

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PİSTONLU BASINÇ STANDARTLARINDA PİSTON-
SİLİNDİR ÜNİTESİ EFEKTİF ALANI VE BASINÇ
DİSTORSYON KATSAYISININ BELİRLENMESİ
YÖNTEMLERİNİN İNCELENMESİ**

Havacılık Mühendisi Güler AYYILDIZ DALMA

**Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Isı-Proses Anabilim Dalı Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

İSTANBUL, 2008

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Basınç Ölçümleri ve Pistonlu Basınç Standartları.....	1
1.2 Basıncın Tanımı.....	2
1.3 Basınç Birimleri.....	2
1.4 Referans Noktasına Göre Basınç Modları	3
1.5 Ölçüm Standartları.....	4
1.6 İzlenebilirlik ve Ölçüm Standartlarının Sınıflandırılması	4
1.7 Geçmişten Günümüze Literatürde Yapılan Çalışmalar	5
2. PİSTONLU BASINÇ STANDARTLARI.....	9
2.1 Giriş	9
2.2 Pistonlu Basınç Standartlarının Tarihsel Gelişimi.....	9
2.3 Pistonlu Basınç Standartlarının Çalışma Prensibi	12
2.4 Kullanılan Akışkana Göre Pistonlu Basınç Standardı Çeşitleri	13
2.5 Konstrüksiyonuna Göre Pistonlu Basınç Standardı Çeşitleri	14
2.6 Piston-silindir Ünitesi İmalatında Malzeme Seçimi	18
2.7 Pistonlu Basınç Standartlarında Kullanılan Akışkanların Özellikleri	18
2.8 Pistonlu Basınç Standartlarında Referans Basıncın Oluşturulması	21
2.9 Piston-Silindir Ünitesi Efektif Alanı İle İlgili Düzeltmeler.....	23
2.9.1 Efektif alan sıcaklık ilişkisi	24
2.9.2 Efektif alan basınç ilişkisi.....	25
2.10 Uygulanan Kuvvet İle İlgili Düzeltmeler	25
2.10.1 Yerçekimi etkisi.....	26
2.10.2 Havanın kaldırma etkisi.....	27
2.10.3 Akışkanın kaldırma kuvveti etkisi ve akışkan yüksekliği düzeltmeleri	27
2.10.4 Yüzey gerilim etkisi.....	30
2.11 Kütle Değerinin Belirlenmesi	30
3. PİSTONLU BASINÇ STANDARTLARINDA PİSTON-SİLİNDİR ÜNİTESİ EFEKTİF ALANININ BELİRLENMESİ YÖNTEMLERİ.....	32
3.1 Giriş	32

3.2	İdeal bir Piston-Silindir Ünitesi İçin Efektif Alanın Tanımı	32
3.3	Piston-Silindir Ünitesi için Nötr Yüzey Konumunun Belirlenmesi	34
3.4	Pistonlu Basınç Standartlarında Piston-silindir Ünitesi Efektif Alanının Belirlenmesi Yöntemleri.....	37
3.5	Boyutsal Ölçümler	37
3.6	Piston-silindir Ünitesi Efektif Alanının Boyutsal Ölçümler Yardımıyla Belirlenmesi	40
3.7	Karşılıklı Dengeleme Yöntemi	43
3.7.1	Denge Konumunun Oluşturulması	44
3.7.1.1	Akışa bağlı karşılıklı dengeleme yöntemi	44
3.7.1.2	Basınca bağlı karşılıklı dengeleme yöntemi	45
3.7.2	Karşılıklı Dengeleme Yöntemiyle Efektif Alanın Belirlenmesi.....	46
3.8	Standart Manometrik Civa Sütunuyla Karşılaştırma Yöntemi.....	47
4.	BASINÇ DİSTORSYON KATSAYISININ BELİRLENMESİ YÖNTEMLERİ	50
4.1	Giriş	50
4.2	Karşılıklı Dengeleme Yöntemi	50
4.3	Benzerlik Metodu	52
4.4	Piston Düşme Hızı Metodu.....	54
4.5	Lamé Denklemi (Lame Equation)	54
4.6	Yinelemeli (İterative) Analitik Yöntem.....	55
4.7	Sonlu Elemanlar Yöntemi	59
5.	SAYISAL UYGULAMALAR	60
5.1	Karşılıklı Dengeleme Yöntemiyle Efektif Alanın ve Basınç Distorsyon Katsayısının Hesaplanması.....	60
5.2	Boyutsal Ölçümler Yardımıyla Piston-silindir Ünitesi Efektif Alanının Hesaplanması.....	65
6.	SONUÇLAR.....	72
	KAYNAKLAR.....	74
	ÖZGEÇMİŞ.....	76

