağdaş Güneş'e ve Armatek Grup Ltd. Şti. çalışanlarına; manevi desteklerinden dolayı Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü hocalarına, Kutucu ve Özenen Yönetim Danışmanlık Ltd. Şti. yetkilileri Arzu Kutucu Özenen, Mustafa Özenen, Serkan Kılıçaslan ve Ali Tekin'e; değerli arkadaşlarım Serdar Güney, Mehmet Efendi, Pınar Terzioğlu ve Tutku Türkmen'e teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak doğduğum günden bu güne desteklerini üzerimden asla eksik etmeyen, beni sürekli motive eden, bu zorlu hayat koşullarında her zaman yanımda olan değerli aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

1. GİRİŞ

Pnomatik silindirlerin ömrü; içerisinde bulunan mil, sızdırmazlık elemanları ve diğer elemanların performansı ve ömrüne bağlıdır. Bu elemanların dayanıklılığı kullandıkları ortam şartlarına göre kullanım süresine göre değişmektedir. Elemanların etkilendikleri zorlamalar ömre direkt etki etmektedir.

Pnomatik silindir imalatında kullanılan elemanların maddi değeri yüksek değildir. Bu sebeple elemanların değiştirilmesi, yenisinin kullanılmasının yüksek maliyette olmayacağı düşünülmektedir. Ancak bir pnomatik silindirlerin bir sistem elemanı olarak kullanılması, bir iş makinası üzerinde bulunması düşünüldüğünde sistemin durduğu zaman, işçilik, yol maliyetleri gibi etkenler göz önüne alınarak hesaplandığında silindir üzerinde meydana gelebilecek herhangi bir hasarın büyük maliyet kayıplarına yol açabileceği net olarak görülmektedir.

Bu durum sadece kullanıcı için değil imalatçı için de büyük önem taşımaktadır. Pnomatik silindirlerin herhangi bir sebepten dolayı arızalanması, beklenen ömrü karşılamaması, kısa bir süre sonra işlev görmemesi sonucu imalatçı firma ya eski pistonu yenisıyla değiştirmek ya da pistonun arızasını gidermek zorundadır. Bu onarım sürecindeki malzeme ve işçilik maliyeti tamamen imalatçı firmasının zarar hanesine yazılmakta, aynı zamanda firmanın imajına zarar vermektedir.

Tüm bu nedenlerden dolayı projede pnomatik silindir imalatında karşılaşılabilecek sorunları göz önüne alarak, bu sorunların imalat aşamasında çözülmesi planlanmıştır. İmalat aşamasında yapılacak iyi bir tasarım ve analizle daha düşük maliyetteki bir piston daha yüksek ömre sahip olabilmektedir.

Ülkemizde gelişmekte olan pnomatik sektörünün en önemli elemanlarından olan pnomatik silindirler ya yabancı sermayeli kuruluşlar tarafından imal edilmekte, ya yurt dışından malzemeler ithal edilip ülkemizde montajı yapılmakta, ya da alaylı yoldan yani herhangi bir test, analiz vb. işlemler yapılmadan üretilmektedir. Bu sebeple çıkan arızalarda her seferinde nedenler araştırılmakta, bu arızalara göre imalata tekrar şekil verilmesi sağlanmaktadır. Silindir ömrünün herhangi bir şekilde

tahmin edilemez oluşu, müşteri şikâyetlerine neden olmakta ve firmaların prestiji açısından kötü sonuçlara yol açmaktadır.

Ülkemizde belirttiğimiz sebepler sonucu ortaya çıkan müşteri şikâyetleri yurt dışından ithal edilen pistonların kullanılmasına yol açmaktadır. Festo, SMC, gibi firmaların günümüz pnomatik sektöründeki yeri ve önemi tartışılmaz durumdadır. Bunun sebebi; bu firmaların daha önce de belirtmiş olduğumuz tasarım ve test işlemlerini imalat sürecinde detaylı bir şekilde proses etmesi ve çıkan sonuçlara göre değişiklikler yaparak ürün müşteriye ulaşmadan müdahale etmesidir.

Sonuç olarak Armatek Grup Ltd. Şti ile ortak olarak gerçekleştirilen “Pnomatik Yastıklı Silindirlerin İmalatı ve Ömür Testleri” projesi ile gelişmekte olan pnomatik sektöründeki teknolojiyi yakalamak, bu amaç doğrultusunda pnomatik piston ömür testi makinası geliştirmek, pnomatik piston ömrünü iyileştirecek şekilde piston tasarımını iyileştirmek amaçlanmıştır.

Araştırmanın ikinci bölümünde pnomatik sistemler ve pnomatik silindirler kavramlarına yönelik açıklamalar yapılmış, test edilecek çift etkili alüminyum gövdeli yastıklı silindir üzerinde durulmuştur.

Üçüncü bölümde pnomatik silindir içyapısı, elemanları, bu elemanların seçimi, işlevleri konuları işlenmiştir. Pnomatik silindirlerde yastıklama uygulamaları, gereksinimi ve pnomatik silindirler ile ilgili hesaplamalar da bu bölümde belirtilmiştir.

Dördüncü bölüm pnomatik silindire uygulanacak ömür testi için tasarlanmış olan test makinası tasarımı ve çalışma prensiplerini içermektedir. Kuvvet testi ve sızdırmazlık testi için hangi yöntemlerin izleneceği bu bölümde belirtilmiş olup, kullanılacak ana elemanlar ile ilgili temel bilgi verilmiştir.

Beşinci bölüm olan boyutlandırma aşamasında; ISO standartlarına göre tasarım aşamasında dikkat edilecek boyutlar belirtilmiş, standart ölçüleri sonucu ortaya çıkan silindir borusunun analizi Solidworks programı ile gerçekleştirilmiş, imalat aşamasında hacmi küçültmek, dayanımı arttırmak, maliyeti düşürmek vb. amaçlarla gerçekleşen topoloji optimizasyonu SolidThinking/Inspired programı kullanılarak uygulanmış ve topoloji optimizasyonu sonuçlarına dayanılarak ortaya

çıkarılan yeni tasarım pnomatik silindir analizi ANSYS programı ile gerçekleştirilmiştir.

Altıncı bölümde, önceki bölümlerde elde edilen verilere göre imal edilen pnomatik silindirin GTEC sızdırmazlık test cihazı ile testi gerçekleştirilmiştir.

Yedinci bölümde, imal edilen pnomatik silindirin dördüncü bölümde tasarımı gerçekleştirilen pnomatik silindir test cihazında 10 milyon devir test sonucu elde edilen verilerin değerlendirilmesi istatistiksel proses kontrol yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

Çalışma kapsamında yapılan literatür araştırmasında pnomatik silindir elemanlarının ömür testleri ve diğer malzemelerin ömür testi konuları ayrı ayrı incelenmiştir.

Öztürk, hidrolik silindirlere kullanılan sızdırmazlık elemanları için ömür testi çalışmasında, bilgisayar kontrollü test cihazı ile teste tabi tutulacak hidrolik silindirlere basınç, debi, sıcaklık ve süre gibi temel parametreleri değiştirerek çalışmıştır. Oluşturulan yapay kaviteye sızdırmazlık elemanları üzerindeki fiziksel etkilerin de incelenebileceğini göstermiş, test cihazı ile yeni dizayn edilen parçaların geliştirilmesi, performansının belirlenmesi konusunda gerçek zamanlı veri elde etmenin önemini bildirmiştir. [1]

Han ve Fu pnomatik silindir ömür testi üzerine yaptıkları çalışmada, ömür-gerilme modeli aşınmadan kaynaklı hataları göz önüne alarak düzenlenmiş olup optimize edilen sıcaklık, basınç ve hız koşullarında farklı gerilme değerleri baz alınarak analiz edilmiş normal gerilmeler altında 9654000 devir ömür değeri elde etmiştir. [2]

Vahapoğlu çalışmasında kauçuk türü malzemelerin çekme ve basma deformasyonu altındaki mekanik özelliklerini belirlemek için uygulanan deneysel teknik ve cihazları sonrasında ise literatürde kauçuk türü malzemeler için yapılan deneysel çalışmaları incelemiştir. Kauçuk türü malzemelerin farklı şekil değiştirme hızlarındaki deneysel çalışmaları yarı-statik, düşük hızdaki dinamik, yüksek hızdaki dinamik ve yüksek hızdaki darbeli deneysel çalışmalar olmak üzere dört gruba ayrılmış ve literatürde, kauçuk türü malzemeler için her bir grupta yapılan deneysel çalışmalar sunmuştur [3].

Castleman, silindirlerin uzun ömre dayanıklılığı konusunda yaptığı çalışmada, silindiri incelerken tüm elemanlarıyla bir bütün olarak incelemek gerektiğini vurgulamıştır. Termal değişikliklerin sızdırmazlık elemanları üzerindeki sertleştirme ve yumuşatma etkisi belirtilmiştir [4].

2. PNÖMATİK SİSTEMLER

2.1 Giriş

Pnomatik sistemler hızlı fakat küçük kuvvetlerin uygulanması istenen yerlerde kullanılmaktadır. Doğrusal, dairesel ve açısal hareket elde edilmesi sağlanabilmektedir. Pnomatik sistemler için uygulama alanları, pnomatığın avantajlarından dolayı gün geçtikçe artmaktadır. Pnomatik sistemler özellikle otomasyon üretimi aralıksız ve kontrol edilebilir alanlarda önem kazanmaktadır. Günümüzde çok çeşitli sektörlerde kullanılan pnomatik sistemlerin başlıca kullanım alanları aşağıdaki gibidir [5].

- Madencilik sanayi
- Ağaç işleri endüstrisi
- Şişeleme ve dolum tesislerinde
- Malzeme ayırma ve taşıma proseslerinde
- Tarım ve hayvancılık
- Gıda, kimya ve ilaç sanayi
- Otomasyon sistemleri
- Lehim, kaynak ve yapıştırma işlemlerinde (sabitleme amacıyla)
- Tekstil sanayi
- Robot teknolojisi
- Elektronik sanayi
- Dişli matkaplar
- Perçinleme

2.2 Pnomatik Sistemlerin Avantajları

Pnomatik sistemler hava ile çalışmaktadır; havanın atmosferde sınırsız ölçüde bulunması pnomatik sistemlerde büyük önem taşımaktadır. Havanın uzak mesafelere taşınabilmesi, sürtünme kayıplarının az oluşu, kaçak esnasında çevreyi kirletmemesi, sıkıştırılabilir olması sistemlerde büyük kolaylık sağlamaktadır. Ayrıca;

- Devre elemanlarının yapıları basit ve ucuz olması ekonomik yönden tercih edilmesini sağlamaktadır.
- Kullanım kolaylığı sağlamaktadır. Montaj ve bakımları kolaydır.
- Geri dönüş hattı bulunmamaktadır. Bu özellik arıza oluşumunu minimuma indirmektedir.
- Havanın sıcaklığa karşı duyarlılığı azdır. Hız ayarları sıcaklıkla değişmemektedir. Sıcaklıkta yüksek değişimler meydana gelmedikçe standart sonuçlar elde edildiği görülmektedir.
- Basınçlı hava depo edilip istenildiği zaman kullanılabilme özelliğine sahiptir.
- Yüksek çalışma hızları gereksinimi karşılanabilmektedir.
- İş güvenliği açısından avantajlıdır. Kıvılcım ile patlama görülmesi gibi bir tehlike bulunmamaktadır [6] .

2.3 Pnomatik Sistemlerin Dezavantajları

- Basınçlı havanın kullanım öncesi şartlandırıcı ile işlenmesi gerekmektedir. Şartlandırıcı ile havadaki nem ve pislikler tutulduktan sonra hava yağlanma işleminden geçer. Aksi bir durumda devre elemanlarına zarar verebilmektedir.
- Maksimum 4-5 tonluk kuvvet elde edilebilmektedir. Bu özellik kullanım alanının sınırlanmasına yol açmaktadır.
- Valflerde bulunan egzoz çıkışları ve pistonlar gürültü kirliliği yaratabilmektedir. Bu sebeple genellikle valflerde susturucu, pistonlarda ise yastıklama olarak adlandırılan elemanlar kullanılabilir.

- Hava sıkıştırılabilir özelliktedir bu sebeple düzgün bir hız elde edilmesi zorlaşmaktadır.
- Yüksek çalışma basınçları elde edilememektedir. Elde edilebilecek kuvvetin sınırlı olması da bu sebepten kaynaklanmaktadır [6].

2.4 Pnömatik Silindirler

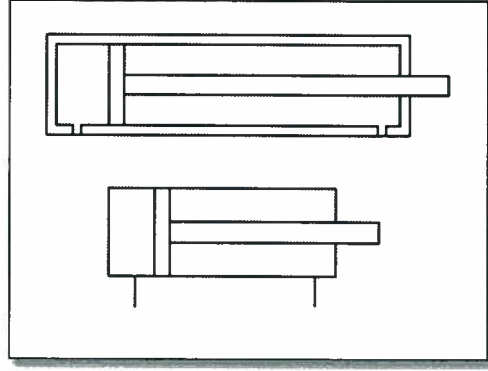
Pnömatik silindirler, pnömatik sistemlerin hareket uygulayan mekanizmalarıdır. Pnömatik sistemlerin en önemli elemanlarından biridir. Tek etkili, çift etkili, milsiz, diyaframlı, tandem, çok konumlu, frenli, körük gibi çeşitleri bulunmaktadır. Elde edilecek kuvvete ve ulaşacağı mesafeye göre farklı çap ve stroklarda çeşitleri bulunmaktadır.

Pnömatik silindirlerin görevi basınçlı havada bulunan iş yapma yeteneğini aksel baskı kuvvetine, doğrusal harekete çevirmektir [6].

Çift etkili pnömatik silindirler sektörde yoğun olarak kullanılmaktadır. Bu sebeple tez konusu olarak çift etkili pnömatik silindirler ele alınmıştır.

2.4.1 Çift Etkili Silindirler

Çift etkili silindirlerde her iki yönde hareket ve kuvvet elde etmek basınçlı hava yardımıyla mümkün olmaktadır. Çift etkili silindirlerde iki adet hava girişi bulunmaktadır. Basınçlı hava pistonun arka kısmına dolduğunda ön kısımdaki hava dışarı atılır ve piston mili dışarı doğru hareket eder. Basınçlı hava pistonun ön kısmına dolduğunda arka kısımdaki hava dışarı atılır ve piston mili geri çekilir. Milden meydana gelen yüzey alanındaki düşüşten dolayı geri dönüş kuvveti, ileri harekete göre daha küçüktür. Geri dönüş kuvvetini arttırmak gerektiğinde piston mili çapı küçük tutulmalıdır. Çift etkili silindir sembolik gösterimi Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1: Çift etkili silindir sembolik gösterimi [6]

Çift etkili silindirler her iki yönde de (hem ilerleme hem de geri dönüş yönünde) kuvvetin uygulanması gerektiği yerlerde kullanılmaktadır.

Tutma, itme, sürme, form verme, delme, zımbalama, bükme, açma / kapama, işleme, ayırma, monte etme gibi kullanım alanlarına sahiptir.

Pnomatik silindirler yaygın kullanım alanı dolayısıyla, kullanım alanına göre çok çeşitli şekillerde imal edilmektedir. Tez konusu olan pnomatik yastıklı silindir ile ilgili detaylı bilgi Bölüm 3'te verilmiştir.

3. PNOMATİK YASTIKLI SİLİNDİR İMALATI VE ÖMÜR ETKİSİ

3.1 Giriş

Tasarlanıp üretilecek olan yeni nesil silindirlerin piyasada çeşitli ömür değerlerine sahip silindirlerden daha uzun ömürlü ve düşük üretim maliyetlerine sahip olması hedeflenmektedir. Bu sayede hızla büyüyen küresel pnomatik ürün pazarlarından ülkemizin daha büyük paylar alınması mümkün hale gelecektir.

Prototipler içinde kontrol grupları oluşturulup performans testlerinde çeşitli deneyler gerçekleştirilecektir. Bu kapsamda elde edilen deneysel değerler karşılaştırılarak en uygun çözüm ortaya konacaktır.

Uzun süreli çalışan silindirlerde görülen hataların yaklaşık dörtte birini keçelerde aşınmadan dolayı meydana gelen yıpranmalar oluşturmaktadır. Daha sonra yine önemli bir payı ise mekanik darbelerden, çarpmalardan dolayı oluşan hatalar oluşturmaktadır ve bu arızalar genellikle tamiri olmayan arızalar olarak meydana gelmektedir. Karşılaşılan en büyük arıza tipi ise, kasıtlı çalışmadan dolayı oluşan boğaz keçesi yıpranmaları, yataklama ve boru çizikleridir. Boğaz keçesindeki deformasyon ile silindirin mili tarafında çekme kuvveti düşerken, boğaz kısmından hava kaçakları meydana gelmektedir. Kasıtlı çalışma ve çarpmalardan dolayı oluşan hatalar kullanım ve yanlış projelendirilmeden, yanlış tasarımdan kaynaklanan problemlerdir. [7] Proje ile kullanılabilir en iyi sızdırmazlık elemanı seçimi üzerinde de durulacaktır. Bu kapsamda metallerin sızdırmazlık elemanlarıyla temas yüzeylerinde yüzey pürüzlülüklerinin düşürülmesine çalışılacaktır. Aynı zamanda deney aşamasında farklı sızdırmazlık elemanları da karşılaştırılarak optimum silindir bileşenleri bulunmaya çalışılacaktır.

Çeşitli tasarım ve optimizasyon çalışmaları yürütülerek üretim maliyetlerinin düşürülmesi üzerinde durulacaktır. Tasarlanacak silindir borusu, yapılacak optimizasyon çalışmaları ile mukavemet ve yorulma açısından ihtiyaç duyulan

malzeme ve ölçülerde imal edilecektir. Bu sayede malzeme ve üretim maliyetlerinin daha düşük gerçekleşeceği düşünülmektedir.

Silindir için yedek parça kolaylığı sağlanmış olunacaktır. Proje konusu silindirin tüm bileşenleri mevcut durumdan farklı olarak Türkiye'de üretileceği için ihtiyaç duyulan yedek parçalar hızlı ve daha ucuza temin edilebilecektir.

3.2 Alüminyum Gövdeli Yastıklı Pnömatik Silindir Tasarımı

Pnömatik silindirler bir çok parçanın komplike olarak çalıştığı hassas mühendislik sistemleridir. Çok sayıda farklı lineer çalışmalara uyumlu çeşitleri mevcuttur. Pnömatik silindirlerin hassas çalışan mühendislik sistemleri olmasından dolayı ufak bir hata sistematik çalışmaya engel olmaktadır. Ayrıca bu sistemler ile uzun ömür, daha az bakım imkanının ekonomik olarak elde edilmesinin sağlanması mümkündür.

Silindir tasarımları; yük kapasitesi, strok uzunluğu ve hassas pozisyon ayarı hedef alınarak yapılmaktadır. Silindirlerin kullanılacağı sistemlerde bu değerler esas alınarak silindir seçimi yapılmaktadır. Bu silindirleri imal edecek firmalar ise silindirleri istenilen değerleri verecek minimum maliyette imal etmek zorundadır. İstenilen her özellik için özel piston imalatı sınırsız çeşide yol açacağından dolayı; günümüz mühendislerinin tasarım esnasında geniş aralıkları kapsayacak tasarımlar ortaya çıkması gerekmektedir.

Günümüz silindir tasarımları;

- Hızlandırma ve yavaşlatma kapasitesi,
- Çalışma esnasındaki titreşim,
- Geniş sıcaklık hasar görmeden aralıklarında çalışabilme,
- Korozyona karşı dayanıklılık,
- Ses limitleri,
- Onarım yapılabilmesi ve yeniden kullanım özelliklerine dikkat edilerek yapılmaktadır. Bu özelliklerin bütün kullanım ömrü boyunca geçerli olmasını gerekmektedir. Ayrıca ömrünün sonunda geri

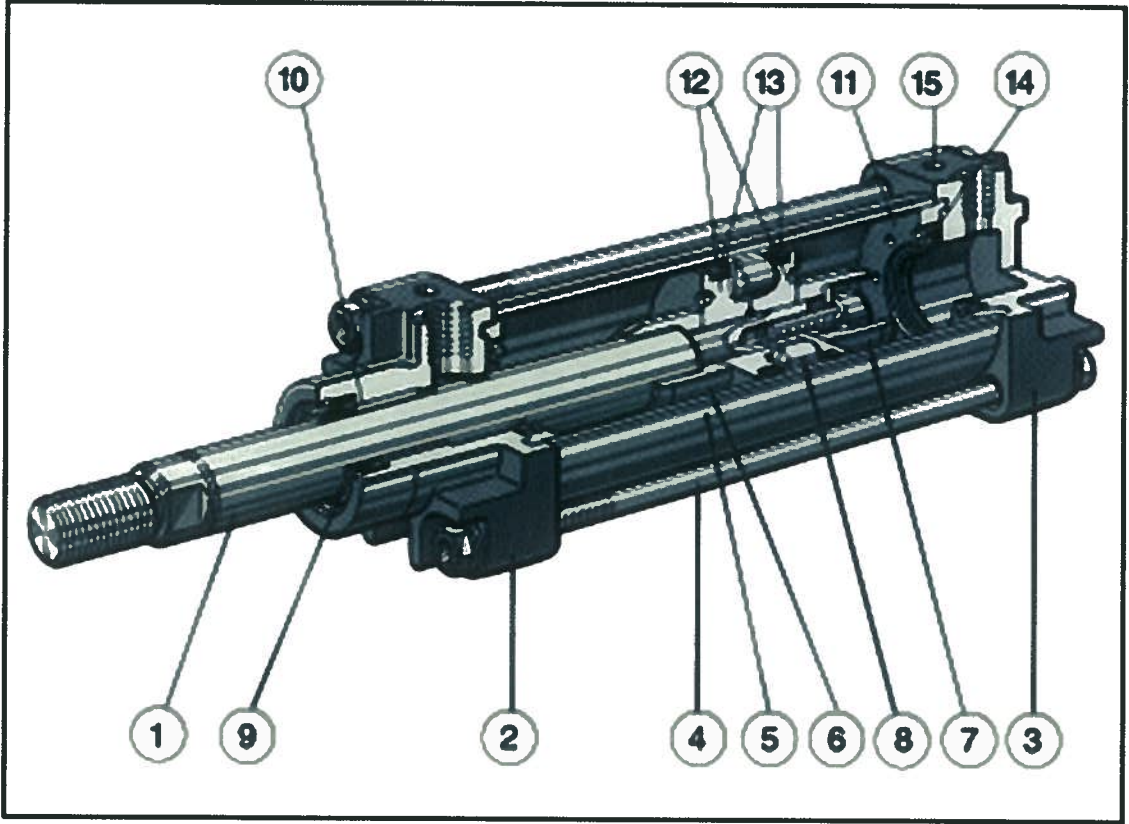
dönüşüme uygun olması da önemlidir. Tasarımcılar tüm bileşenleri bu beklenen özelliklere göre seçmeleri gerekmektedir.

- Sızdırmazlık elemanları silindir dizaynında kritik önem taşımaktadır çünkü performans ve ömre direkt etki etmektedir.

Ayrıca;

- Hava kaçaklarının olmasını ve dışarıdan hava girişini engellemektedir.
- Statik ve dinamik sürtünmeyi istenilen sınırdan tutmaktadır. Çok ufak bir sürtünme keçeler için yeterli değildir. Yüksek sürtünme ise enerji kaybına, yüksek sıcaklığa ve yıpranmaya neden olmaktadır.
- İyi bir çalışma ömrü sağlamaktadır [4].

3.2.1 Silindirlerin İç Yapısı ve Parçaların İşlevi



(1: Piston Mili; 2,3: Ön ve Arka Kapaklar; 4: Çektirme Çubukları; 5: Silindir Gövdesi Kovanı; 6, 7, 8, 12, 13: Piston Grubu; 6, 7: Yastıklama Pimleri; 8: Piston Halkası; 9: Sıyırıcı ve Boğaz Keçesi; 10: Yastıklama; 11: Darbe Yastıklama Halkası; 12: Sağ /Sol Piston; 13: Piston Keçeleri; 14: Yastıklama Keçesi; 15: Yastıklama Ayar Vidası)

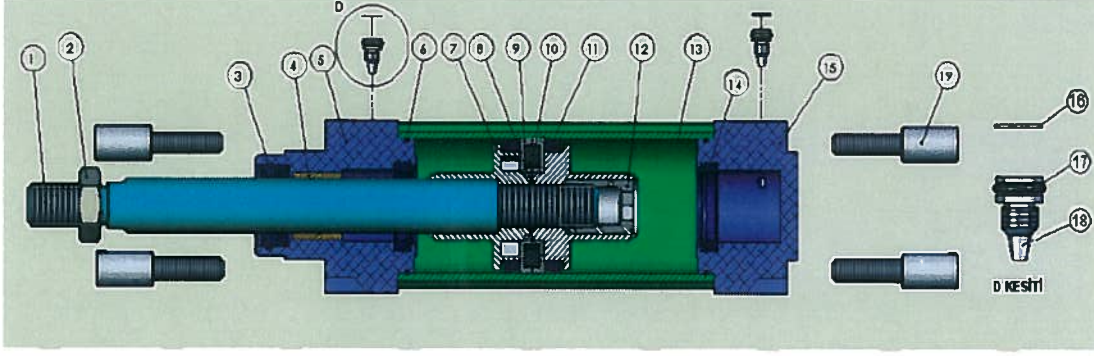
Şekil 3.1: Pnomatik silindirlerin içyapısı [4]

Pnomatik silindirler çok sayıda parçayı içerisinde barındırmaktadır. Pnomatik silindir iç yapısı Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de gösterilmiş olup her bir elemanın kendine özgü görevi bulunmaktadır.

- Piston Mili: Hava basıncı vasıtasıyla çalışan piston mili; pistonla uyumlu olarak kuvveti aktarmaktadır.
- Ön ve Arka Kapaklar: Hava iletimi, yastıklama gibi önemli işlevleri yerine getiren kapak grupları; silindir gövdesi ile birlikte kapalı bir form oluşturarak silindirin boyunu belirlemektedir.
- Çektirme Çubukları: Genelde 4 adet çektirme çubuğu ile gövdeyi arasına alacak şekilde monte edilen çektirme çubuklarının günümüzde

kapakların doğrudan profil gövde üzerindeki kanallara monte edildiği silindir tipleri çok daha fazla tercih edilir olmuştur.

- Silindir Gövdesi, Kovanı: Silindir gövdesinin uzunluğu vasıtasıyla silindirin stroğu, çapı vasıtasıyla ise silindirin ölçüsü belirlenebilmektedir.
- Yastıklama Pimleri: Duruş esnasında pistonun zarar görmesini önlemek, sessiz bir çalışma ortamı ve silindirin ömrünün uzamasını sağlamak amacıyla pistonlarda yastıklama kullanılmaktadır. Yastıklama pimlerinin yastıklama keçelerine girmesi ile hava tahliyesi normal çıkış deliği yerine yastıklama bölmesine yönlendirilmektedir. Bu bölgede ani basınç yükselmesi ve karşı kuvvet oluşmasıyla yastıklama ve frenleme işlevi yerine getirilmektedir.
- Piston Halkası: Pistonların sağ ve sol kısımlarını birleştirerek daha güçlü bir gövde yapısı oluşmasını sağlamaktadır. Ayrıca manyetikli pistonlarda yer alan sabit mıknatıslar bu halka içerisinde yer almaktadır.
- Sıyırıcı ve Boğaz Keçesi: Sıyırıcı; piston içerisine mil üzerindeki toz ve yabancı parçacıkların girmesini engellemektedir. Sızdırmazlık elemanı sayesinde silindir gövdesindeki havanın izolasyonu sağlanmaktadır ve tamamen kapalı bir bölge oluşturulmaktadır.
- Yataklama: Mil yataklaması pistonun düzgün bir şekilde hareket etmesini sağlamakta ve az da olsa mil üzerine etki eden yanal yüklere karşı mukavemet sağlamaktadır.
- Darbe Yastıklama Halkası: Mekanik yastıklama sağlamaktadır.
- Sağ / Sol Piston: Piston halkası ile birlikte silindir kovanı ön ve arka olarak iki bölüme ayrılmaktadır.
- Piston Keçeleri: Keçeler gövde içindeki sızdırmazlığı sağlamaktadır.
- Yastıklama Keçesi: Strok sonunda yastıklama pimlerinin etrafındaki sızdırmazlığı sağlamaktadır.
- Yastıklama Ayar Vidası: Hız ayar vidası şeklinde çalışmaktadır ve yastıklama ayarının yapılabilmesini de sağlamaktadır [4].



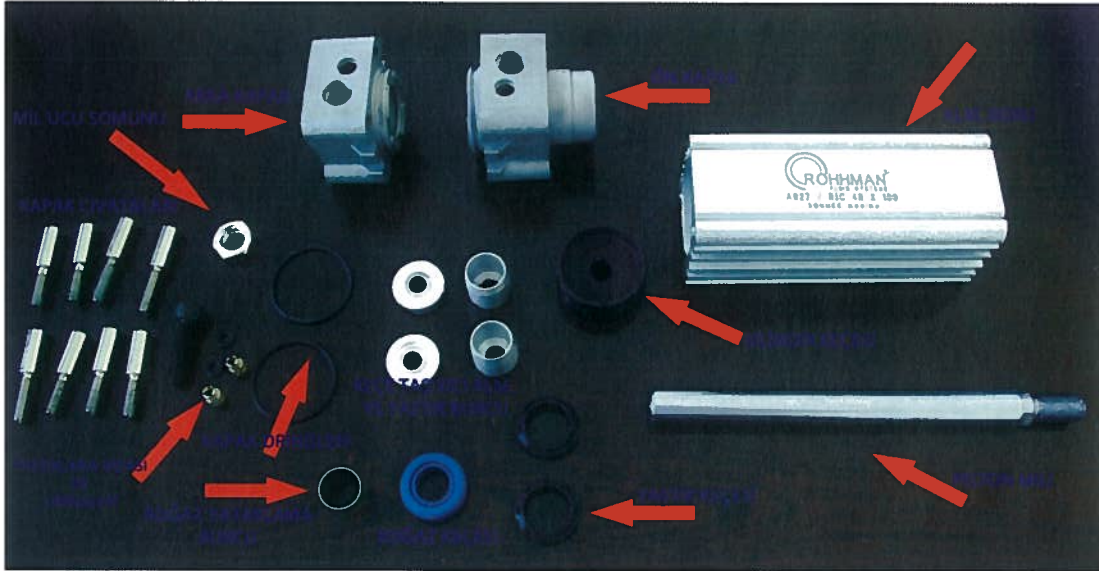
1. Silindir Mil
2. Mil Somunu
3. Boğaz Keçesi
4. Yataklama Burcu
5. Ön Kapak

6. Kapak O-ringi
7. Piston
8. Piston Keçesi
9. Piston Yataklama Halkası
10. Manyetik Halka

11. Piston Keçesi
12. Piston-Mil Somunu
13. Silindir Borusu
14. Yastıklama Keçesi
15. Arka Kapak

16. Yastıklama Pulu
17. Yastıklama O-ringi
18. Yastıklama Civatası
19. Silindir Kapak Civatası

Şekil 3.2: Pnömatik silindirlerin içyapısı -2 [4]



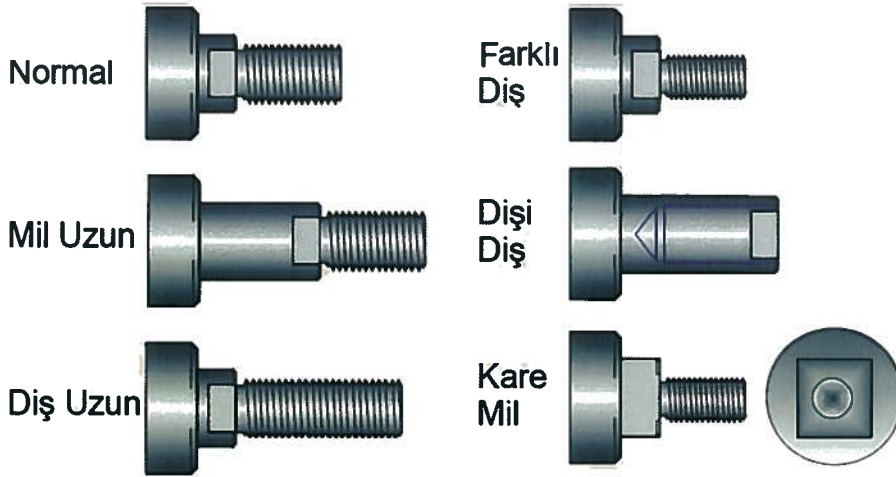
Şekil 3.3: Pnömatik yastıklı silindir elemanları

Silindirin performansında keçeler kritik rol oynamaktadır. Keçedeki sistem sorunlarını göstermektedir. Bunlar yataklama, yanal yük gibi problemlerdir.

Temel elemanları çevreleyen sızdırmazlık elemanları, temas yüzeyleri arasındaki boşluğu minimuma indirmekte ve akışkanlar arasındaki basınç farkını korumaktadır. Birçok durumda sızdırmazlık elemanları elastomerik malzemeler, yaylar ve diğer elemanların uyguladıkları başlangıç basıncına dayanıklıdır. Tasarımda ayrıca akışkan basıncı termal etkiler, sistemin hareketi gibi diğer mevcut enerji kaynakları da sızdırmazlık elemanına gelen yükün bulunmasında kullanılmaktadır. Sonuç olarak optimum kaçak, sürtünme, ömür, sistem maliyeti kontrol edilmektedir.

3.2.2 Pnomatik Silindir Mili

Silindir mili kullanım alanına göre fiziksel ve yapısal farklılıklar göstermektedir. Fiziksel özelliklerine göre silindir milleri Şekil 3.4'te belirtildiği gibidir.



Şekil 3.4: Fiziksel özelliklerine göre silindir milleri

Kimyasal özelliklerine göre miller normal (kromlu) mil, paslanmaz mil ve indiksiyonlu mil olarak çeşitlendirilmektedir. Günümüz pnomatik sektöründe genel olarak kromlu mil kullanılırken; milin daha sağlam olması gereken yerlerde (örneğin

rulman çalıştıracağı yerlerde) indüksiyonlu mil; gıda, tekstil gibi su veya su buharı gibi dış etkilere etkilenebilecek ortamlarda paslanmaz mil kullanılmaktadır.

Sert krom kaplı miller Ck 45 çelik kalitesinde, 850-1150 vickers krom sertliğinde üretilmektedir. Maksimum 0.25 mikron yüzey pürüzlülüğü bulunmaktadır [9]. Sert krom kaplı miller Şekil 3.5'te belirtilmiştir.



Şekil 3.5: Sert krom kaplı miller [9]

3.2.3 Pnömatik Silindirlerde Kullanılan Sızdırmazlık Elemanları

Pnömatik silindirlerde kullanılan başlıca sızdırmazlık elemanları; boğaz keçesi ve silindir keçesidir. Bu sızdırmazlık elemanlarında kullanılacak malzemeler aşağıdaki gibidir.

Nitril (NBR); Standart Nitril karışımı, -30°C , $+105^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar çalışmakta olup kısa zamanlı çalışmalarda 120°C 'ye kadar kullanılabilir. Silindirlerde daha yumuşak bir çalışma sağlamaktadır. Silindirlerde en çok karşılaşılan sızdırmazlık elemanı tipidir [7].

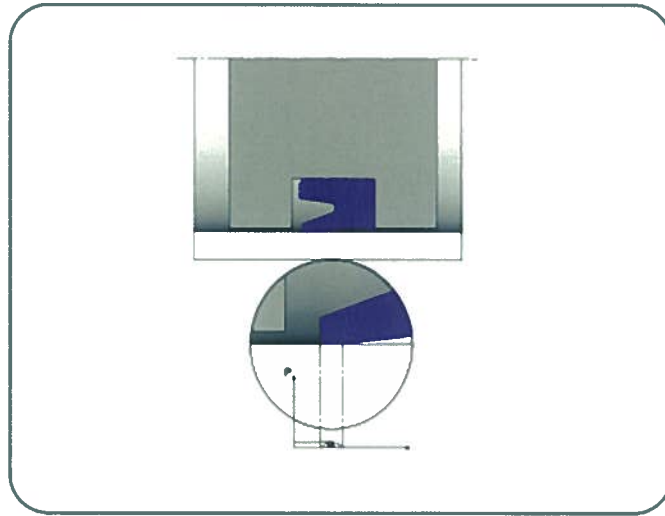
Viton; Viton veya Fluorel ticari isimli bu malzeme, -30°C ile 225°C arasında çalışmaktadır. Düşük gaz geçirgenliği istendiğinde ve vakum sistemlerinde çok iyi sonuç vermektedir. Pnömatik silindirlerde özellikle sıcak ortamlarda tercih edilmektedir. Aşınma dayanımı en düşük malzemedir [10].

Poliüretan (PU); -30°C ile 100°C arasında kopma, yırtılma ve aşınmaya karşı mükemmel dayanıklılık göstermektedir. Özellikle yüksek basınç sızdırmazlık elemanı ve mil sıyırıcı olarak kullanılmaktadır. Yağsız çalışma durumunda NBR ürünlere göre %30 daha fazla çalışma ömrü sağlamaktadır [10].

3.2.3.1 Sızdırmazlık Elemanlarının Çalışma Prensibi

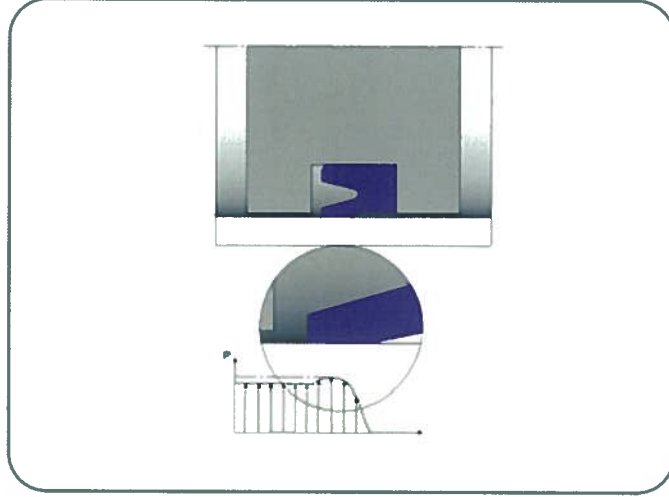
Pnomatik sistemlerde kullanılan sızdırmazlık elemanları vasıtasıyla basınçlı ortamdaki havanın basınçsız ortama geçmesi engellenmektedir. Sızdırmazlık elemanları pnomatik silindirlerin en önemli parçalarından biridir.

Sızdırmazlık elemanları kullanıldıkları uygulamaların tamamında montaj sonrasında bir ön gerilime sahiptirler. Bu ön gerilim ile sızdırmazlık elemanı çok düşük basınçlarda da görevini yerine getirebilmektedir. Şekil 3.6’da statik durumdaki sızdırmazlık elemanının ön gerilimini ve rahat çalışabilmesini sağlayacak kanaldaki boşluğu görülmektedir.



Şekil 3.6: Basınçsız durumda sızdırmazlık elemanı [11]

Şekil 3.7’de basınç altındaki sızdırmazlık elemanının kanalındaki boşluğa dolan basınçlı gaz sayesinde yayılarak sızdırmazlık görevini yaptığı görülmektedir. Sızdırmazlık elemanları, üzerlerine kuvvet uygulandığında formlarını değiştiren (Şekil 3.7) ve bu kuvvet kalktığında eski haline dönebilen (Şekil 3.6) elastomerler veya termoplastik elastomer malzemelerden üretilmektedir [11].



Şekil 3.7: Basınç altında sızdırmazlık elemanı [11]

3.2.3.2 Sızdırmazlık Elemanı Seçimini Etkileyen Faktörler [4]

Sistem basıncı, çalışma sıcaklığı, hızı, kullanılan havanın şartları, sürtünme kuvvetleri, yüzey pürüzlülüğü ve sistem toleransları sızdırmazlık elemanı seçiminde etkili olan faktörlerdendir.

3.2.3.2.1 Basınç

Pnomatik sistemlerde basınç, (özel uygulamalar dışında) 16 Bar'ı geçmemektedir. Pnomatik sızdırmazlık elemanları kullanılabilecek basınç aralığında sızdırmazlık görevini yapmalı, basınç değişiminden etkilenmemeli, hareket kesintisizliğini sağlamalıdır.

3.2.3.2.2 Hız

Pnomatik sistemler, hidrolik sistemlere göre daha hızlı çalışmaktadırlar. Özellikle otomasyon sistemlerinde kayma hızları büyük önem taşımaktadır. Seçilecek sızdırmazlık elemanının; yüksek hız vasıtasıyla meydana gelebilecek sürtünme kuvvetinin olumsuz etkilerini azaltması gerekmektedir.

3.2.3.2.3 Isı

Seçilecek olan sızdırmazlık elemanı ortam ısısı ve sürtünme kuvvetinden dolayı meydana gelen ısının bileşenine dayanabilir özellikte olmalıdır.

3.2.3.2.4 Hava

Silindirde kullanılacak olan hava toz, kir ve nem bulundurmamalıdır. Hava içerisindeki bu yabancı maddeler sızdırmazlık elemanlarına zarar verebilmektedir. Bu sebeple havanın sisteme girmeden önce şartlandırıcıdan geçmesi gerekmektedir.

3.2.3.2.5 Termal Değişiklikler

Sızdırmazlık elemanı ve temas yüzeyi arasındaki dinamik bağlantı ısı ve sıcaklık yükselişine neden olmaktadır. Bu ısınma; dış ortam sıcaklığı, akışkan ve silindir sıcaklıkları ile birlikte ideal bir sızdırmazlık için gerekli etkenleri etkileyebilmektedir.

Termal değişiklikler; sızdırmazlık malzemelerini yumuşatabilir veya sertleştirebilir. Bu da sızdırmazlık malzemesi ile temas yüzeyi arasındaki sürtünme, aşınma ve akışkan kaçağını etkilemektedir. Yataklama malzemelerini yumuşatabilir veya sertleştirebilir. Bu da yataklama malzemesi yakınındaki sızdırmazlık elemanda pozisyon değişikliğine neden olmaktadır. Sıcaklığın ve sızdırmazlık elemanlarının bu etkenlere dikkat edilecek seçilmesi gerekmektedir.

3.2.3.2.6 Sistem Hareketi

Basınç etkisindeki parçaların hareketi kritik sızdırmazlık mesafesini etkilemektedir. Bazı hareket tiplerinde sızdırmazlık malzemesinin temas yüzeyine boşluğundan, yanal yüklerden, eksenel kaymadan, gerilmeden ve basınç altında silindir çapında meydana gelen titreşimlerden dolayı yüksek frekanslı titreşimler meydana gelmektedir.



Şekil 3.8: Pnmatik silindir ömür testi örneği [4]

6-10 bar sistem basıncı arasında pistonda meydana gelebilecek kaçakların izlendiği ömür testidir. 32 mm çapında 25 mm stroklu silindirlerdir. Test 10 milyon devirden sonra arıza görülmeden tamamlanmıştır. Örnek pnmatik silindir test düzeneği Şekil 3.8’de gösterilmiştir.

3.2.3.2.7 Zaman

Sızdırmazlık elemanları zamanla değişebilir. Değişen özelliklere gerilim gevşemesi, sünme, kimyasal bozulma örnek verilebilir. Sızdırmazlık elemanının aşınması silindir performansını yüksek oranda etkiler. Sızdırmazlık elemanını seçerken bu elemanın performansının uzun çalışma süresi ve uzun süre basınç altında kalabilme ihtimali göz önüne alınmalıdır.

3.2.4 Pnmatik Silindirlerde Yastıklama İhtiyacı ve Sebepleri [8]

Endüstriyel uygulamalarda kullanılan pnmatik silindirler çok değişik işlevleri yerine getirecek şekilde projelendirilmektedir ve uygulanmaktadır. Bazı uygulamalarda sadece belirli bir hareket ve konumlandırma gerekirken birçok yerde de silindir üzerine etki eden bir miktar yük bulunmaktadır. Yatakları veya tekerlekleri üzerinde yatay ekseninde hareket eden bir arabayı kontrol eden pnmatik silindir, ilk harekete başlarken önce sürtünme veya yuvarlanma kuvvetlerini

yenmeye çalışmaktadır. Ancak sürtünme kuvveti yükün kendi ağırlığına oranla çok daha düşük olabilmektedir. Dolayısıyla pnomatik bir silindir, düşey ekseninde kaldıracabileceği yüklerin çok daha fazlasını yatay ekseninde hareket ettirmek ve kontrol etmek durumunda olabilmektedir.

Yükü hareket ettirmek aslında işin nispeten kolay tarafıdır. Hareket ettikten sonra sabit bir hız kazanarak ilerleyen ve atalet kazanan yükü strok sonunda durdurabilmek genelde daha zor ve karmaşık bir hesaplama gerektirmektedir. Strok sonunda ortaya çıkan dinamik kuvvetler, taşınan yük ve ilerleme hızı ile doğru orantılıdır.

Duruş esnasında oluşan darbeler öncelikle silindirin kendisine ve bağlantı elemanlarına zarar vermektedir. Bağlantı parçaları mekanik olarak makina veya sistemin gövdesine takılı olduğu için oluşan darbeler bir miktar sönümlenerek aktarılmaktadır. Aktarılan darbe ile birlikte oluşabilecek olan mekanik titreşimler de doğrudan gövdeye iletilerek diğer bağlı ekipmanların arızalanmasına sebep olabilmektedir. Bu tür sıkıntıların yaşanmaması için tasarım esnasında gerekli hesaplamaların yapılması, pnomatik silindirler yük ve hız değişkenlerinin yanı sıra frenleme ve yastıklama kabiliyetlerin göz önüne alınarak projelendirilmesi ve bu verilere uygun olarak seçilmesi gerekmektedir. Belirtilen etkiler göz önüne alınmadığında Şekil 3.9'da gösterilen sonuçlarla karşılaşılması kaçınılmazdır.



Şekil 3.9: Uygun şekilde projelendirilmeyen bir silindir ve oluşan hasarlar [8]

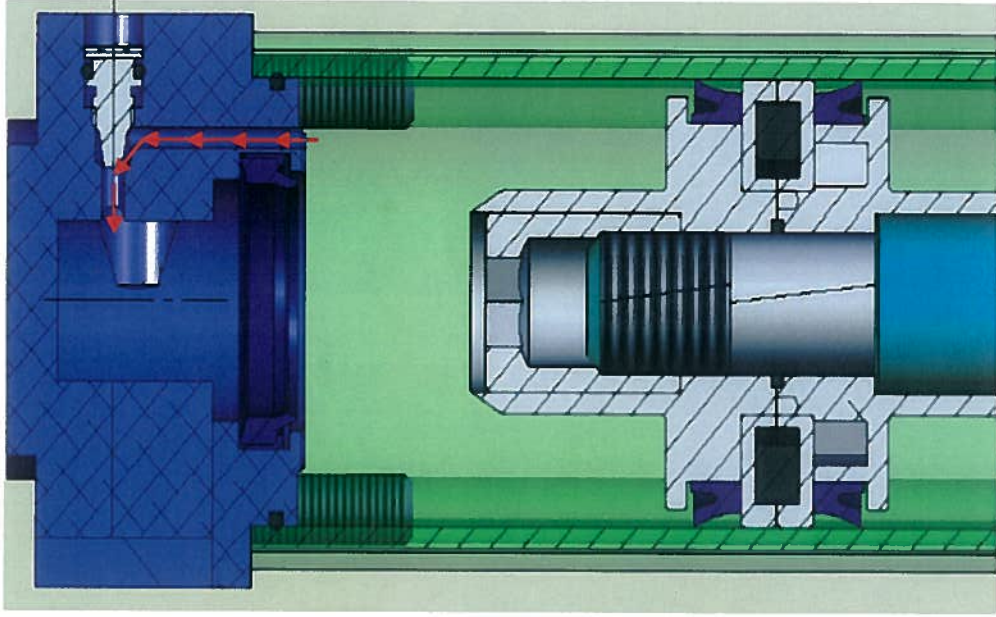
3.2.4.1 Pnomatik Silindirlerde Yastıklama Uygulamaları

Pnomatik silindirlerde, silindir üzerinde bulunan frenleyici sistemler yardımıyla yastıklama ayarlanmaktadır ve son konuma yaklaştıkça piston hızının azaltılması amaçlanmaktadır. Darbe yastıklaması ve pnomatik yastıklama, doğrudan silindir üzerinde yer alan ve silindir imal edilirken entegre edilen standart yastıklama çözümleridir. Darbe yastıklaması, pnomatik yastıklama ile karşılaştırıldığında çok daha az enerji absorbe etme kapasitesine sahip olduğu görülmektedir, ancak ses seviyesinin düşük olması bir avantaj olarak görülmektedir. Her iki tip yastıklamanın beraberce kullanılması en yararlı çözümdür.

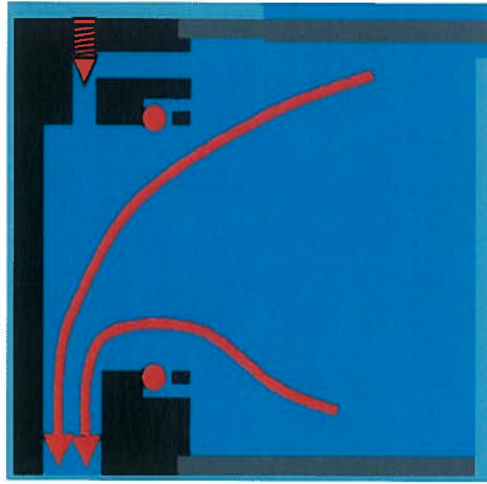
İdeal yastıklama olarak ifade edilen optimum frenleme noktasına, ayarlanabilir pnomatik yastıklama bulunan silindirlerde yük, piston hızı ve basınç büyüklükleri arasında doğru kombinasyonlar ve oranlar elde edilebilirse ulaşılabilir. İdeal yastıklama durumunda, hareket eden yüksek kinetik enerji seviyesine karşın etkin frenleme oluşur ortaya çıkan kuvvetler düşük bir ses seviyesiyle oldukça kısa sürede absorbe edilmektedir. İdeal yastıklama ayarına ulaşılması durumunda yastıklama ve toplam çevrim süresinde elde edilebilecek iyileştirmeler %30 - %50 seviyesindedir. Daha kısa yastıklama süresinde daha etkin frenleme sağlanmaktadır. İdeal yastıklama ayarının yapılamadığı durumlarda tahrik edilen sistemin hızının azaltılması gerekmektedir. Hızın sabit kalması durumunda piston durma noktasına gelmeden önce birkaç kez yaylanarak vakit kaybedecek, makina gövdesine mekanik titreşimler ve darbeler iletacaktır.

İdeal yastıklama yük, piston hızı veya basınç gibi değişkenlere göre belirlenmektedir. Bu değişkenlerden herhangi biri değiştiğinde ideal yastıklama durumundan uzaklaşmakta ve yastıklama ayarının yeniden yapılması gerekmektedir [8].

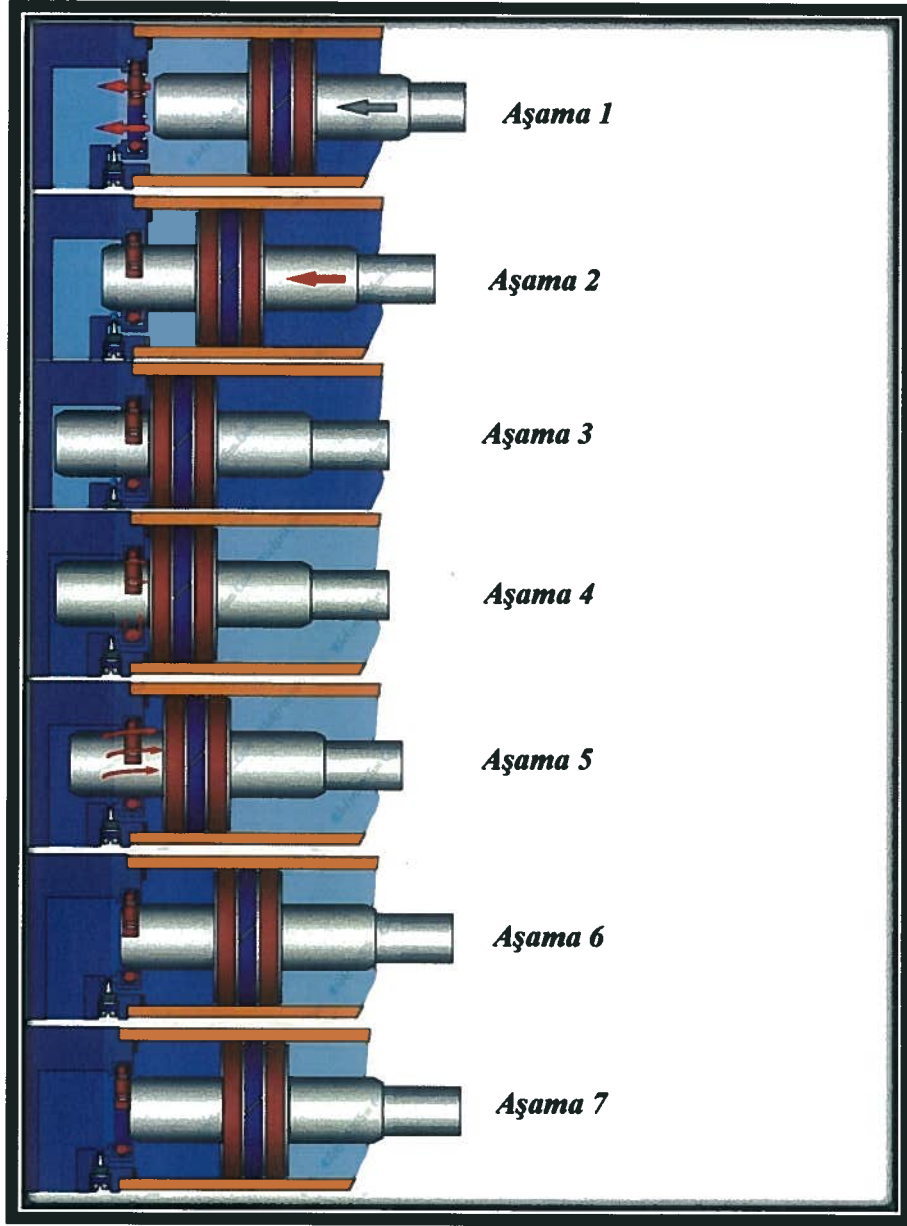
Şekil 3.10'da yastıklama ayarı gösterilmiş olup, yastıklama işleminde havanın aldığı yol Şekil 3.11'deki gibidir. Bu aşamalar sonrasında pnomatik silindir Şekil 3.12'deki gibi hareket etmektedir.



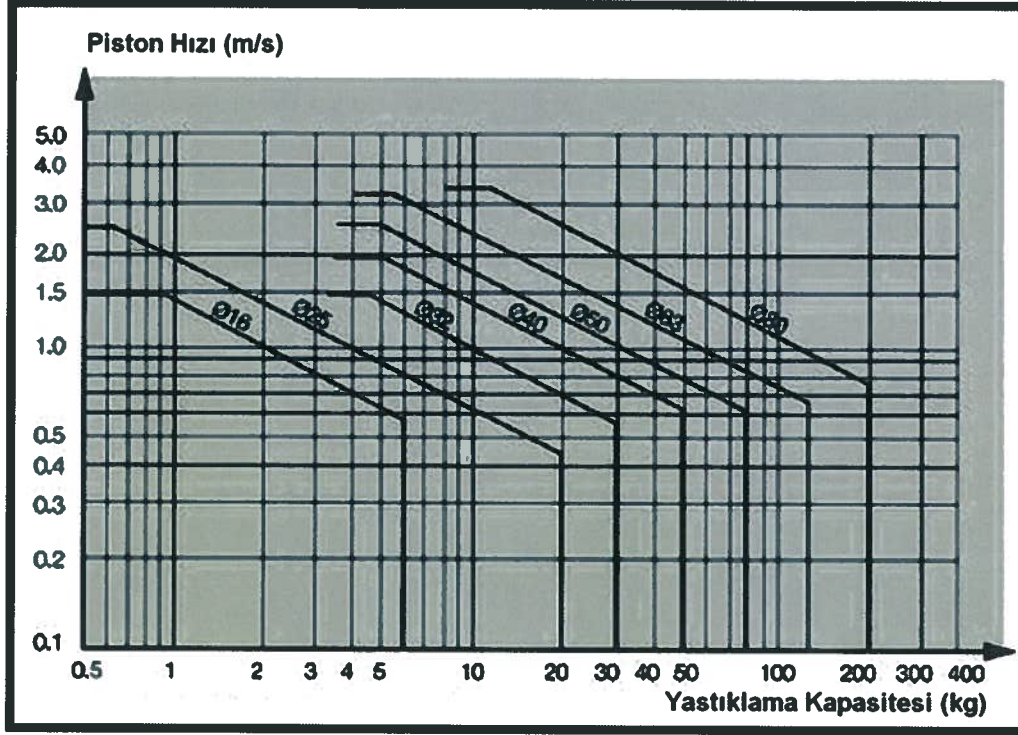
Şekil 3.10: Yastıklama ayarı [8]



Şekil 3.11: Yastıklamada havanın aldığı yol[8]



Şekil 3.12: Pnomatik silindirin çalışma aşamaları



Şekil 3.13: Silindirlerde hız/kütle değişimine göre yastıklama kapasiteleri

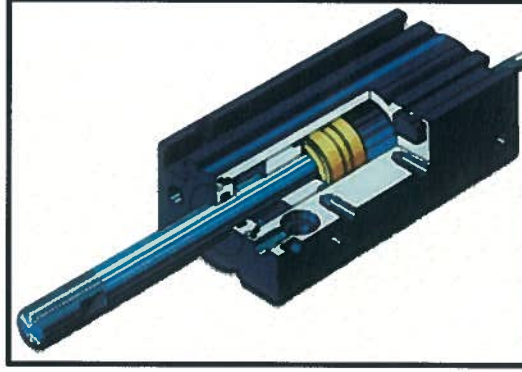
Şekil 3.13 'de yer alan tablo 6.3 bar besleme basıncına göre örnek gösterilmiş olup yatay eksenindeki çizgiler silindir çaplarına göre maksimum piston hızını belirlemektedir. Düşey eksenindeki limit çizgileri tavsiye edilen maksimum yük seviyesini belirlemektedir. Aralarda yer alan eğimli bölgelerde ideal yastıklama noktasına ulaşılabilmesi için uyulması gereken hız / kütle kombinasyonları görülmektedir [9].

3.2.4.2 Yastıksız Silindir

En basit silindir modelinde gövde üzerinde frenleme amaçlı hiçbir özel eleman yoktur ve silindir hiçbir durdurucu etki olmadan çalışmaktadır. Strok sonunda darbeli bir çarpma ile birlikte yüksek ses seviyesi kaçınılmazdır. Bu tür silindirler genellikle küçük çaplı silindirler olup taşınacak olan yükün ve hareket hızlarının düşük olduğu durumlarda kullanılmaktadır [12].

3.2.4.3 Darbe Yastıklamalı Silindir

Daha zor şartlarda çalışan silindirlerde piston üzerine darbe yastıklaması sağlayacak olan yastıklama halkaları takılarak özellikle ses seviyesini azaltabilmek amaçlanmaktadır. Frenleme mesafesi 0,2 – 2 mm aralığında değişmektedir [8].



Şekil 3.14: Darbe yastıklamalı silindir

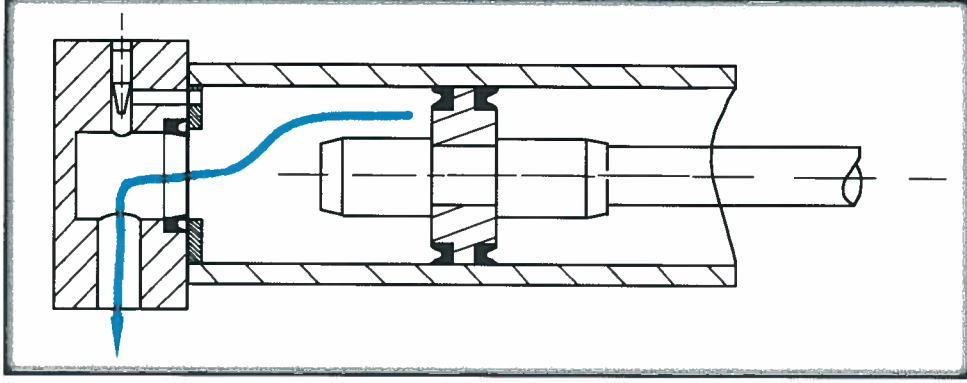
3.2.4.4 Pnömatik Yastıklamalı Silindir

Kapaklara entegre edilmiş ayarlanabilir pnömatik yastıklama elemanları, daha büyük yükler ve yüksek kinetik enerji seviyelerinde kullanılan silindirlerin gövdesinde bulunmaktadır. Bu tip silindirlerde etkin yastıklama mesafesi 10 – 30 mm civarındadır [8].

3.2.4.5 Pnömatik ve Darbe Yastıklamalı Silindir

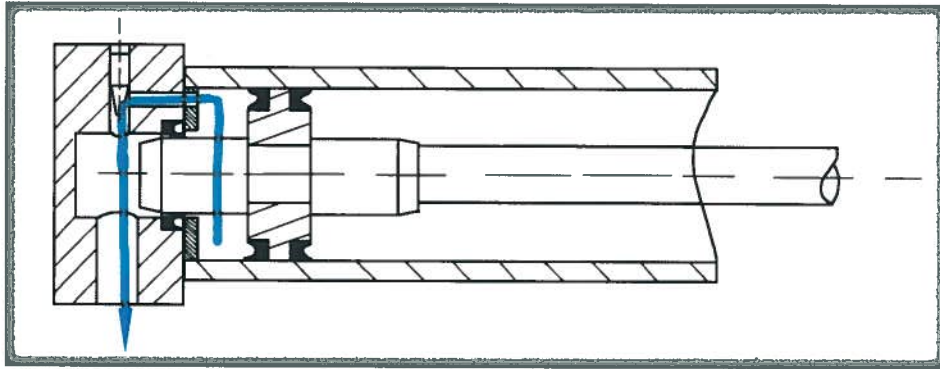
Günümüzde çeşitli firmalar tarafından imal edilen birçok modern silindir pnömatik ve darbe yastıklaması kombinasyonu ile üretilmektedir. Ayarlanabilir yastıklama ile yavaşlatılan ve etkin frenleme sağlanan yük, strok sonuna geldiğinde kapaklara değil darbe yastıklama halkalarına vurarak tamamen duruş pozisyonuna geçmektedir. Uygun ölçüde bir silindirin kullanılması ve yastıklama ayarının düzgün yapılması durumunda hiçbir metalik darbe sesi duyulmamaktadır.

Şekil 3.15 'de negatif yönde hareket eden bir çift etkili silindirin yastıklama bölgesine gelmeden önceki durumu görülmektedir. Tahliye havası normal kanal üzerinden atılmaktadır [8].



Şekil 3.15: Silindir içerisindeki havanın normal kanal üzerinden tahliyesi [8]

Şekil 3.16'de havanın kendi kendine sıkışma ve frenleme etkisinden faydalanılarak gerçekleştirilen ayarlanabilir pnomatik yastıklama durumu görülmektedir.



Şekil 3.16: Silindir içerisindeki havanın yastıklama kanalı üzerinden tahliyesi [8]

Bu noktada piston yastıklama bölgesine girmiş durumdadır. Yastıklama keçesi pimin etrafına geçerek kapak ile olan sızdırmazlığı sağlamaktadır. Tahliye havası ancak yastıklama kanalından kısıldıktan sonra geçerek atmosfere atılabilmektedir. Bu esnada yapılan kısıtlamadan ötürü yastıklama bölmesinde basınç yükselmesi söz konusu olmaktadır. Yükselen basınç pistonun hareketine ters yönde etki ederek frenleme etkisi oluşturmaktadır.

3.2.5 Yastıklama İhtiyacına Alternatif Yaklaşımlar

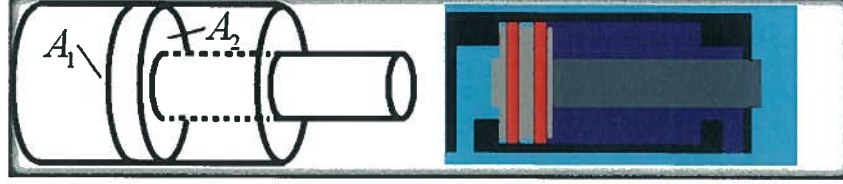
Genellikle pnomatik silindirlerle harekete başlamak değil hareketli yükleri durdurmak ciddi sorunlar çıkartmaktadır. Herhangi bir silindir yükü rahatlıkla hareket ettirebildiği halde yastıklama kapasitesi yetmediği için etkin frenleme sağlamayabilmektedir. Bu durumda aşağıda yer alan alternatiflerden bir veya birkaçını uygulamak gerekecektir.

1. Daha büyük çaplı silindirler seçilebilmektedir.
2. Besleme havasının basıncı yükseltilebilmektedir.
3. Yükün hareket ekseninde strok sonuna denk gelecek şekilde harici mekanik yaylar veya elastik sönümleyiciler kullanılabilir. Bu yöntemle yüksek kinetik enerjisi bulunan basit sistemlerdeki yastıklama ihtiyacı giderilebilmektedir.
4. İkinci bir pnomatik silindir yastıklama elemanı veya amortisör olarak kullanılabilir.
5. Sistem üzerinde gerekli noktalara hidrolik darbe emiciler yerleştirilebilir.
6. Hareketin başında ve sonunda devreden çıkan iki kademeli valf tesisatı ile silindir son konumuna geldiğinde ikinci valf kapatılıp debi azaltılarak rampalı duruşlar sağlanabilmektedir.
7. Oransal yön denetim valfleri ile tam rampalı duruş ve kalkışlar elde edilebilir. Sınırsız debi ayarı bulunan oransal valf ile piston son konumuna ulaşmadan önce hızı istenildiği şekilde düşürülebilmektedir. Ancak bu çözümün oldukça yüksek maliyetli olduğu unutulmamalıdır.

Pnomatik silindirlerde frenleme ve yastıklama ile ilgili olarak birçok farklı alternatif mevcuttur. Bir sonraki bölümde bu alternatiflerin bazıları detaylı olarak incelenecektir [8].

3.3 Pnomatik Silindirler İle İlgili Hesaplamalar

3.3.1 Pnomatik Silindirlerde Teorik Kuvvet Hesabı



Şekil 3.17: Pnomatik silindir şematik gösterimi

Pnomatik silindirlerin Şekil 3.17’de gösterilen şematik gösteriminde olduğu gibi basınçlı havanın etki ettiği iki yüzey alanı, silindir milinden dolayı farklılık göstermektedir. Dolayısıyla pnomatik silindirin iki yönlü hareketindeki itme kuvveti ve çekme kuvveti birbirinden farklıdır.

$$F_{itme}(Kuvvet) (kgf) = P(bar) * A_1(mm^2) \quad (3.1)$$

$$F_{çekme}(Kuvvet)(kgf) = P(bar) * A_2 (mm^2) \quad (3.2)$$

F_{itme} : İtme kuvveti (daN)

$F_{çekme}$: Çekme kuvveti (daN)

P : Basınç (Bar)

A : Alan (mm²)

3.3.2 Silindir Hava Tüketim Hesabı

Piston kapağa bileşik olduğu zaman ölü hacim sıfırdır. Piston kolunu, piston karşı uca gelene kadar çekersek, bar cinsinden gösterge basıncı kere taranan hacim eklenmektedir. lt/dk cinsinden debi hesabı Denklem 3.3 ile Tablo 3.2 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Q = 2 * s * q * n \quad (3.3)$$

Q: Debi (lt/dk)

s: Strok (mm)

q: Tablodan alınan değer

n: Bir dakikadaki strok değeri (strok/dk)

Tablo 3.1: Pnomatik silindir hava tüketim hesabı tablosu [13]

Piston Ø	ØMil ØRod	Hareket Action	Çalışma Basıncı / Operation Pressure (bar)									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	6	İtme / Push	0.0023	0.0034	0.0045	0.0057	0.0068	0.0079	0.0090	0.0102	0.0113	0.0124
		Çekme / Pull	0.0018	0.0025	0.0033	0.0042	0.0050	0.0059	0.0067	0.0076	0.0084	0.0093
16	6	İtme / Push	0.0040	0.0060	0.0080	0.0100	0.0121	0.0141	0.0161	0.0181	0.0202	0.0221
		Çekme / Pull	0.0035	0.0052	0.0069	0.0086	0.0104	0.0121	0.0138	0.0156	0.0173	0.0190
20	8	İtme / Push	0.0063	0.0094	0.0126	0.0157	0.0188	0.0220	0.0251	0.0283	0.0314	0.0346
		Çekme / Pull	0.0053	0.0079	0.0106	0.0132	0.0158	0.0185	0.0211	0.0238	0.0264	0.0290
25	10	İtme / Push	0.0098	0.0147	0.0196	0.0245	0.0295	0.0344	0.0393	0.0442	0.0491	0.0540
		Çekme / Pull	0.0076	0.0113	0.0151	0.0189	0.0227	0.0264	0.0302	0.0340	0.0378	0.0415
32	12	İtme / Push	0.016	0.024	0.032	0.040	0.048	0.056	0.064	0.072	0.080	0.088
		Çekme / Pull	0.014	0.021	0.028	0.035	0.042	0.049	0.056	0.063	0.070	0.076
40	16	İtme / Push	0.025	0.038	0.050	0.063	0.075	0.088	0.101	0.113	0.126	0.138
		Çekme / Pull	0.021	0.032	0.042	0.053	0.063	0.074	0.084	0.095	0.106	0.116
50	20	İtme / Push	0.039	0.059	0.079	0.098	0.118	0.137	0.157	0.177	0.196	0.216
		Çekme / Pull	0.033	0.049	0.066	0.082	0.099	0.116	0.132	0.148	0.165	0.181
63	20	İtme / Push	0.062	0.094	0.125	0.156	0.187	0.218	0.249	0.281	0.312	0.343
		Çekme / Pull	0.056	0.084	0.112	0.140	0.168	0.196	0.224	0.252	0.280	0.308
80	25	İtme / Push	0.101	0.161	0.201	0.251	0.302	0.352	0.402	0.452	0.503	0.553
		Çekme / Pull	0.091	0.136	0.181	0.227	0.272	0.317	0.363	0.408	0.454	0.499
100	25	İtme / Push	0.157	0.236	0.314	0.393	0.471	0.550	0.628	0.707	0.785	0.864
		Çekme / Pull	0.147	0.221	0.295	0.368	0.442	0.515	0.589	0.663	0.736	0.810
125	32	İtme / Push	0.245	0.368	0.490	0.613	0.736	0.859	0.981	1.104	1.226	1.349
		Çekme / Pull	0.229	0.344	0.459	0.573	0.688	0.803	0.917	1.032	1.147	1.262
160	45	İtme / Push	0.402	0.603	0.804	1.005	1.206	1.407	1.608	1.809	2.010	2.211
		Çekme / Pull	0.377	0.565	0.754	0.942	1.130	1.319	1.508	1.696	1.884	2.073
200	45	İtme / Push	0.628	0.942	1.257	1.571	1.885	2.199	2.513	2.827	3.145	3.458
		Çekme / Pull	0.603	0.905	1.206	1.508	1.810	2.111	2.413	2.714	3.016	3.318

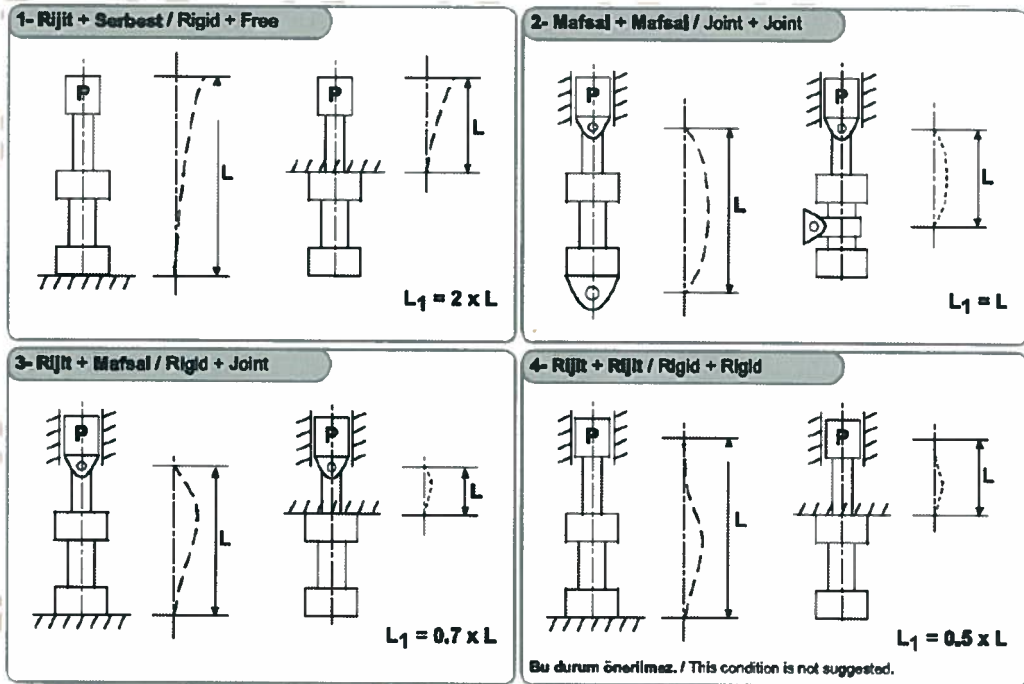
3.3.3 Burkulma Hesabı

Silindire basma kuvveti uygulanması ya da çalışma stroğunun uzun olması milde burkulmaya neden olabilmektedir. Burkulmanın önüne geçmek için aşağıdaki burkulma hesabı yapılmaktadır. Burkulmada meydana gelen basınç Şekil 3.18’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.18: Burkulma sembolik gösterimi

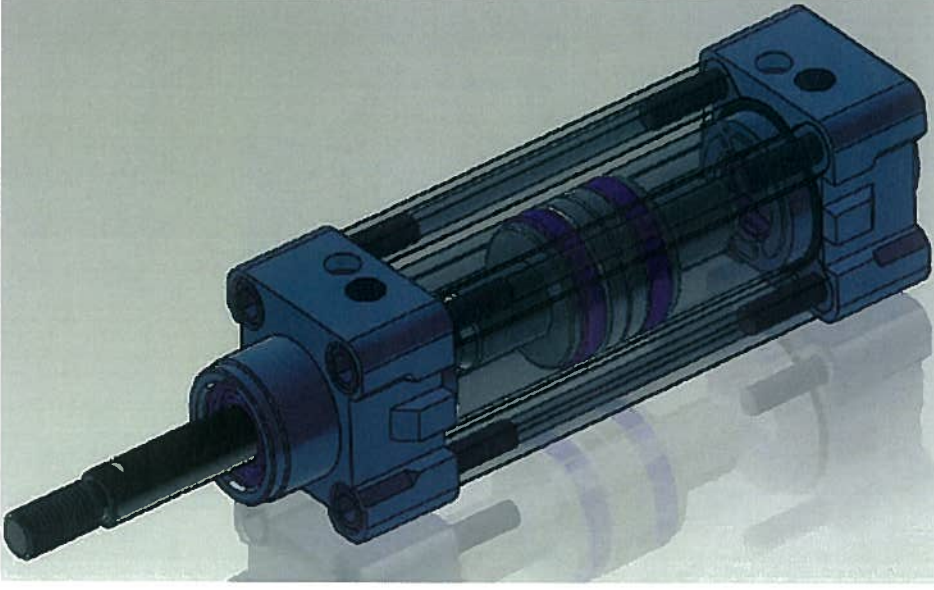
Eşdeğer burkulma boyu hesaplanırken, kullanım özelliğine göre Şekil 3.19 ‘daki formüller kullanılmaktadır.



Şekil 3.19: Eşdeğer burkulma boyu hesaplanması [13]

3.3.4 Profil Gövde

En çok kullanılan silindir tipi Şekil 3.20’de belirtilen profil gövdedir. 32mm-200mm arası çaplarda ölçüleri mevcuttur. 6 bar basınçta 48- 1880N arasındaki kuvvet ihtiyaçlarında kullanılır.



Şekil 3.20: Profil gövde

4. TEST MAKİNASI TASARIMI VE ÖMÜR TESTLERİ

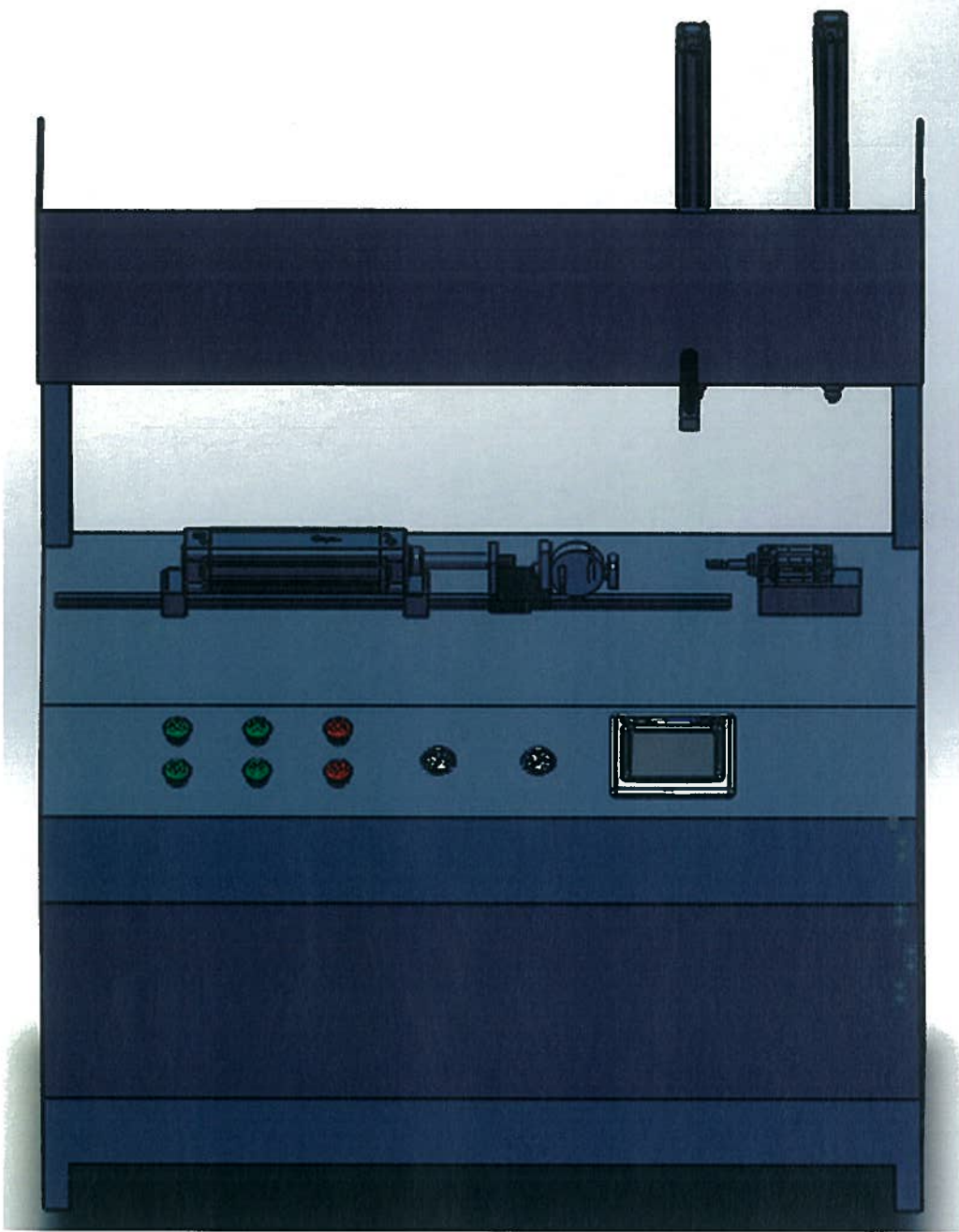
Pnomatik silindirin tasarımının yapılması ve prototip imalatının tamamlanmasından sonra kullanıma geçmeden önce test edilmesi gerekmektedir. Pnomatik silindirlerde test edilmesi gereken iki husus; sızdırmazlık ve kuvvettir. Bu iki önemli nokta silindirin ömrü boyunca izin verilen sınırlar dahilinde olmalıdır. Bu testleri bilimsel verilerle yapabilmek için test makinasına ihtiyaç duyulmaktadır. Test makinasında pnomatik silindirin ömrü boyunca uyguladığı kuvvet ve kaçak test edilecektir.

4.1 Tasarım Esasları

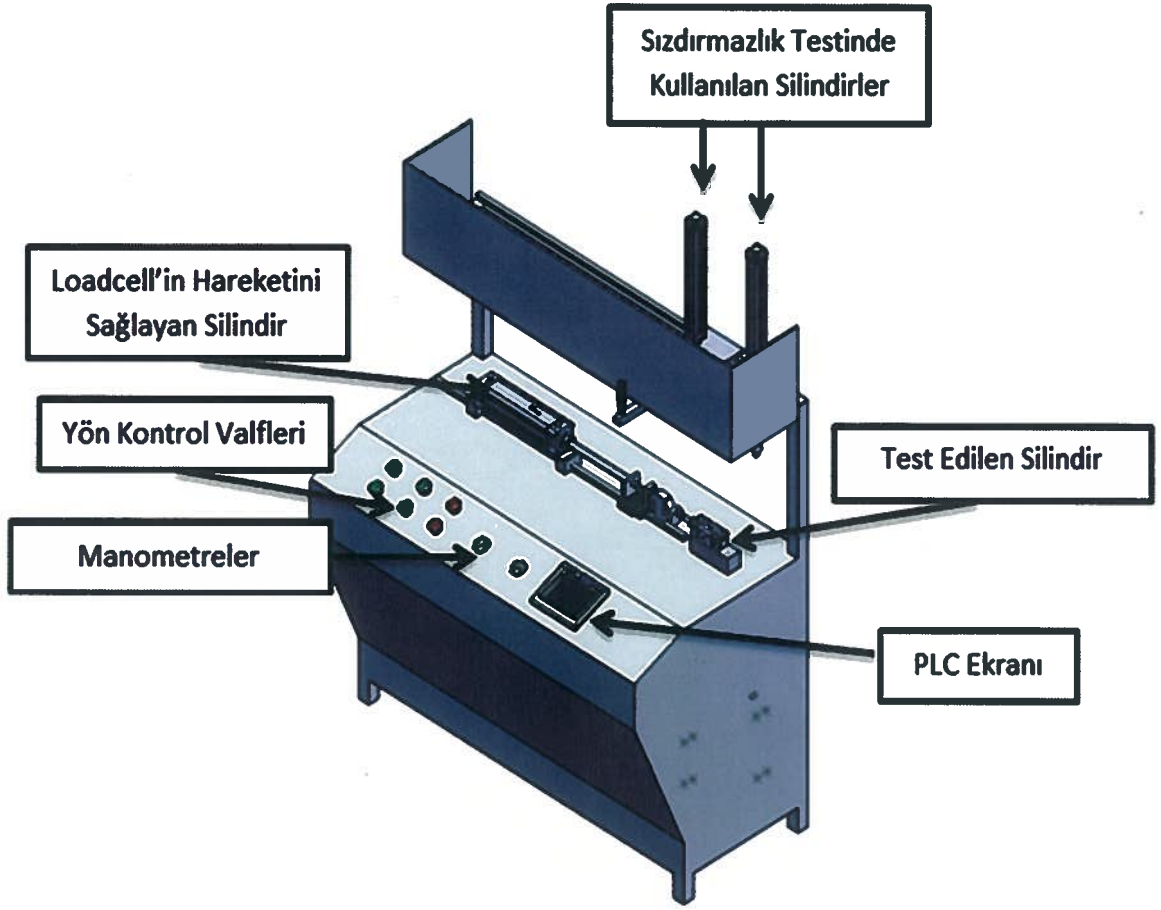
Armatek Grup Ltd. Şti. desteği ile imal edilen test makinası, kuvvet testi ve sızdırmazlık testi aynı makinada yapılabilecek şekilde tasarlanmıştır. Aşağıda CAD data resimleri bulunan test makinasında yardımcı eleman olarak sızdırmazlık testi için transmitter, kuvvet testi için loadcell (yük hücresi) kullanılması tasarlanmıştır.

Sızdırmazlık testi esnasında testi yapılacak pistonda kaçak olması durumunda sistem kendini durduracak ve kullanılan ışık sinyali operatöre uyarı verecektir. Kuvvet testinde ise ileriki bölümlerde hakkında daha ayrıntılı bilgi verilecek olan loadcell aracılığıyla ölçülen kuvvet PLC ana ekranında görülebilecek ve kayıt edilecek ve bu sayede pistonda herhangi bir arıza olup olmadığı anlaşılacaktır. Ayrıca yapılan programlama sayesinde sızdırmazlık testinde olduğu gibi; sistem, istenilen kuvvet aralığı dışında bir kuvvetle karşılaştığında uyarı lambasına sinyal göndererek operatörü bilgilendirebilecektir.

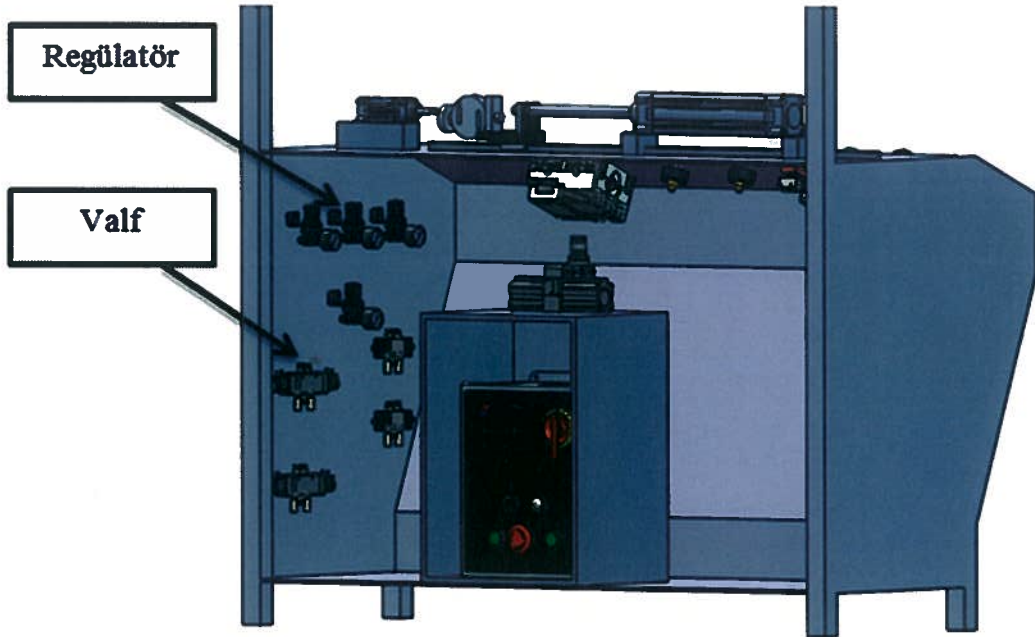
Pnomatik silindir test cihazında kullanılan elemanlar Şekil 4.1, Şekil 4.2, Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te belirtilmiştir.



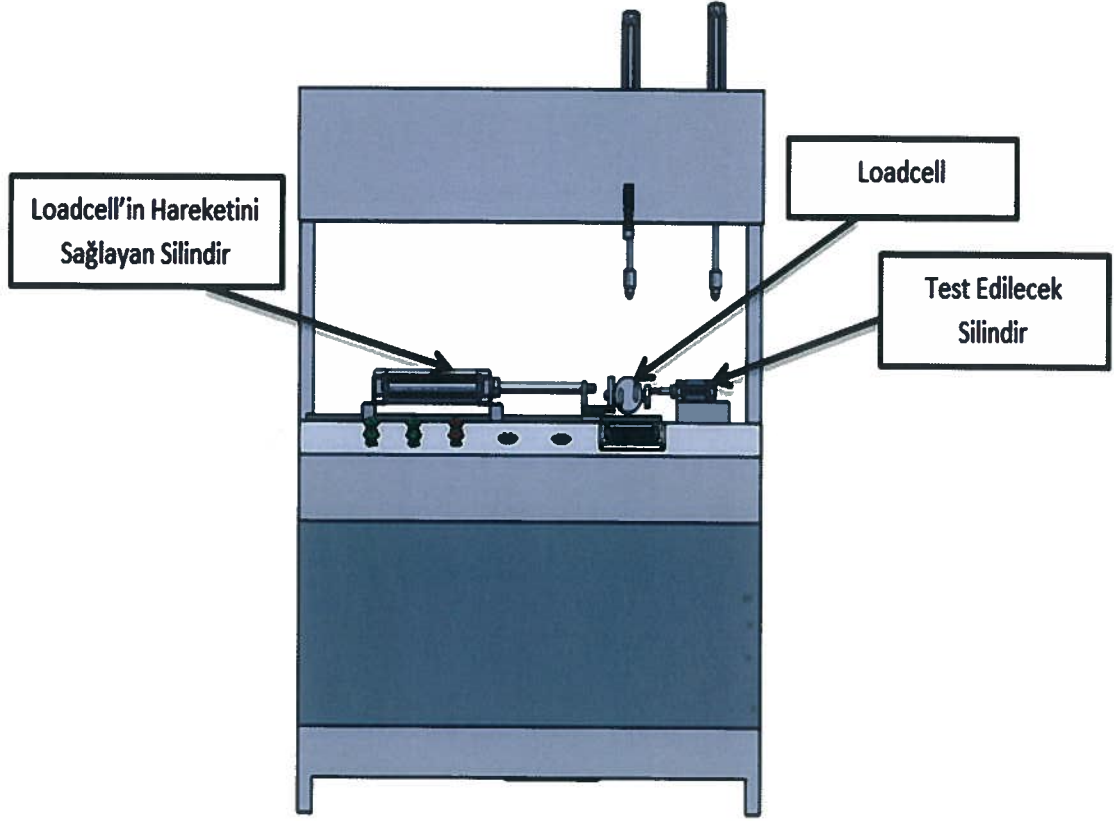
Şekil 4.1: Pnomatik silindir test cihazı tasarımı



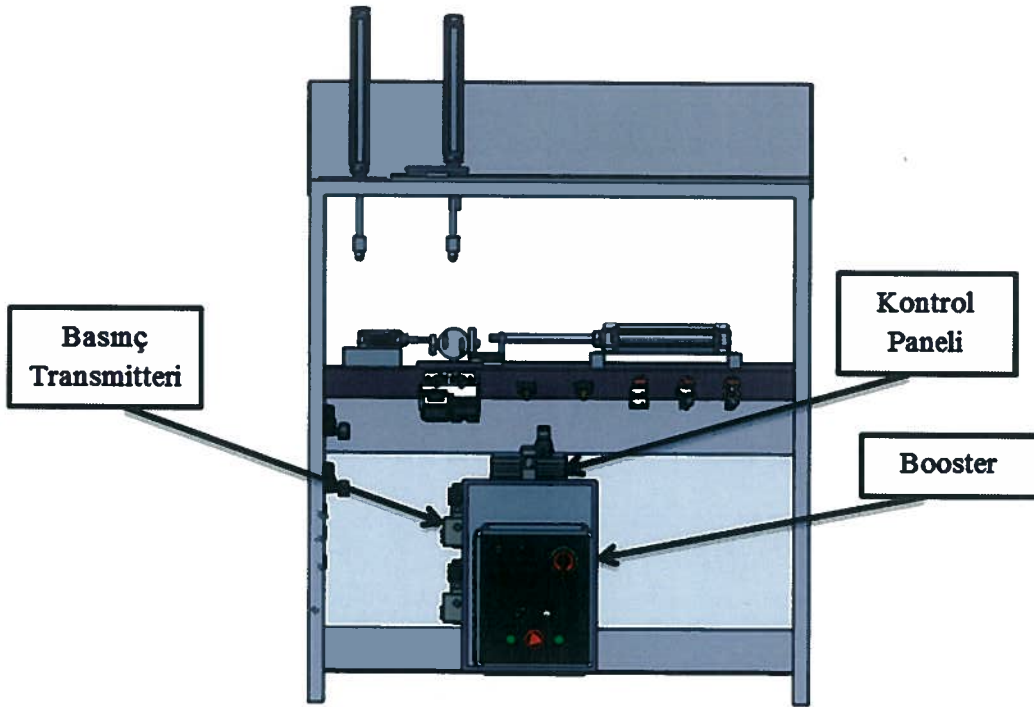
Şekil 4.2: Pnmatik silindir test cihazı elemanları-1



Şekil 4.3: Pnmatik silindir test cihazı elemanları-2



Şekil 4.4: Pnomatik silindir test cihazı elemanları-3



Şekil 4.5: Pnomatik silindir test cihazı elemanları-4

4.1.1 Sızdırmazlık Testi

Test makinasının devreye girmesi için start butonuna basıldığında ilk silindire 2 bar basınca sahip hava ilk silindire etki edecek ve sistem kendini kilitleyecektir. Bu kilitleme 10 saniye sürecek ve sistemin kapalı halde beklemesini sağlayacaktır. Burada amaç silindirin hava ile dolmasını beklemek ve silindirde bu basınç şartlarında hava kaçağı olup olmadığını görmektir. Bu işlem transmitter yardımı ile gerçekleşecektir.

Herhangi bir prosesteki değişimleri algılamak, o prosese yön verebilmek için ilk adımdır. Bu değişimleri elektronik bir ortamda kullanmak istiyor isek belirli bir hale sokmak gerekir. İşte tam bu noktada transmitter devreye girecek, algılanan değerlerin elektriksel karşılığını verecektir.

Bir çok proses değişkeninden biri de basınçtır. Basınç sıvı ve gazlar moleküler etkileşim nedeniyle içinde buldukları kabın birim yüzeyine uyguladığı kuvvet olarak açıklanabilir. Bu değişkenin kontrol edilebilmesi için ölçülebilir olması gerekmektedir.

Basıncın ölçülmesini sağlayan sensörlere basınç sensörleri denilmektedir. Şekil 4.6'da gösterilen transmitter ise ölçülen basıncın büyüklüğünü veya değişimini standart bir elektriksel değere çevirmektedir.

Eğer kaçak var ise transmitter sisteme uyarı gönderecek ve ikaz lambasının yanmasını sağlayacaktır. Hava kaçağı yok ise sistem aynı işlemi 10 bar ile gerçekleştirecek ve bu basınçta silindirin transmitter ile kontrol edilmesi ile test tamamlanacaktır. Uygulamada kullanılan basınç şartlarının 2 bar ve 10 bar olması pnomatik sistemlerin çalışacağı minimum ve maksimum basınçlar olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.6: Basınç regülatörü [13]

4.1.2 Kuvvet Testi

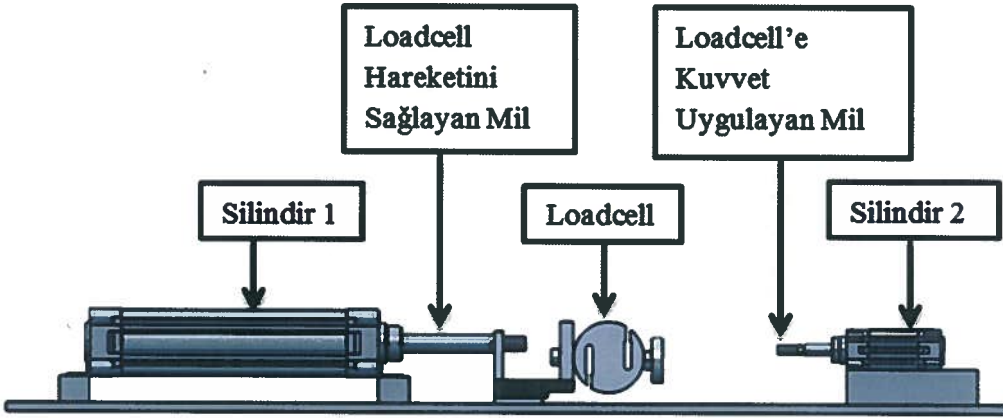
Test makinasında kuvvet testi yapmadan önce sistemde bazı parametrelerin belirlenmesi gereklidir. Bunlar sistemin basıncı, silindirin toplam vuruş sayısı ve loadcell kayıt aralığıdır. Bu parametreler girildikten sonra start butonuna basılması ile sistem çalışmaya başlayacaktır. Sistemde ayarlanan basınçta, girilen silindirin toplam vuruş sayısında silindir hareket edecektir. Silindirin vuruş hızı 1 vuruş/sn 'dir.

Start butonuna basılması ile PLC ile programlanan sistem devreye girecektir. Silindiri ileri yönde hareket ettirecek valfe gelen hava vasıtasıyla silindir mili stroğunu tamamlayacak ve geri dönecektir. Aynı işlem girilen devir sayısı kadar tekrar edecektir. Ancak sistemde her döngüde kuvvet ölçümü yapılmayacaktır. Ömür testlerinde yüksek devir sayıları olduğundan dolayı her döngüde kuvvet ölçümünün yapılması gereksiz kayıtlar ile belleği doldurmasının yanı sıra yük hücresinin yorulmasına neden olacak ve ömrünü kısaltacaktır. Bu yüzden örnekleme yöntemi kullanılarak belirlenen yöntemle 1000 devirde 5 kez yük hücreğine kuvvet uygulanacaktır. Yük hücresinin konumu ölçüm yapılmayacak zamanlarda Şekil 4.7' deki gibi silindir milinin etki etmeyeceği konumda kalacaktır. Kuvvetin kayıt edileceği döngülerde 2 numaralı silindire etki edecek valfe sistem hava verecek ve 2 numaralı silindir stroğu boyunca ileri gidecektir. Test edilen piston 5 devir boyunca stroğunu her tamamladığında Şekil 4.8' deki gibi yük hücreğine kuvvet uygulayacaktır. Yük hücresi uygulanan kuvvetleri ölçecek ve PLC ölçülen bu değerleri kaydetmemizi sağlayacaktır. Yük hücreğine kuvvet uygulanan bu 5 devir

tamamlandığında yük hücresinin bağlı olduğu pistonun milini geri çekecek valfe hava gelecek, sıradaki 1000 devir boyunca loadcell ile test edilen silindirin teması kesilecektir. Bu döngü sisteme girilen devir sayısı boyunca bu şekilde devam edecektir.



Şekil 4.7: Kuvvet testi



Şekil 4.8: Kuvvet testi elemanları

Loadcell (yük hücresi) temelde; tüm yük hücreleri mekanik hareketi, elektriksel sinyale çevirecek şekilde tasarlanmaktadır. İdeal tip yük hücresi, yalnızca dış etkiyle meydana gelen zorlama sonucu hücredeki şekil değişikliğini elektriksel dirence çevirendir. Bununla beraber uygulamalarda çevre sıcaklığı, malzemedeki imalat kusurları, yük hücresinin altındaki yüzeye olan yapışma miktarı ve metalin stabilitesi, yük hücresinin elektriksel direncinin değişimini etkilemektedir [14].

Masaüstü deney cihazında kullanılan S tipi yük hücresi örneği Şekil 4.9' da verilmiş olup; %0.02 maksimum hata ile 1000kg'lık yük ölçme kapasitesine sahiptir. S-tipi yük hücresi kullanılarak numunede etkili olan yük, zamana bağlı olarak ölçülür [14].



Şekil 4.9: S tipi loadcell [14]

Yük hücresinin buradaki görevi; silindirin uyguladığı kuvveti ölçmektir. Bu görevini başlangıçta sisteme girilen kayıt aralığında gerçekleştirecektir. Bu sayede silindirin normal şartlarda uygulayacağı kuvvet hesaplanabilir olduğundan, silindirde herhangi bir sorun olup olmadığı loadcell yardımı ile elde edeceğimiz verilerle karşılaştırma yapılarak görülebilecektir.

Silindirde oluşabilecek; sızdırmazlık elemanının aşınması, milde meydana gelebilecek burkulma gibi sorunlara silindirin yük hücreğine etki ettiği kuvvetin toleranslar dışına çıkması ile ulaşılmaktadır. Eğer Loadcell yardımıyla kaydedilen kuvvet verilen tolerans aralığındaysa silindirin herhangi bir elemanında sorun olmadığı anlaşılacaktır. Ancak kaydedilen kuvvet değerleri verilen tolerans aralığının dışına çıkarsa silindirin elemanlarının incelenmesi ve farklı elemanların kullanılması gerektiği anlaşılacaktır.

Deney aşamasında kuvvet testinde 32mm çapında silindir seçilmiştir. Seçilen strok mesafesi ise 25mm 'dir. Kısa strok mesafesine sahip silindirin seçilmesinin sebebi deney süresini kısaltmaktır. Strok mesafesi silindir ömründe burkulmada etkilidir. Seçilen strok değeri burkulmaya etki etmeyecek kadar kısa olduğundan dolayı burkulma etkisi dikkate alınmamıştır.

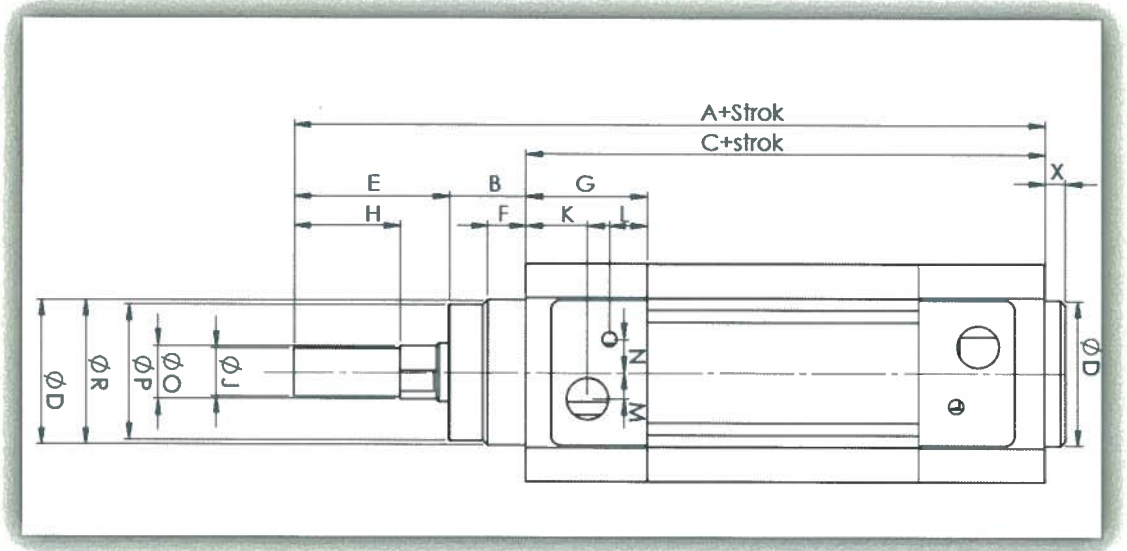
Deney aşamasında belirlediğimiz diğer bir sabit sistemin basıncıdır. Pnömatik silindirlerin standart çalışma aralığı 0,6 ile 12 bar arasındadır. Bu aralıkta seçilen değer 5 bar 'dir.

Silindirler bazı makinalar haricinde genellikle oda sıcaklığında çalışmaktadır. Dayanabilecekleri sıcaklık aralığı ise -20 ile +80°C arasındadır. Özel durumlar için özel malzemelerin kullanıldığı özel silindirler imal edilmektedir. Bu yüzden testi oda sıcaklığında yapmak doğru sonuçlar için yeterli olacaktır.

5. PNOMATİK PİSTONLARIN BOYUTLANDIRILMASI

5.1 Tasarımda Boyutlandırma İşlemi

Silindir tasarımında dikkat edilecek birinci husus silindirin ölçülendirilmesidir. Bu ölçülendirme işlemi ile ilgili standartlar ISO 6431 'de verilmiş olup, proje konusu olan alüminyum gövdeli yastıklı pnomatik silindir ile ilgili ölçü standartları Şekil 5.1 ve Tablo 5.1 ve Tablo 5.2' de gösterilmiştir.



Şekil 5.1: Manyetik yastıklı silindir ölçü standartları

Tablo 5.1: ISO 6431 Silindir ölçü standartları

Çap(mm)	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
32	142	16	94	30	32	10	25	22	17	M10 X 1,25
40	159	20	105	35	34	10	29,5	24	17	M12 X 1,25
50	175	27	106	40	42	10	32	32	23	M16 X 1,5
63	190	26	122	45	42	10	36	32	23	M16 X 1,5
80	214	35	127	45	52	10	37	40	26	M20 X 1,5
100	229	40	137	55	52	10	39	40	26	M20 X 1,5
125	276	45	157	60	74	12	45	54	40	M27 X 2

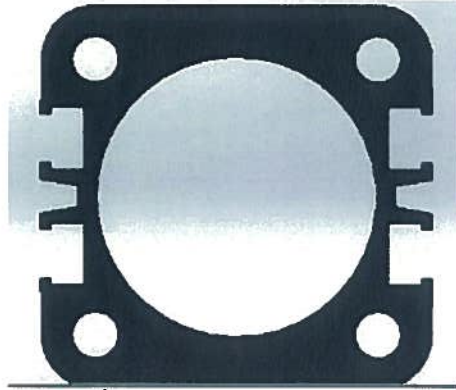
Tablo 5.2: ISO 6431 Silindir ölçü standartları (devamı)

Çap(mm)	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	Z1
32	15	G 1/8	5	3	6,5	45	32,5	12	10	28	4	46	58,7	21
40	17,5	G ¼	7	3	7	52	38	16	13	33	4	53,7	68	21
50	21	G ¼	7	3	9	65	46,5	20	17	38	4	65,8	84,5	23
63	23	G 3/8	8	5	9	76	56,5	20	17	40	4	79,9	99,6	23
80	24	G 3/8	10	5	12	94	72	25	22	43	5	101,8	123,8	29
100	26	G ½	10	5	14	112	89	25	22	47	6	125,9	148,9	29
125	31	G ½	10,5	5	15	134	110	32	27	53,5	5	155	178	

Tabloda gösterilen standartlar dışında kalan ölçüler imalat yapan firmalara göre değişim göstermektedir. Burada mühendislik çalışmaları devreye girmekte, imalatı yapacak firmanın silindirin dayanıklılığından ödün vermeden minimum maliyette imal edilebilecek tasarımı yapması gerekmektedir.

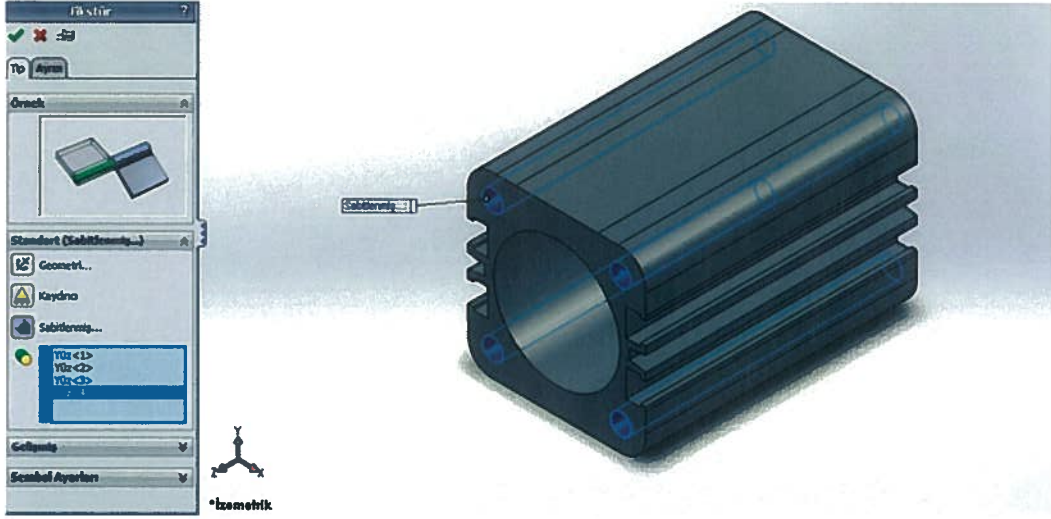
5.1.1 Silindir Gövde Optimizasyonu

Tasarımın devreye girebileceği en etkili kısım silindir gövdesidir. Burada maliyet açısından standartlara uygun silindir gövdesinin minimum malzeme kullanılarak imal edilmesi gerekmektedir. ISO 6431 ölçü standartlarına uygun tasarım Şekil 5.2 'de verilmiştir. Ancak tasarımda iyileştirme yapılmamış olması gereksiz maliyet kayıplarına sebep olacaktır. Silindir gövdesi malzemesi alüminyum olup ekstrüzyon yöntemi ile imal edilmektedir.

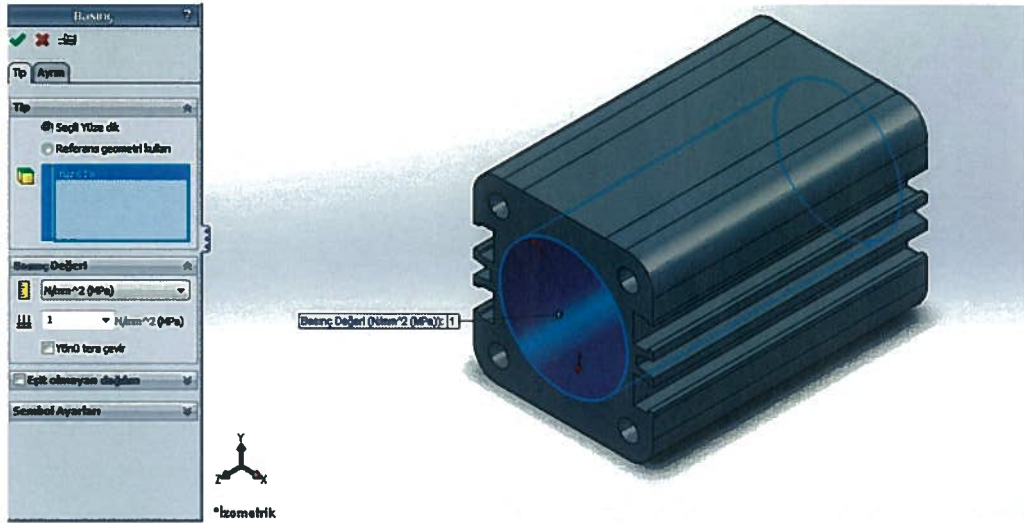


Şekil 5.2: İyileştirme yapılmamış silindir

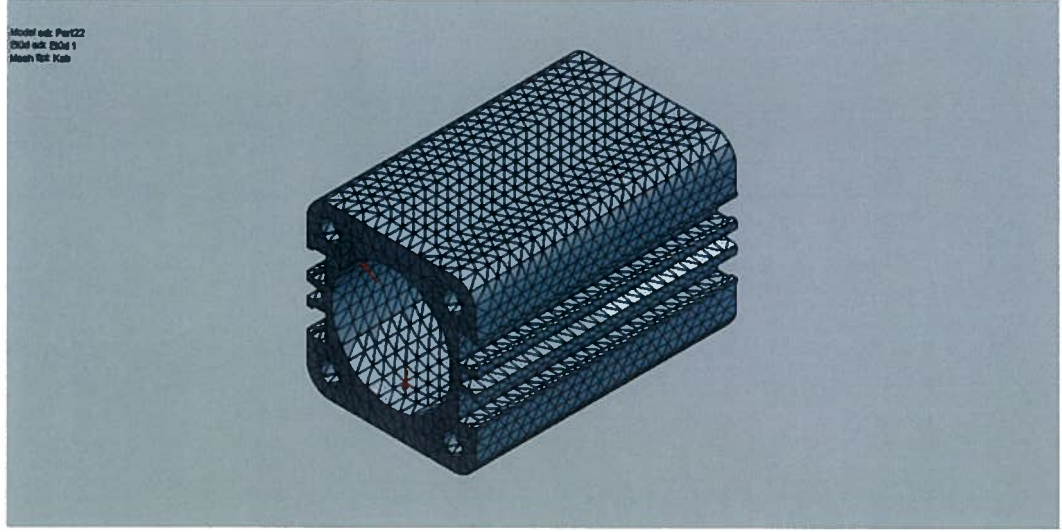
Uygun optimizasyonun yapılabilmesi için öncelikle malzemenin statik analizinin yapılması gerekmektedir. Silindir gövdesi; ön kapak ve arka kapak ile montaj işleminin gerçekleştiren silindir bağlantı saplamları için var olan deliklerden sabitleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Ardından silindir gövdesi iç yüzeyine 1MPa basınç uygulanmıştır. 1MPa (10 bar) basınç uygulanmasının sebebi pnomatik silindirlerin genellikle maksimum çalışma basıncının 10 bar olarak kullanılmasıdır. Analiz koşulları Şekil 5.3 ve Şekil 5.4 'te belirtilmiş olup mesh tipi Şekil 5.5 'te verilmiştir. Analiz esnasında Solidworks 2012 programı kullanılmıştır.



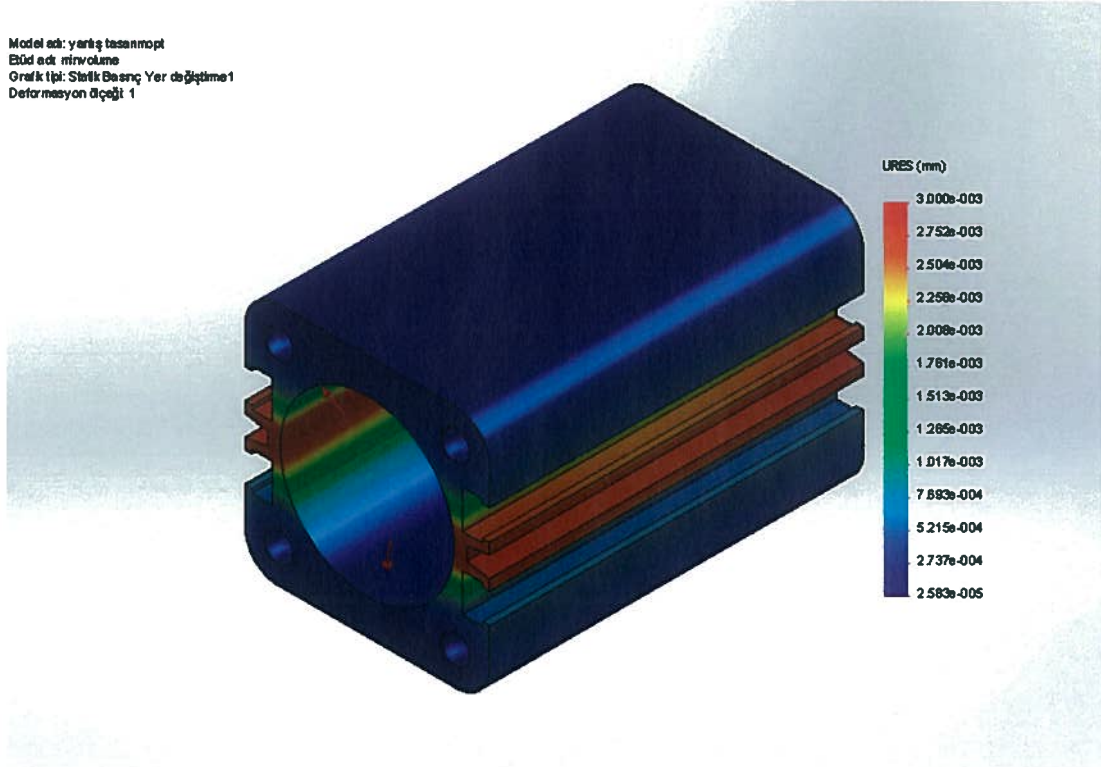
Şekil 5.3: Analiz için silindir gövdesinin sabitlenmesi



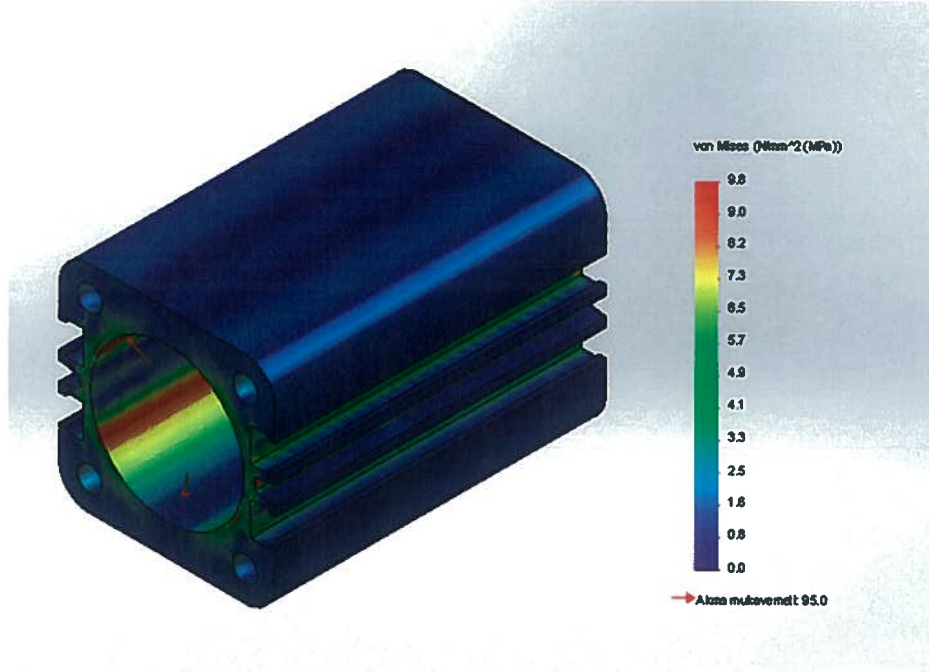
Şekil 5.4: Sabitlenen silindir gövdesine basınç uygulanması



Şekil 5.5: Mesh işleminin gerçekleştirilmesi



Şekil 5.6: Analiz sonucu (Yer değiştirme)



Şekil 5.7: Analiz sonucu (Statik düğüm stresi)

Şekil 5.6'da yer değıştirme analiz sonucu, Şekil 5.7'de statik düğüm stresi analiz sonucu verilmiştir. Bu sonuçlara göre silindir gövdesinin dış yüzeylerine doğru gerilimin çok düşük olduğu, hatta gerilim görülmediğı anlaşılmaktadır. Dolasıyla iyileştirme işlemleri yapılması ön görülmektedir.

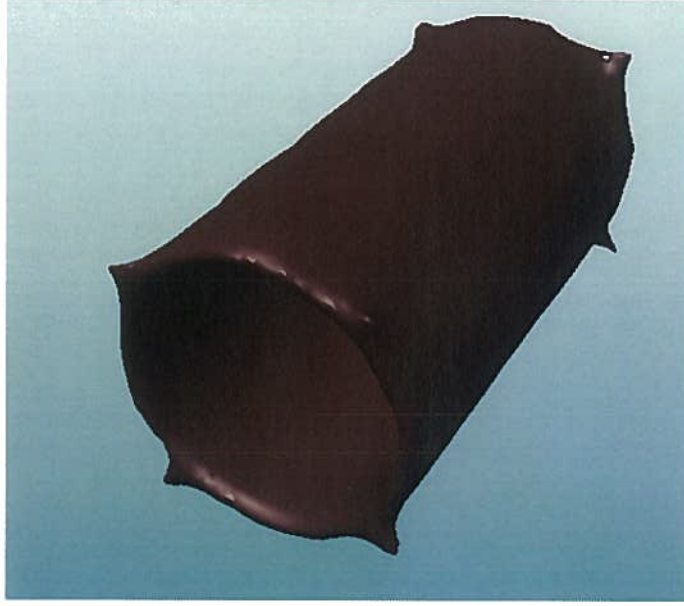
Topoloji optimizasyonu, üç boyutlu ortamda herhangi bir endüstriyel tasarımı oluşturan malzemenin yada malzemelerin en uygun dağılımını sağlayan bir optimizasyon yöntemidir.

Endüstriyel tasarımında optimizasyon hesaplarının hedefi aşağıdaki gibi sıralanabilir ;

- Hacmi küçültmek
- Dayanımı artırmak
- İşletme ömrüne artırmak
- İmalata uygunluk
- Gerilme yığılmalarını gidermek,
- Rijitliği artmak
- Ağırlığı düşürmek

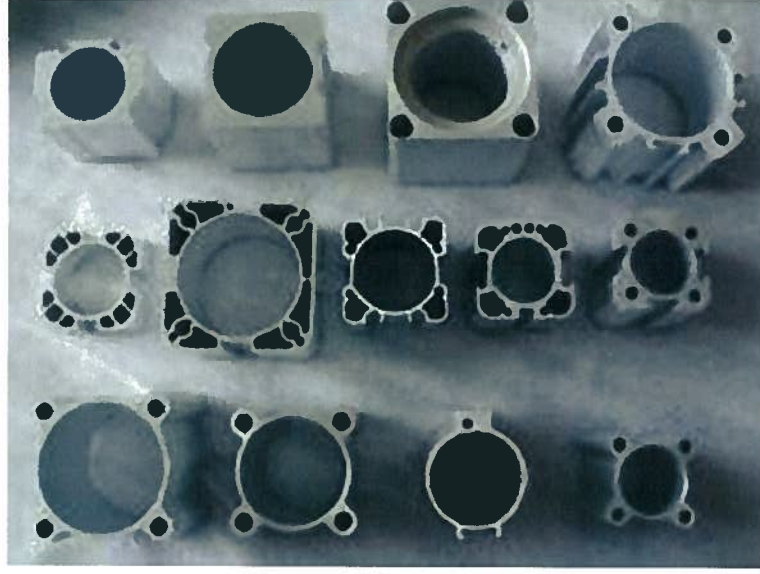
- Şekil değiştirme enerjisini azaltmak
- Tasarımlardan uygun olanın seçiminde
- Havalandırma, soğutma [15]

Ansys ile yapılan analiz sonuçlarında mavi olarak gösterilen kısımlarda gerilmenin yoğun olmadığı, bu kısımlarda optimizasyon yapılabileceği görölmektedir. Bu koşullarda SolidThinking/Inspired programı ile topoloji optimizasyonu gerçekleştirildiğinde elde edilen sonuç Şekil 5.8'de gösterilmiştir.

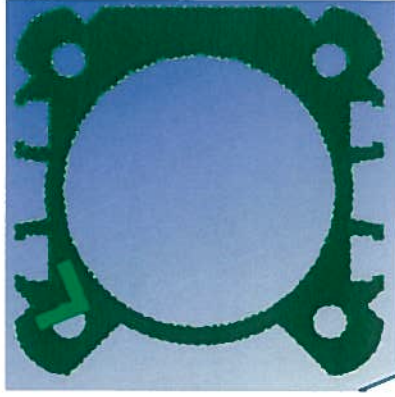


Şekil 5.8: Silindir gövdesi topoloji optimizasyonu sonucu

Optimizasyon sonucu gerilimin yoğun olduğu, optimizasyon yapılırken dikkat edilecek kısım Şekil 5.8'deki gibidir. Pnömatik silindir imaları yapan dünya genelinde çok sayıda firma vardır. Her bir firmanın imalatı kendine özgü olması gerektiğinden farklı bir tasarıma sahip olması gerekmektedir. Şekil 5.9'da farklı firmalara ait silindir tasarım örnekleri belirtilmiş olup tasarım yaparken var olan silindir tasarımlarının incelenmesi ve farklı, yeni bir tasarım oluşturulması gerekmektedir. Armatek Grup Ltd. Şti. ile yapılan çalışmalar sonucu silindir tasarımı Şekil 5.10'da görölmektedir. Şekil 5.10'da belirtilen tasarımda dayanıklılık ve standartların dışına çıkmadan iyileştirme yapılmış olması imalat aşamasında daha az malzeme kullanılmasını ve bu sayede silindirin daha ekonomik bir şekilde imal edilmesini sağlayacaktır.



Şekil 5.9: Farklı silindir gövde tasarımları



Şekil 5.10: İyileştirme yapılmış silindir

5.2 Model

Şekil 5.11 ve şekil 5.12’de üzerinde analizi gerçekleştirilen pistonun montaj resmi ve iç kısımdaki keçe ve mil kombinasyonunun resmi görülmektedir.



Şekil 5.11: Alüminyum gövdeli manyetik yastıklı silindir



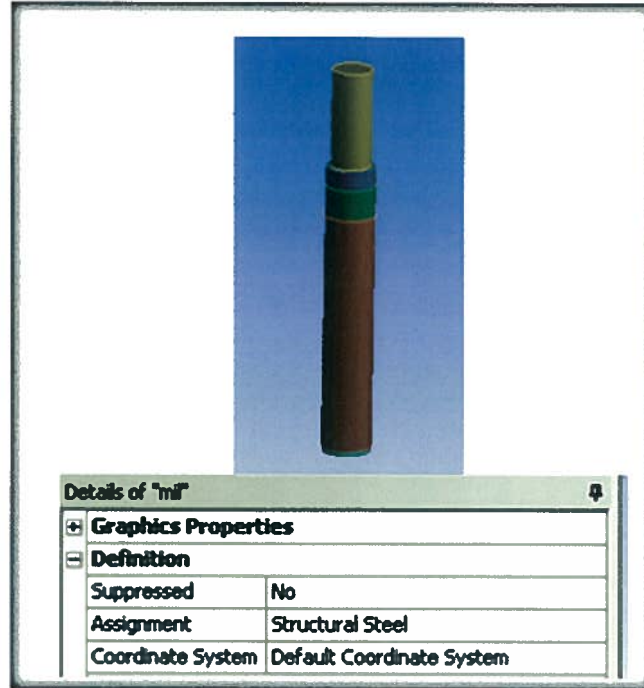
Şekil 5.12: Keçe mil montajı

5.3 Malzeme Özellikleri

Solidworks 2012 programı ile tasarımı gerçekleştirilen modeller Ansys Workbench 12.1 programı içerisine aktarılmış ve malzeme özellikleri Şekil 5.13, Şekil 5.14 ve Şekil 5.15 'te belirtildiği üzere girilmiştir.

Şekil 5.13'te belirtilen mil yoğun olarak kullanılan sert krom kaplı mil özelliği baz alınacak Ck 45 çelik kalitesinde seçilmiştir. Sızdırmazlık elemanları malzemesi nitril olarak seçilmiş olup Şekil 5.14'te gösterilmektedir. Mil ve sızdırmazlık elemanlarında analiz esnasında dikdörtgen mesh yapısı ve uygun gerilme dağılımı elde etmek için keçe ve mil montajı sweep method ile uygun geometrilere bölünmüştür.

Silindir gövdesi, ön ve arka kapakların malzemesi ise alüminyum olarak programa girilmiştir. Silindir gövdesi ön ve arka kapakların modeli Şekil 5.15'te belirtilmiştir. Alüminyum gövde, ön ve arka kapaklar; keçe mil montajına göre daha karmaşık bir yapıya sahip olduklarından dolayı tetrahedral yapıdan korumak için hexdominant yapıya sahiptir. Tetrahedral yapı, hexdominant yapıya göre daha fazla eleman sayısına sahiptir ve analiz süresi daha uzun sürmektedir.



Şekil 5.13: Mil özellikleri



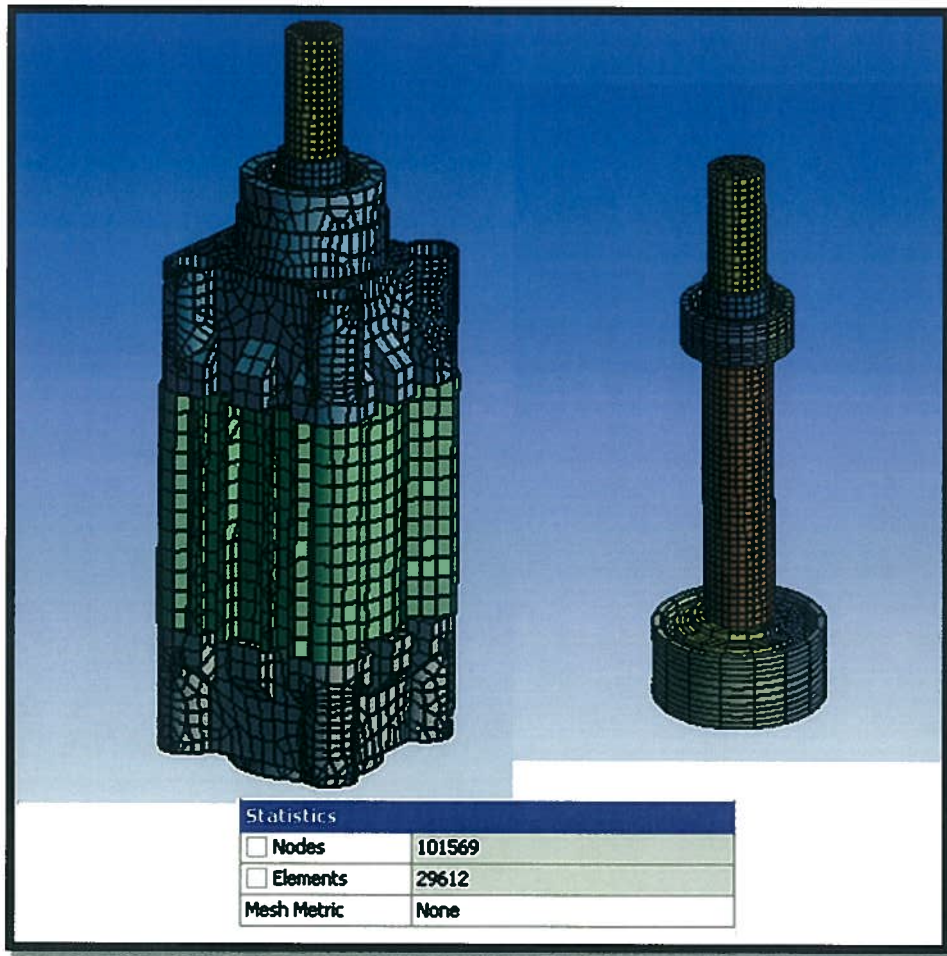
Şekil 5.14: Keçe özellikleri



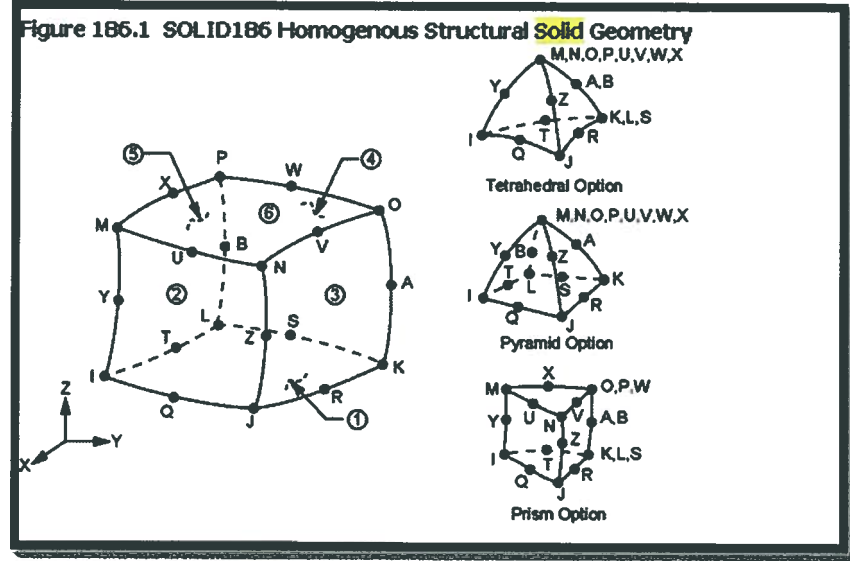
Şekil 5.15: Alüminyum gövde özellikleri

5.4 Sonlu Eleman Modeli

Şekil 5.16'da görülen sonlu eleman modelleri Şekil 5.17'de verilen SOLID186 eleman tipi ile gerçekleştirilmiş olup 29612 eleman ve 101569 düğüm noktası ile çalışılmıştır. Bu eleman tipi 20 nodedan oluşmuş olup quadratik eleman tipidir lineer ve nonlinear uygulamalar için uygun bir eleman tipidir. Tüm bileşenler arasına bonded kontak atılmış ve tüm sınır koşulları girilmiştir. Analiz montaj halinde tüm parçalar için aynı anda gerçekleşmiştir.

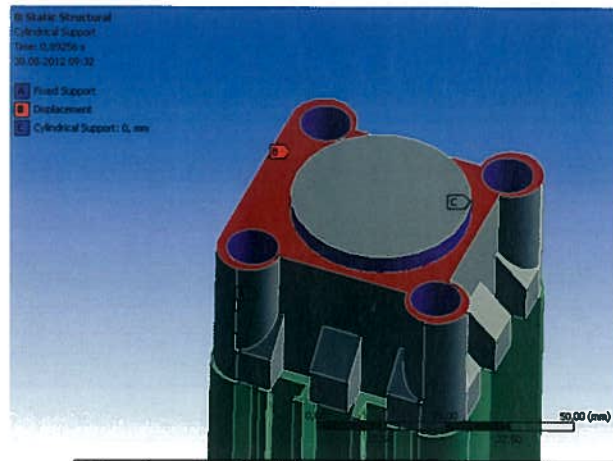


Şekil 5.16: Silindirin ve keçe-mil montajının analizi



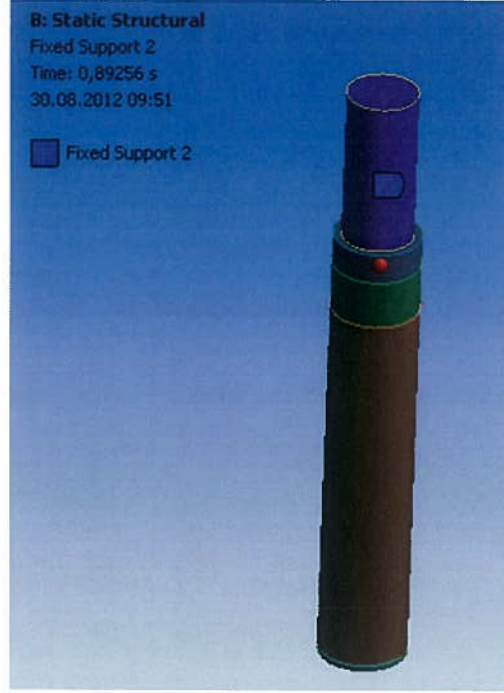
Şekil 5.17: Homojen yapıda solid geometri

Şekil 5.17’de belirtilen homojen yapıda solid geometri eleman tipi ayrıca geçiş elemanlarına dönüşebilmektedir. Yani düzgün geometrik yapıya sahip olmayan geometrilerde dış yüzeyleri kare şeklindeki elemanlarla geçip iç yüzeydeki elemanların dönüşümünü tetrahedral yapıya dönüştürür. Bu sayede dış yüzeylerdeki gerilme dağılımları Şekil 5.18’de görüldüğü üzere düzgün bir şekilde elde edilmektedir.



Şekil 5.18: Kapak sınır koşulları

5.5 Sınır Koşulları



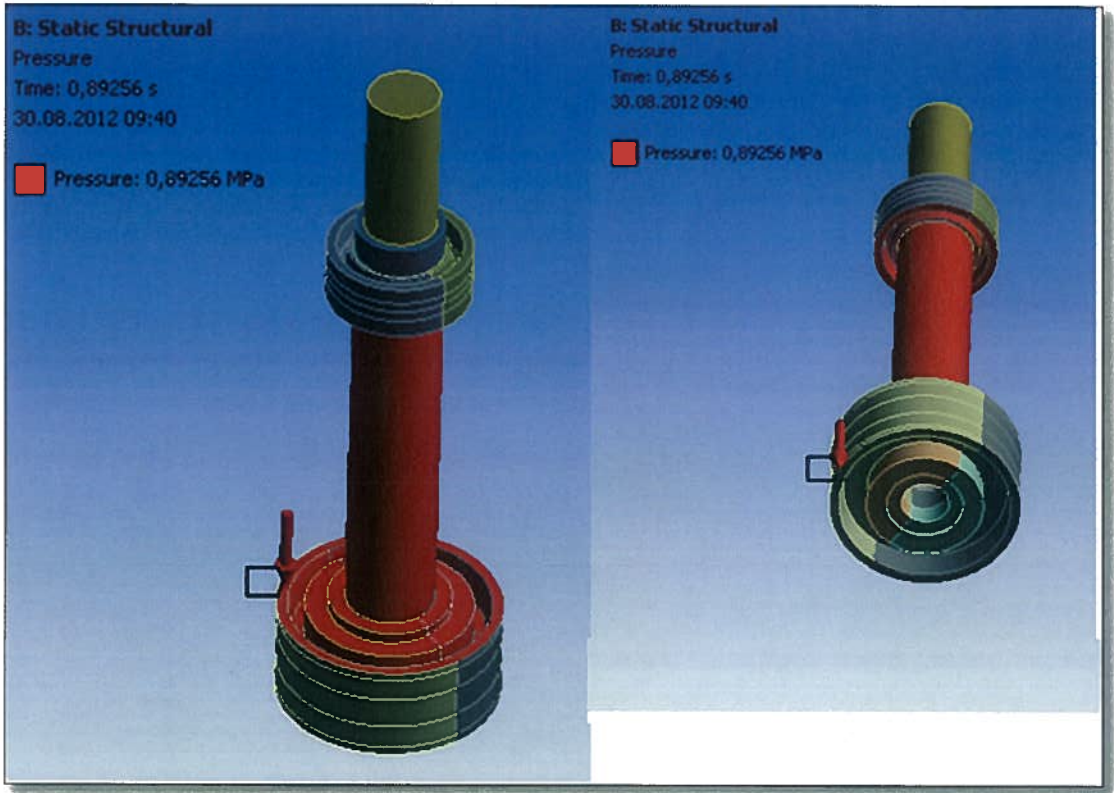
Şekil 5.19: Mil sınır koşulları

Şekil 5.19'da görülen mil sınır koşulları;

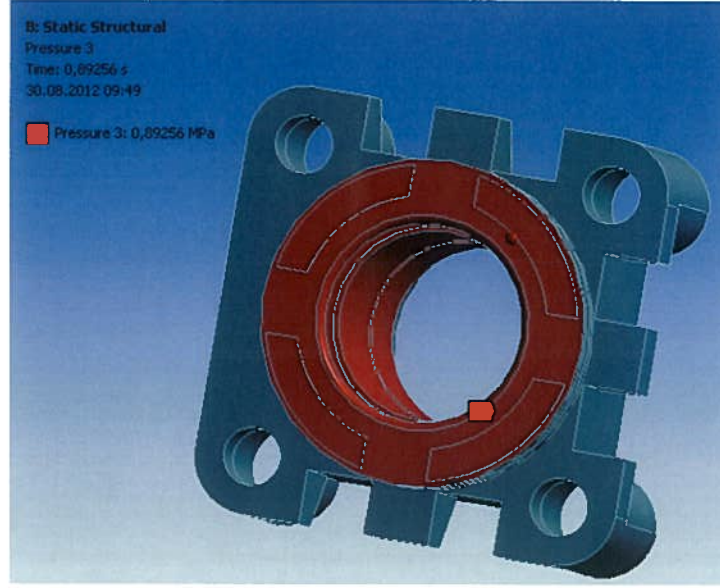
- Alt tablanın civatalarla bağlı olduğu yüzeyleri tüm doğrultulardaki hareketini engelleyecek şekilde kısıtlanmıştır.
- Pistonun tablaya oturduğu yüzey, normali doğrultusunda hareket etmeyecek şekilde kısıtlanmıştır.
- Silindirik şeklindeki parçanın tablaya teması olan yan yüzeyleri tutulmuştur.
- Milin parçaya teması olan bölgenin tüm doğrultulardaki hareketi kısıtlanmıştır.

5.6 Yüklemler

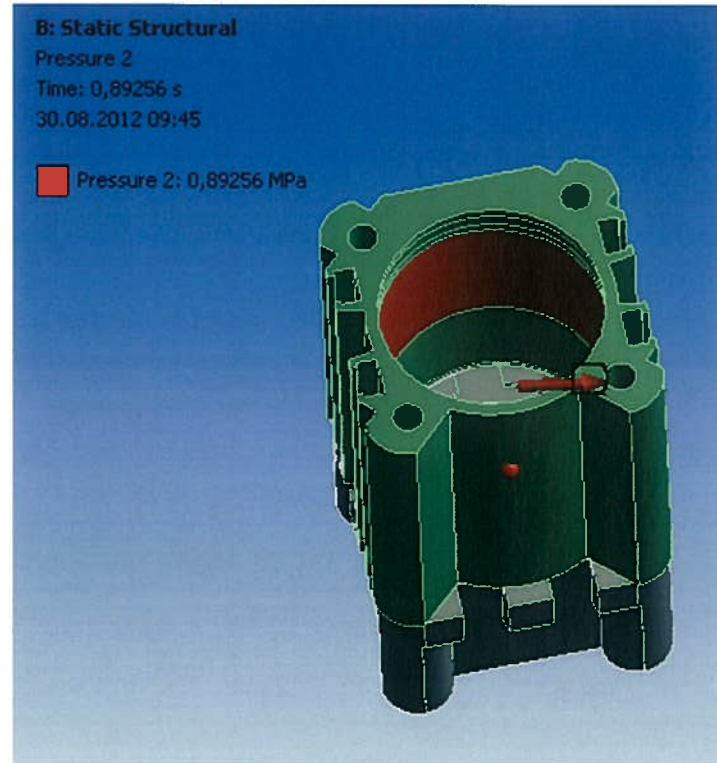
- Şekil 5.20’de görülen iki keçe arasında hava ile teması olan tüm yüzeyler seçilerek bu bölgelere 10 bar (1MPa) basınç uygulanmıştır.
- Şekil 5.21’de görülen üst kapağın hava ile teması olan yüzeyler seçilerek 1 MPa basınç uygulanmıştır.
- Şekil 5.22’de gövdenin hava ile temasta olan yüzeyine 1 MPa’lık basınç uygulanmıştır.



Şekil 5.20: Keçe mil montajı yüklemeler



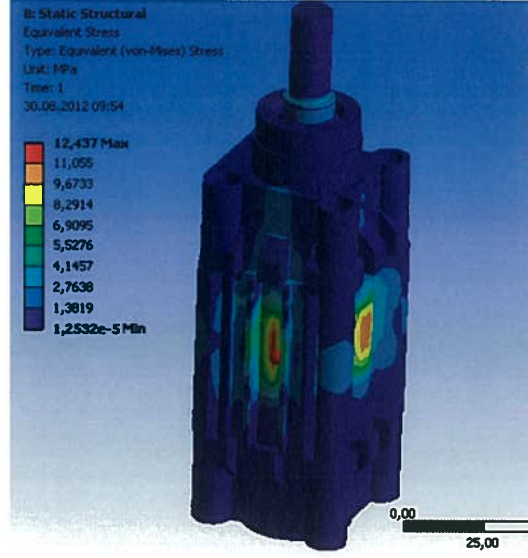
Şekil 5.21: Kapak yüklemeler



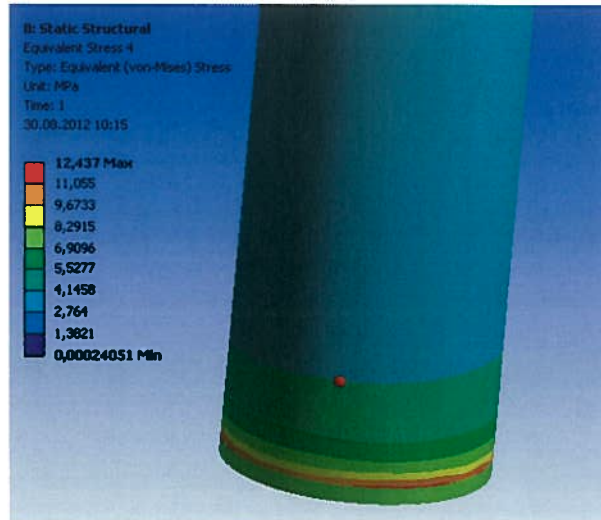
Şekil 5.22: Gövde yüklemeler

5.7 Sonular

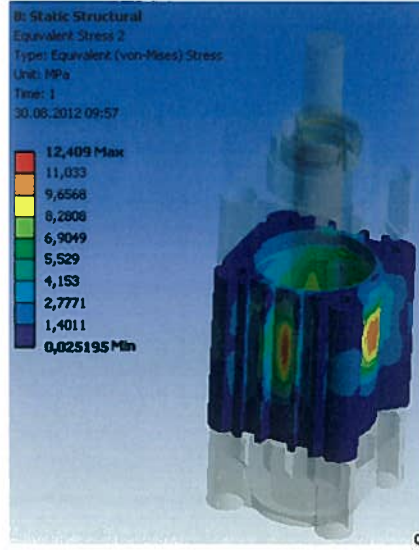
5.7.1 Von Mises Gerilmeleri



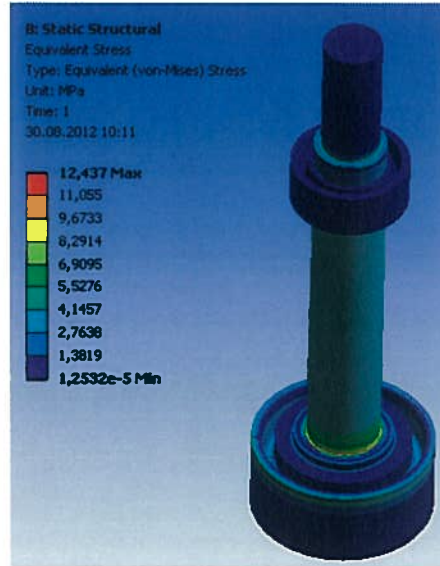
Şekil 5.23: Montajda von Mises stress sonuçları



Şekil 5.24: Milde von Mises sonuçları



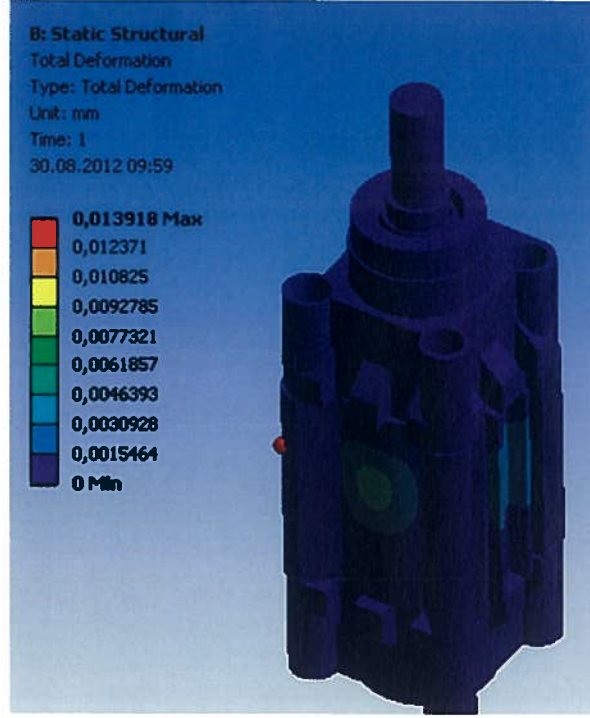
Şekil 5.25: Gövdede von Mises sonuçları



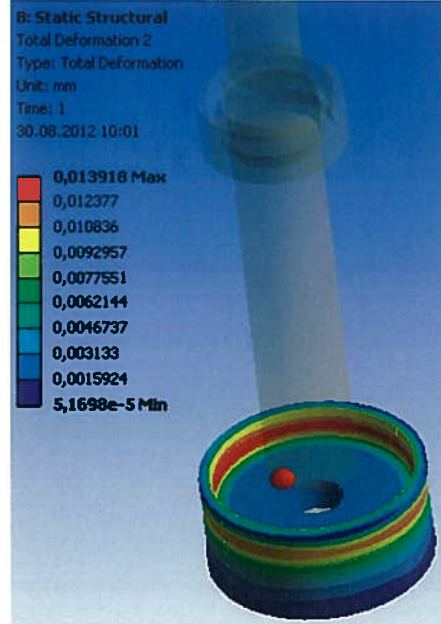
Şekil 5.26: Keçe mil montajı von Mises sonuçları

Şekil 5.23, Şekil 5.24, Şekil 5.25 ve Şekil 5.26’da silindir montajı ve elemanlarının optimizasyon sonrası von Mises gerilme sonuçları verilmiştir. Mevcut sınır koşulları ve yükler uygulandığında yapının bütününde oluşan maksimum gerilme yaklaşık olarak 12.5 MPa’dır ve milin tablaya bağlandığı bölgede meydana gelmektedir.

5.7.2 Toplam Deformasyon



Şekil 5.27: Montajda toplam deformasyon



Şekil 5.28: Keçede hesaplanan toplam deformasyon

Şekil 5.27 'de silindir montajında meydana gelen toplan deformasyon, Şekil 5.28'de ise keçede hesaplanan toplam deformasyon belirtilmiştir.Yapının toplam deformasyonunun yaklaşık olarak 0.014 mm olarak gerçekleştiği ve bu değerin piston keçesinin iç bölgesinde oluştuğu gözlemlenmiştir.

5.7.3 Burkulma

	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Load Multiplier
1	1.	124,84
2	2.	187,08

Şekil 5.29: Ansys ekranı burkulma sonucu

Yapılan statik analizin sonuçları ön yükleme olarak verilen burkulma analizi sonucunda sistemin burkulmaya maruz kalması beklenmemektedir. Yandaki tabloda da görüldüğü üzere uygulanan yükün Şekil 5.29'da Ansys programından alınan ekran görüntüsünde görüldüğü üzere yaklaşık olarak 125 katı uygulandığında ancak burkulma olması beklenmektedir.

6. GTEC LTT500AN SERİSİ SIZDIRMAZLIK TEST CİHAZI İLE PNOMATİK SİLİNDİRİN ÖMÜR TESTİ SONRASI SIZDIRMAZLIK TESTİ



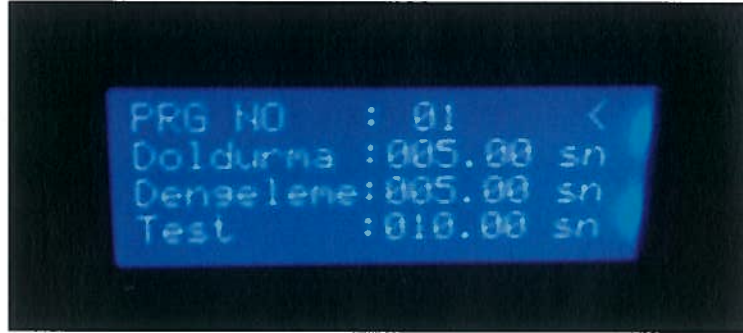
Şekil 6.1: GTEC Sızdırmazlık test cihazı

Şekil 6.1’de görülen GTEC LTT 500 AN Serisi sızdırmazlık test cihazı ile PLC, PC vb. gereksinim duymadan harici I/O veya tuş takımını üzerinden çalıştırma imkanı ile 10mbar-10Bar basınç ölçüm aralığında; 0.01 mbar hassasiyetinde basınç düşümlü kaçak testleri yapılabilmektedir.

Sızdırmazlık testi Şekil 6.2’de görülen 10mbar-30mbar basınç aralığında, 5sn doldurma süresi, 5 sn bekletme süresi, 10 sn bekletme süresi olmak üzere toplam 20 sn’ de tamamlanmıştır. . Test süreci ile ilgili fotoğraflar Şekil 6.2, Şekil 6.3, Şekil 6.4 ve Şekil 6.5’te verilmiştir.



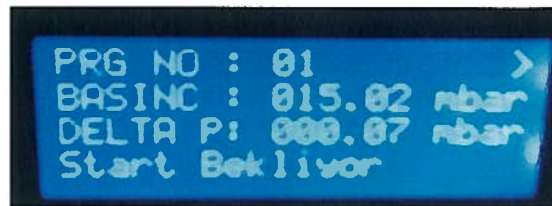
Şekil 6.2: Sızdırmazlık testi basınç aralıkları



Şekil 6.3: Test makinası çalışma süreleri



Şekil 6.4: Pnomatik silindir ile test makinası bağlantısı

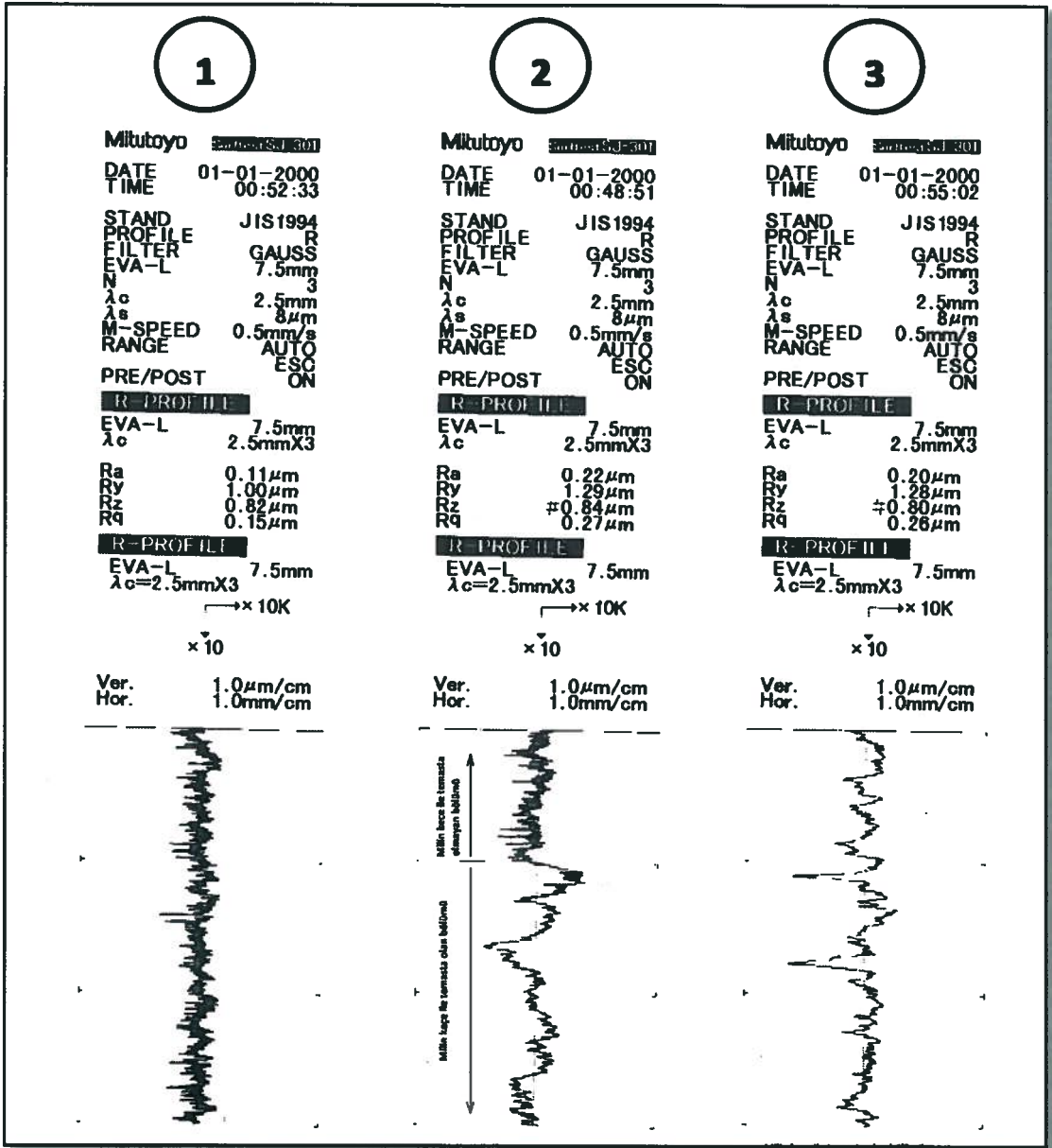


Şekil 6.5: Sızdırmazlık testi sonuçları

Bu şartlarda 15.02 mbar basınca ulaşılmıştır ve 0.07 mbar kaçak görölmüştür. 0.07 bar ihmal edilebilecek bir kaçak olup silindir sızdırmazlık testinden geçmiştir.

Test edilen silindirde ihmal edilebilecek kadar da olsa bir kaçak görölmektedir. Bu kaçak milde ve pnomatik silindirin diğer elemanlarında görölen deformasyondan kaynaklanmaktadır. Milde görölen aşınma etkisi aşağıda gösterilmiştir.

şekil 6.6'da mil yüzey pürüzlölüğü ölçümleri verilmiştir. 10 milyon yük tekrarı öncesi ve sonrası mil yüzeyinde meydana gelen aşınmalar aşağıdaki gibi görölmektedir. 1 no'lu sonuçta milin keçe ile temasta olan bölümü, 3 no'lu sonuçta milin keçe ile temasta olmayan bölümünün gösterimi yapılmıştır. 2'nolu sonuçta bu 2 değerin karşılaştırılması gerçekteşmiştir. Bu aşınma değerı arttıkça pnomatik silindirde meydana gelecek olan kaçak artacaktır.



Şekil 6.6: Mil yüzey pürüzlülüğü

7. İSTATİSTİKSEL PROSES KONTROL YÖNTEMİ İLE ÖMÜR TESTİ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

7.1 Giriş

Aluminyum gövdeli manyetik yastıklı çift etkili silindir üzerinde ömür testi çalışması, pnomatik silindir imalatı yapan ARMATEK GRUP LTD. ŞTİ. 'nde gerçekleşmiş olup pnomatik silindirlerin spesifikasyon ve kontrol limitleri içinde olup olmadığını izlemek amacıyla tasarlanan sistemin incelenmesini içermektedir. Kalite karakteristiği, 32 mm iç çapa sahip alüminyum gövdeli manyetik yastıklı pnomatik silindirin 6 bar basınç altında uyguladığı kuvvettir. İstatistiksel Proses Kontrol (İPK) metodolojisi kapsamında öncelikle ölçüm sisteminin yeterliliği analiz edilmiştir. İkinci aşamada üretim yeterliliği indisleri hesaplanmıştır. Ölçüm ve üretim sisteminin yeterliliği kanıtlandıktan sonra son aşamada da X-R kartlarının Microsoft Excel ortamında incelenmesi sağlanmıştır.

7.2 \bar{X} -R Kartının Hazırlanması

Kontrol diyagramları, testin kontrol altında ya da kontrol dışı olma durumunu kontrol etmektedir. Kontrol limitleri genel nedenlerden doğabilecek değişmelerin sınırlarıdır. Kontrol limitleri dışında çıkabilecek bir değer normal olmayan bir durumun habercisidir. Bu durumda operatör tarafından prosesin durdurulması gerekmektedir.

\bar{X} -R çizelgesi oluşturulurken izlenen adımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Kontrol çizelgesinde prosese ait bilgiler belirtilir.

Alt grup örnek büyüklüğü ve alt gruplar arası zaman aralığı belirlenir. Genelde alt grup örnek büyüklüğü 5 olarak alınır ve tüm alt gruplar için sabit kalmalıdır. Başlangıç aşamasında alt gruplar sık aralıklarla alınmalıdır. İleri aşamalarda alt gruplar arasında zaman periyodu büyütülebilir.

2. Belirlenen örnek büyüklüğü ve frekans dâhilinde ölçümleri yapılarak çizelgeye kaydedilir. Alt grup sayısı prosesteki büyük değişkenlikleri gösterecek şekilde minimum 25 olmalıdır.

Kuvvet testi için düzenlenecek \bar{X} -R kartları, yukarıda belirtilen 1. ve 2. kurallara göre 5'er örnek büyüklüğünden oluşan 25 alt grup seçilerek oluşturulacak ve toplamda 125 örnek büyüklük kullanılacaktır.

Kuvvet testinde 32mm iç çapa sahip pnomatik silindire 6 bar basınç etki edecektir. Bu şartlarda elde edilecek kuvvet aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

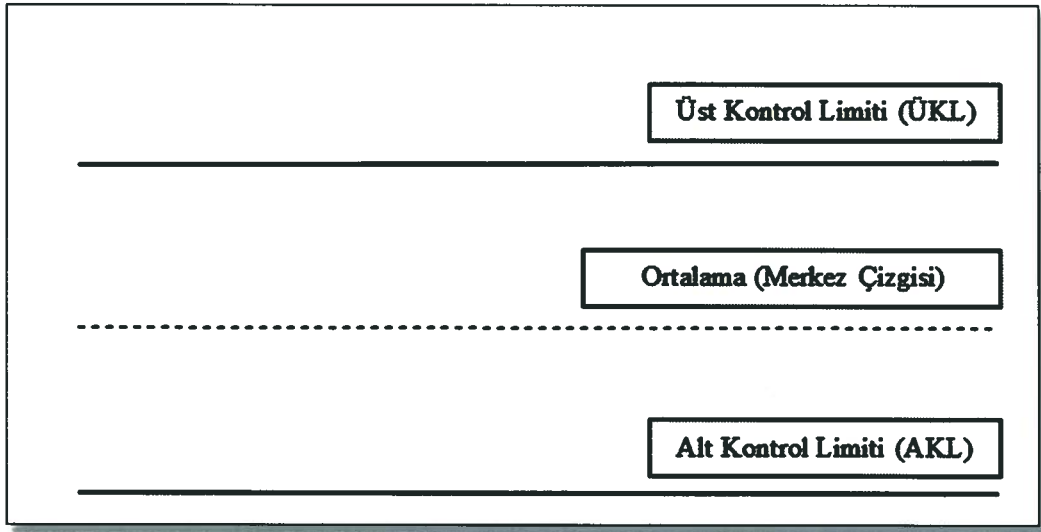
$$F = P * A$$

$$F = P * \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$F = 6 * \frac{\pi * 32^2}{4}$$

$$F = 48,25 \text{ daN}$$

Kontrol diyagramlarının Şekil 'de belirtilen yapıları gereğince üst ve alt kontrol limitleri bulunmaktadır. 32mm iç çaplı silindir için kuvvet limitleri hesaplanan kuvvet değerine göre üst kontrol limit 51daN ve alt kontrol limit 47 daN olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.1: Kontrol diyagramlarının yapısı

3. Her bir alt grup için ortalama (\bar{X}) ve aralık (R) değerlerini hesaplayarak çizelgeye kaydedilir.

$$\bar{X} = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_n}{n}$$

$$R = X_{max} - X_{min}$$

4. Kontrol limitleri hesaplanır.

$$\bar{\bar{X}} = \frac{\bar{X}_1 + \bar{X}_2 + \bar{X}_3 + \dots + \bar{X}_k}{k}$$

$$\bar{R} = \frac{R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_k}{k}$$

7.2.1.1 Değerlerin Elde Edilmesi

Şekil 7.3 'de görülen Pnomatik silindir test makinasında kullanılan yük hücresi vasıtasıyla elde edilen kuvvet değerleri frekansiyel olarak kaydedilmiştir. Frekansiyel kayıt işlemi yük hücresinde yorulmaya neden olmadan değerlerin kaydedilmesi için büyük önem taşımaktadır. 10 milyon devir yapan pnomatik silindirde 999 devirde bir kayıt işlemi gerçekleşmektedir. SPC kartında kullanılmak üzere elde edilen verilen Tablo 7.1'de verilmiştir.



Şekil 7.2: Pnomatik silindir test makinası

Date	COUNT	POWER
27/10/12	4808188	50.
27/10/12	4805191	50
27/10/12	4804192	49
27/10/12	4803193	50
27/10/12	4802194	49
27/10/12	4801195	50
27/10/12	4798198	49
27/10/12	4794202	49
27/10/12	4793203	50

HEDEF SAYAC
500000C
data sil
reset

10/27/12

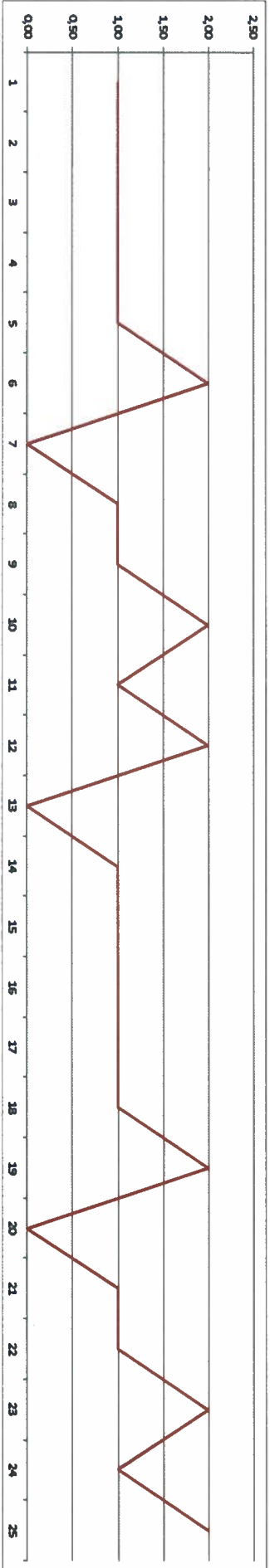
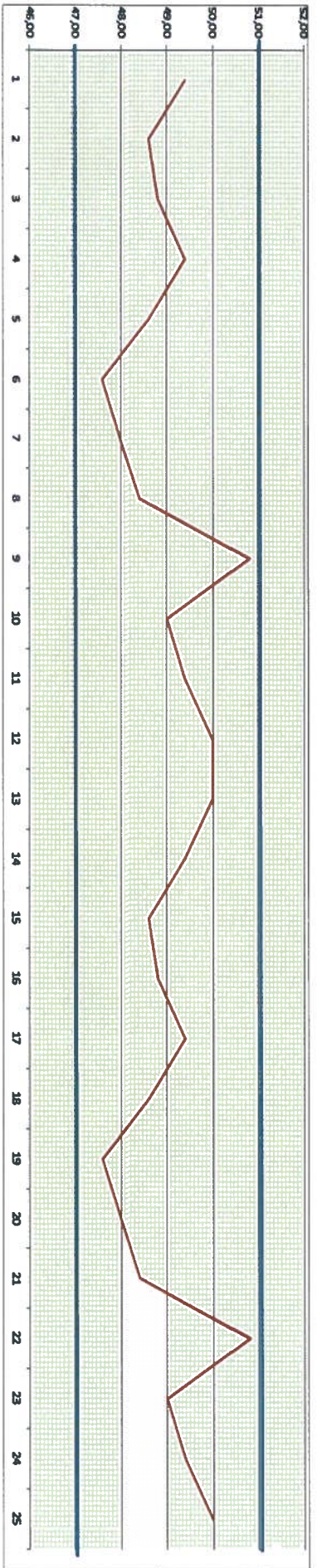
ANA MEN SAYAC ***** GÜÇ 0 KAYIT ARALGI 999 yazd

Şekil 7.3: Test makinası panel ekranı

Tablo 7.1: Test makinasından elde edilen kuvvet değerleri

Devir Sayısı	Kuvvet Değeri	Devir Sayısı	Kuvvet Değeri	Devir Sayısı	Kuvvet Değeri
1	49	3204827	50	6409653	50
2	49	3204828	51	6810252	49
3	50	3204829	51	6810253	48
4	50	3605428	48	6810254	49
5	49	3605429	49	6810255	48
400604	49	3605430	49	6810256	49
400605	48	3605431	49	7210855	47
400606	49	3605432	50	7210856	48
400607	48	4006031	50	7210857	49
400608	49	4006032	49	7210858	47
801207	48	4006033	50	7210859	47
801208	49	4006034	49	7611458	48
801209	49	4006035	49	7611459	48
801210	49	4406634	51	7611460	48
801211	49	4406635	50	7611461	48
1201810	49	4406636	50	7611462	48
1201811	50	4406637	49	8012061	48
1201812	49	4406638	50	8012062	48
1201813	49	4807237	50	8012063	49
1201814	50	4807238	50	8012064	48
1602413	49	4807239	50	8012065	49
1602414	48	4807240	50	8412664	51
1602415	49	4807241	50	8412665	51
1602416	48	5207840	49	8412666	50
1602417	49	5207841	49	8412667	51
2003016	47	5207842	50	8412668	51
2003017	48	5207843	50	8813267	48
2003018	47	5207844	49	8813268	49
2003019	49	5608443	49	8813269	49
2003020	47	5608444	48	8813270	49
2403619	48	5608445	49	8813271	50
2403620	48	5608446	48	9213870	50
2403621	48	5608447	49	9213871	49
2403622	48	6009046	48	9213872	50
2403623	48	6009047	49	9213873	49
2804222	48	6009048	49	9213874	49
2804223	48	6009049	49	9614473	51
2804224	49	6009050	49	9614474	50
2804225	48	6409649	49	9614475	50
2804226	49	6409650	50	9614476	49
3204825	51	6409651	49	9614477	50
3204826	51	6409652	49		

Şekil 7.4: X-R Kontrol Grafikleri



Ölçüm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
X1	49,0	49,0	48,0	49,0	49,0	47,0	48,0	48,0	51,0	48,0	50,0	51,0	50,0	49,0	49,0	48,0	49,0	49,0	51,0	48,0	48,0	51,0	48,0	50,0	51,0
X2	49,0	48,0	49,0	50,0	48,0	48,0	48,0	48,0	51,0	49,0	49,0	50,0	50,0	49,0	48,0	49,0	50,0	48,0	48,0	48,0	51,0	49,0	49,0	50,0	50,0
X3	50,0	49,0	49,0	49,0	49,0	47,0	48,0	49,0	50,0	49,0	50,0	50,0	50,0	50,0	49,0	49,0	49,0	49,0	51,0	48,0	49,0	50,0	49,0	50,0	50,0
X4	50,0	48,0	49,0	49,0	48,0	49,0	48,0	48,0	51,0	49,0	49,0	50,0	50,0	50,0	48,0	49,0	49,0	48,0	47,0	48,0	51,0	49,0	49,0	49,0	49,0
X5	49,0	49,0	49,0	50,0	49,0	47,0	48,0	49,0	51,0	50,0	49,0	50,0	50,0	49,0	49,0	49,0	50,0	49,0	47,0	48,0	51,0	50,0	49,0	49,0	50,0
TOPLAM	247,0	243,0	244,0	247,0	243,0	238,0	240,0	242,0	254,0	245,0	247,0	250,0	250,0	247,0	243,0	244,0	247,0	243,0	238,0	240,0	242,0	254,0	245,0	247,0	250,0
Xort	49,4	48,6	48,8	49,4	48,6	47,6	48,0	48,4	50,8	49,0	49,4	50,0	50,0	49,4	48,6	48,8	49,4	48,6	47,6	48,0	48,4	50,8	49,0	49,4	50,0
Xmax	50,0	49,0	49,0	50,0	49,0	49,0	48,0	49,0	51,0	50,0	51,0	50,0	50,0	50,0	49,0	49,0	50,0	49,0	49,0	48,0	49,0	51,0	50,0	50,0	51,0
Xmin	49,0	48,0	48,0	49,0	48,0	47,0	48,0	48,0	50,0	48,0	49,0	49,0	50,0	49,0	48,0	48,0	49,0	48,0	47,0	48,0	48,0	50,0	48,0	49,0	49,0
R (fark)	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	2,0	0,0	1,0	1,0	2,0	1,0	2,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	2,0	0,0	1,0	1,0	2,0	1,0	2,0

\bar{X} -R kontrol çizelgesinin incelenmesi;

- 1- Çizelgede tüm değerler kontrol limitleri aralığındadır. Kontrol dışı durum bulunmamaktadır.
- 2- Merkez çizginin bir tarafına birbiri izleyen 7 noktanın olması tesadüfi değildir. Test esnasında değiştirilmesi gereken bir durumdan meydana gelebilir. Ancak çizelgede böyle bir durum görülmemektedir.
- 3- Limite yakın noktaların tekrarı kontrol eksikliği, malzeme kalitesinde geçiş gibi nedenlerden meydana gelebilmektedir. Çizelgede bu duruma rastlanmamaktadır.
- 4- Pozitif veya negatif artan bir trend görülmesi malzeme kalitesindeki dereceli değişim anlamına gelebilir. Şekil 7.5'deki değerlerde böyle bir durum söz konusu değildir.
- 5- Merkez çizgiye çok yakın noktaların tekrarı durumu görüldüğünde kontrol limitleri yanlış hesaplandığı anlamına gelmektedir. [16]

Yukarıdaki durumlar ile ilgili örnek grafikler Şekil 7.6'da verilmiştir.

MINİMUM YETENEK DEĞERLERİ	KONTROL DIŞI PROSELERİ YORUMLAMA KURALLARI		
	KONTROL LİMİTLERİNİN ÜSTÜNDEKİ/ALTINDAKİ NOKTALAR	ORTALAMANIN ÜSTÜNDE VEYA ALTINDA ARDİŞİK 7 NOKTA	SÜREKLİ ARTAN YADA AZALAN ARDİŞİK 7 NOKTA
$P_p \geq 1.67$ $P_{pk} \geq 1.67$ veya $C_p \geq 1.33$ $C_{pk} \geq 1.33$ Bu değerler sağlanmıyor İse proses yeteneksizdir.			
	ÜKL	ÜKL	ÜKL
	\bar{X} / R	\bar{X} / R	\bar{X} / R
	AKL	AKL	AKL

Şekil 7.6: X-R Kartlarının yorumlanması [16]

7.1 Süreç Yeterliliği Analizi

Süreç yeterliliği aşamasında C_p ve C_{pk} değerleri dikkate alınmaktadır. C_p indisi ile şartname limitleri ile proses kontrol limitleri arasındaki ilişki, C_{pk} indisi ile proses ortalamasının hedef değere göre konumu yorumlanabilmektedir. C_p ve C_{pk} indisleri aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

Proses yeterlilik indekslerinin hesaplanmasında kullanılan formüller aşağıda verilmiştir.

$$\text{Proses Ortalaması} = \bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X}{n} \quad (7.1)$$

$$\text{Dağılım} = R = X_{maks} - X_{min} \quad (7.2)$$

$$\text{Dağılım Ortalaması} = \bar{R} = \frac{\sum_{i=1}^n R}{n} \quad (7.3)$$

$$\text{Üst Spek Limit} = \text{ÜSL} = \text{Üst Tolerans Değeri} \quad (7.4)$$

$$\text{Alt Spek Limit} = \text{ASL} = \text{Alt Tolerans Değeri} \quad (7.5)$$

$$\text{Spek Toleransı} = \text{STL} = \text{Toplam Tolerans} = \text{ÜSL} - \text{ASL} \quad (7.6)$$

$$\text{Standart Sapma} = SS = \frac{R}{d_2} \quad (7.7)$$

$$\text{Proses Dağılım Yeteneği} = C_p = \frac{\text{STL}}{(6 * SS)} \quad (7.8)$$

$$\text{Proses Merkezleme Yeteneği} = C_{pk}$$

$$C_{pk} = \min \left\{ \frac{\text{ÜSL} - \bar{X}}{3 * SS}, \frac{\bar{X} - \text{ASL}}{3 * SS} \right\} \quad (7.9)$$

Tablo 7.2: Kontrol limitleri katsayıları tablosu

n	A ₁	A ₂	D ₃	D ₄	B ₃	B ₄	d ₂	d ₃
2	3,76	1,880	0,000	3,267	0	3,27	1,128	0,853
3	2,39	1,023	0,000	2,574	0	2,57	1,693	0,888
4	1,88	0,729	0,000	2,282	0	2,27	2,059	0,880
5	1,60	0,577	0,000	2,114	0	2,09	2,326	0,864

X ORTALAMA				ÜKL (R)
49,04				4
Proses Ortalaması X =	49,04			
Dağılım Ortalaması R =	1,12			
Üst Spek Limiti =	51 (ÜSL)			
Alt Spek Limiti =	47 (ASL)			
Spek Toleransı =	4 (STL = ÜSL - ASL)			
Standart Sapma	0,48151			
Dağılım Yeteneği	Cp=STL / (6xSS)			1,384524
Cp > 1 ,33 olmalıdır				
Proses merkezlemesi yeteneği Cpk (Küçük olanı alınız)				
Cpk = min (ÜSL - X) / (3xSS) , (X - ASL) / (3xSS)				
cpk	1,356833333			
cpk	1,412214286			
Num. Adeti	2	3	4	5
A2	1,88	1,023	0,729	0,577
d2	1,128	1,693	2,059	2,326
D4	3,268	2,574	2,282	2,114

Şekil 7.5: X-R Kontrol kartı görüntü alındısı

Tablo 7.3: Proses yeterlilik koşulları

Koşul	Karar
$C_p > 1,33$	Proses yeterlidir.
$1 < C_p < 1,33$	Proses marjinal olarak yeterli, daha yakından izlenmelidir.
$C_p < 1$	Proses yeterliliği yetersiz (Proses değişkenliğinin azalması gerekli)
$C_{pk} > 1,33$	Proses şartname limitlerini karşılıyor
$1 < C_{pk} < 1,33$	Proses marjinal olarak şartname limitlerini karşılıyor. Proses ortalaması hedeften uzaklaştıkça prosesin hata yüzdesi artabilir.
$C_{pk} < 1$	Proses şartname limitlerini karşılamıyor. Proses ortalaması hedef değerden uzaktadır.

C_p ve C_{pk} değerlerine göre sürecin yeterliliği hakkında karar vermede Tablo 1’de verilen değerler kullanılır. Sonuç olarak C_p ve C_{pk} ’nın 1,33’den büyük olması durumunda proses yeterliliği sağlanmış olduğundan İPK’nın “yetenek oluşturma” fazı bitirilmiş, “yeteneğin korunması” aşamasına geçilmesi için gerekli ortam sağlanmış olacaktır.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Pnomatik silindirlerin günümüz endüstrisinde yoğun bir kullanım alanına sahip elemanlardır, bu özellik olası her hatanın önemini arttırmaktadır. Yoğun kullanım alanına karşın ülkemizde kullanılan pnomatik silindirlerin büyük bir çoğunluğunun ithal ediliyor olması hata çözüm süresini uzatmaktadır.

Bilindiği üzere bir ürünü kaliteli üretmek kadar ekonomik üretmek de çok önemlidir. Rekabetin yoğun olduğu günümüz piyasasında kaliteli bir imalatın en ekonomik şekilde yapılması müşteri memnuniyetini arttıracaktır.

Pnomatik silindir imalatı aşamasında, tasarım çalışması Solidworks programı ile yapılmıştır. Rijitliği arttırmak, ağırlığı düşürmek ve maliyet kazancı gibi etkenler için yapılan optimizasyon çalışmaları SolidThinking/Inspired ile gerçekleştirilmiştir. Tasarım kısmında optimizasyon sonrası dikkat edilmesi gereken ilk kural silindir ölçülerinin ISO 6431 silindir ölçü standartlarına uyması gerektiğidir. Ancak tasarımın ISO 6431 standartlarına uyması ve optimum sonuçları vermesi o ürünün imal edilmesi için yetmemektedir. İmalat öncesi gerekli bir konu da her bir firmanın kendine has bir tasarımı olması gerektiğidir. Firma kendi silindirini piyasaya çıkartırken ya da tasarımda revizyon gerçekleştirdiğinde sektördeki diğer ürünlerden farklı bir tasarıma sahip ürün ortaya çıkartması ve faydalı model patenti alması gerekmektedir.

Analiz çalışmaları Ansys programı ile gerçekleştirilmiştir. Von Mises ve toplam deformasyon ve burkulma analizleri yapılmış, meydana gelen gerilmeler imalat için uygun bulunmuştur.

Tasarımı, optimizasyonu ve analiz çalışmaları gerçekleştirilen silindir imal edildikten sonra seri imalat öncesinde gerçek ortam şartlarında teste tabi tutulmuştur. Bu işlem için test makinası imal edilmiş, imal edilen test makinasında pnomatik yastıklı silindir 14 milyon devir test yapılmak üzere teste başlanmış ancak 10 milyon devir teste tabi tutulmuştur. Bu test esnasında 1000 devirde 5 defa kuvvet ölçümü yapılmıştır.

Sonuç olarak test makinasından elde edilen değerler, süreç iyileştirmede önemli bir yer teşkil eden istatistiksel proses kontrol yöntemi yardımıyla değerlendirilmiştir. SPC kartı hazırlanmış, X-R kontrol grafikleri çıkarılmış ve yorumlanması sonucu uygun bulunmuştur. İstatistiksel proses kontrolün diğer maddesi olan proses dağılım yeteneği (C_p) ve proses merkezleme yeteneği (C_{pk}) değerleri hesaplanmış, değerler 1,33'den büyük çıktığı için test yeterli bulunmuştur.

9. KAYNAKLAR

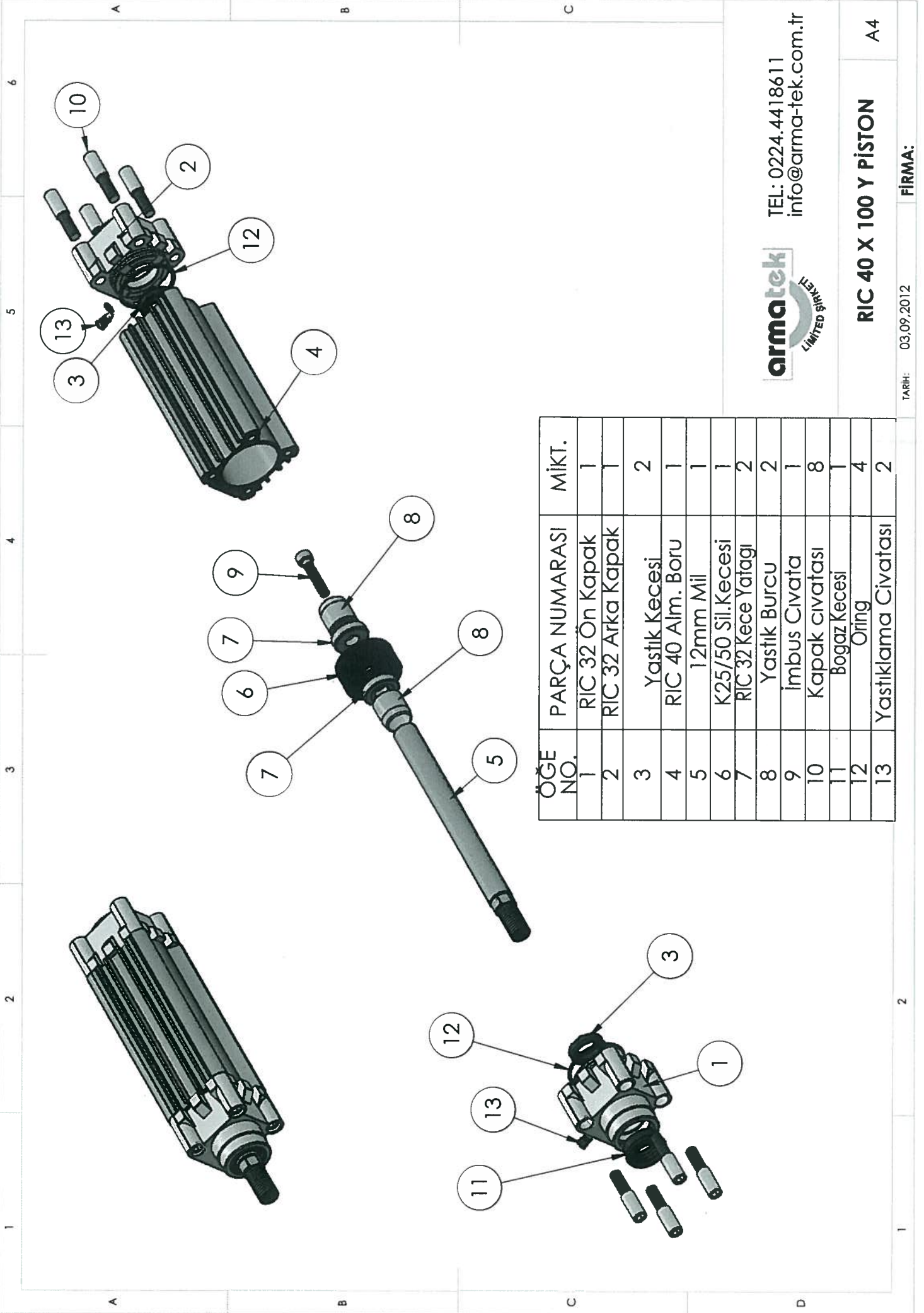
- [1] Öztürk, B. , “ Hidrolik silindirlerde kullanılan sızdırmazlık elemanları için ömür test cihazı” , *Mühendis ve Makina*,46 (542), 50-56, (2005).
- [2] Guohui, H., and Fu Y., *Procedia Engineering*,16, China, Elsevier, 554-563, (2011).
- [3] Vahapoğlu, V.,“Kauçuk Türü Malzemeler: Şekil Değişirme Hızı Etkileri”, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*,16 (3), 265-281, (2010).
- [4] Castleman, L. (2009) . Building cylinders for long life [online]. (5 Ocak 2012),<http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/Cylinders/Article/Fals e/84400 /TechZone-Cylinders>
- [5] MEB, MEGEP, Ayakkabı ve Saraciye Teknolojisi Alanı Pnomatik Sistem Bakımı Modülü. Ankara, (2008)
- [6] MEB, MEGEP, Plastik Teknolojisi Alanı Pnomatik Devre Modülü. Ankara, (2007)
- [7] Sakarya, K. ve Karako S., (2011). Ağır Hizmet Uygulamalarında Kullanılan Sızdırmazlık Elemanlarında Yenilikler, VI. . *Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi*, İzmir
- [8] Çayan, N. (2005). Pnomatik Silindirlerde Yastıklama Dinamiğinin İncelenmesi, IV. *Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi*, İzmir
- [9] Pınar Metal, (2010). Krom Kaplı Mil [online]. (22 Şubat 2012), http://pinarmetal.com/krom_kapli_mil.html
- [10] Kastaş, (2010). Elastomerler [online]. (19 Mayıs 2012), http://kastas.com.tr/indexx.php?f=c117579e12b3865c57e1e90a2c407e37&sa yfa_id=101&id=6405&l=1

- [11] Kastaş, (2010). Sızdırmazlık Elemanlarının Çalırma Prensipleri [online]. (11 Haziran 2012), http://kastas.com.tr/indexx.php?f=c117579e12b3865c57e1e90a2c407e37&sayfa_id=101&id=7721&l=1
- [12] Rexroth Bosch Group, (2002). An ABC of cylinder cushioning [online]. (15 Ağustos 2012), http://www.boschrexroth-us.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_dcp/Industries/Pulp_%26_Paper/a_downloads/Ideal_Cushioning_0001400401.pdf
- [13] Dağdelen, M. (2012), Hidtek Pnomatik Eğitimi. Bursa
- [14] Esit, (2012). Yük Hücreleri S Tipi TB 500-1000-2000-5000 kg [online]. (25 Kasım 2012) http://www.esit.com.tr/tr/urun/39/100/yuk_hucreleri_s_tipi_tb
- [15] Özden, H. (2010). İnonatif Endüstriyel Tasarımlarında Bilgisayar Destekli Optimizasyon Yöntemleri, İzmir
- [16] Yıldız ,N. G. (2009). “İstatistiksel Proses Kontrol Teknikleri ve FNSS Savunma Sistemleri Firmasında Uygulaması”, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi, Kocaeli, (2009)

EKLER

10. EKLER

EK A : Pnomatik Yastıklı Silindir Patlamış Montaj Teknik Resmi



ÖGE NO.	PARÇA NUMARASI	MIKT.
1	RIC 32 Ön Kapak	1
2	RIC 32 Arka Kapak	1
3	Yastık Keçesi	2
4	RIC 40 Alm. Boru	1
5	12mm Mil	1
6	K25/50 Sil.Keçesi	1
7	RIC 32 Kece Yatagi	2
8	Yastık Burcu	2
9	İmbus Cıvata	1
10	Kapak cıvatası	8
11	Bogaz Keçesi	1
12	O-ring	4
13	Yastıklama Cıvatası	2



TEL: 0224.4418611
info@arma-tek.com.tr

RIC 40 X 100 Y PISTON

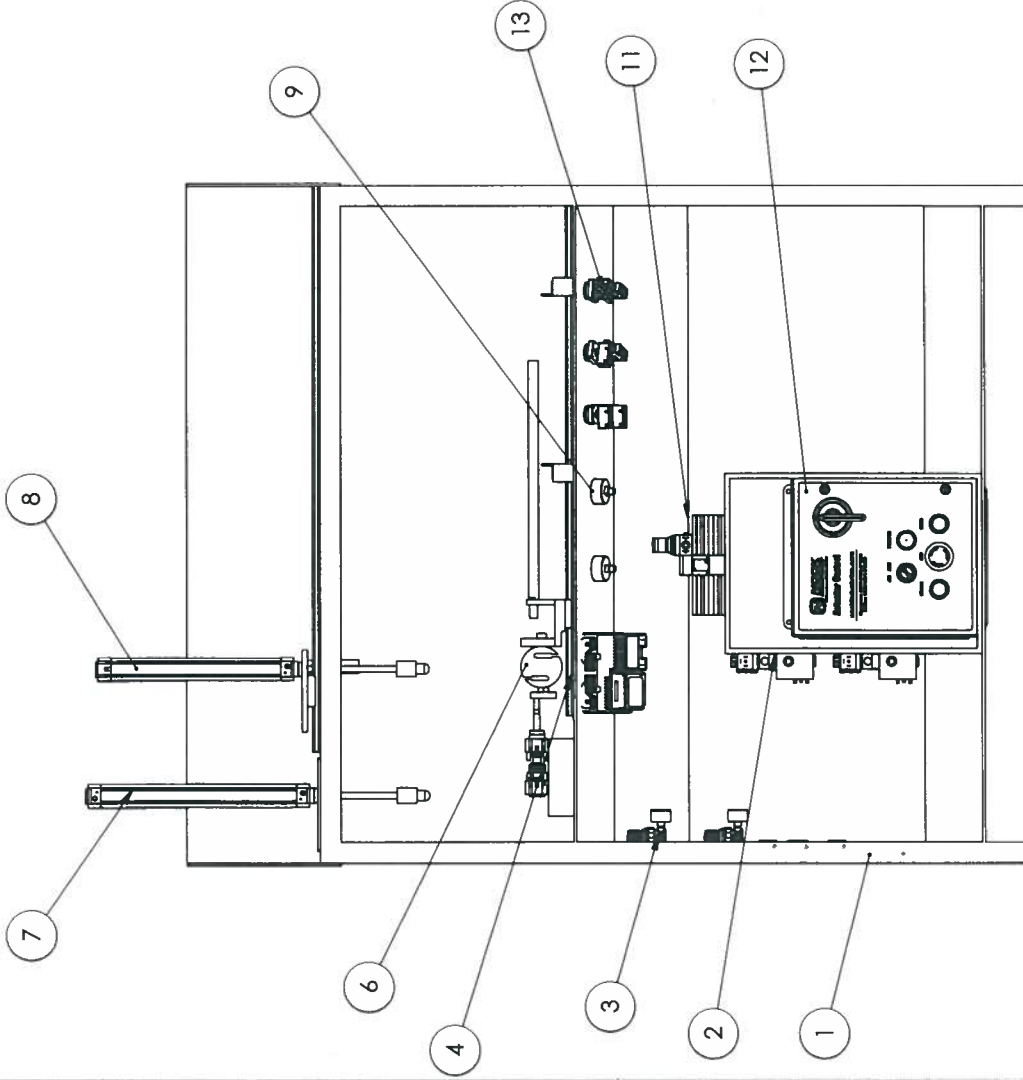
A4

TARİH: 03,09,2012

FİRMA:

2

EK B : Pnomatik Yastıklı Silindir Test Makinası Montaj Teknik Resmi



ÖĞE NO.	PARÇA NUMARASI	TANIM	MİKT.
1	Test Cihazı Gövde		1
2	Basınç Şarteli		1
3	Regülatör		1
4	RIC 32-20 Silindir		1
5	PLC Panel		1
6	S Tipi Loadcell		1
7	RIC 32-250 Silindir		2
8	RIC 32-200 Silindir		2
9	Manometre		4
10	RIC 63-205 Silindir		1
11	Booster		1
12	Kontrol Panel		2
13	Buton Valf		4

AKISI BELİRLİ MEDİÇİ SÜRECE:
BOYUTLAR MİLMİMETREDİR
YÜZEY CLAS:
TOLERANSLAR:
DOĞRUSAL:
AÇIKLIK:

BİRİME:

LESEN KENARLARI:
PAHLAVINI VE
KIRIN

REVİZYON

ÇİZEN
DENET.
ONAY.
ÜRET.
KALİTE

BİM
Yırcıl Dışodur

BAŞLIK:

Test Makinası

TARİH:
16.05.2012

İNZA

MALZEME

REBİM NO.

ÖLÇER:1/40

AGBİLİK:

SAYFA 1 / 1

A4

EK C : Pnomatik Yastıklı Silindir Test Makinası Pnomatik Devre Şeması