SİMGE LİSTESİ

$A_{0,20^{\circ}C}$: Piston-silindir ünitesinin 20°C ve atmosferik koşullar altındaki efektif alanı
A_e	: Piston-silindir ünitesi efektif alanı
A_{ref}	: Referans piston-silindir ünitesinin efektif alanı
A_{test}	: Test piston-silindir ünitesinin efektif alanı
B	: Piston-silindir ünitesi hacim düzeltmesi
E	: Young modülü
E_p	: Pistonun elastisite modülü
E_c	: Silindirin elastisite modülü
F	: Piston ve üzerine yerleştirilen kütleler aracılığıyla uygulanan kuvvet
F_{ref}	: Referans piston-silindir ünitesi üzerine uygulanan efektif kuvvet
F_{test}	: Test piston-silindir ünitesi üzerine uygulanan efektif kuvvet
$g_{0,0}$: Ekvator ve deniz seviyesindeki referans yerçekimi ivmesi
g	: Yerel yerçekimi ivmesi
h	: Piston-silindir ünitesi arasındaki boşluk
h_0	: Şekil değişimine uğramamış piston-silindir ünitesi arasındaki boşluk
H	: Hidrostatik basınç düzeltmesi
m	: Kütle
m_g	: Gerçek kütle değeri
m_g	: Görünür kütle değeri
\dot{m}	: Kütleli debi
p	: Pistona uygulanan akışkan basıncının nominal değeri
p_e	: Pistonlu basınç standardında oluşturulan basınç
p_j	: Çeket basıncı
Q	: Hacimsel debi
r	: Piston yarıçapı
r_0	: Referans seviyedeki piston yarıçapı
r_p	: Şekil değişimine uğramamış pistonun yarıçapı
r^*	: Nötr yüzey yarıçapı
R	: Silindir yarıçapı
R_0	: Referans seviyedeki silindir yarıçapı
R_p	: Referans ve test piston- silindir üniteleri efektif alanları oranı
RH	: Bağıl nem
S	: Piston ile akışkan arasındaki yüzey gerilmesi için düzeltme faktörü
t	: Ölçüm sırasındaki ortam sıcaklığı
T	: Ölçüm noktasındaki piston-silindir sıcaklığı
u	: Form ölçümlerinin piston referans yarıçapından sapması
U	: Form ölçümlerinin silindir referans yarıçapından sapması
v	: Piston-silindir ünitesi düzeltme hacmi
z	: Piston yüzeyinden silindir yüzeyine uzanan dik mesafe
α_p	: Pistona ait lineer ısı genleşme katsayısı
α_c	: Silindire ait lineer ısı genleşme katsayısı
β	: Efektif alan ısı genleşme katsayısı

Π	: Atmosfer basıncı
ρ_0	: Standart hava yoğunluğu
ρ_a	: Ölçüm sırasındaki ortam hava yoğunluğu
ρ_f	: Akışkan yoğunluğu
ρ_k	: Konvansiyonel kütle yoğunluğu
ρ_m	: Piston ve diğer kütlelerin yoğunluğu
η	: Dinamik viskozite
λ	: Basınç distorsyon katsayısı
λ_{ref}	: Referans piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısı
λ_{test}	: Test piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısı
σ	: Yüzey gerilim katsayısı
$\sigma_x, \sigma_\theta, \sigma_r$: Silindirik koordinatlarda piston-silindir ünitesi normal gerilmeleri
τ_{rx}	: Silindirik koordinatlarda piston-silindir ünitesi kesme gerilmesi
ν_p	: Pistona ait Poisson oranı
ν_c	: Silindire ait Poisson oranı
ν	: Piston düşme hızı
φ	: Ölçüm yapılan konumun enlemi

KISALTMA LİSTESİ

BIPM	International Bureau of Weights and Measures
CCM	Consultative Committee for Mass and Related Quantities
CGPM	General Conference on Weights and Measures
CMI	Czech Metrology Institute
DH	Desgranges et Hout
DHS	Di (2)-etil-hexil-sebacate
EUROMET	European Collaboration in Measurement Standards
EMRP	European Metrology Research Programme
FEM	Finite Element Method
IMGC	Istituto di Metrologia G. Colonnetti
LNE	The Laboratoire National d'Essais
PTB	Physikalisch-Technischen Bundesanstalt
SI	The International System of Units
UME	Ulusal Metroloji Enstitüsü

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Basınç biriminin türetilişi.....	3
Şekil 1.2 Basınç ölçüm modlarının şematik gösterimi.....	4
Şekil 1.3 İzlenebilirlik zincirinin oluşturulması.....	5
Şekil 2.1 Parrot tarafından tasarlanan pistonlu basınç standardı.....	10
Şekil 2.2 İlk otomatik yüklemeli pistonlu basınç standardı.....	10
Şekil 2.3 Rucholz tarafından tasarlanan pistonlu basınç standardı.....	11
Şekil 2.4 Basit tipte bir piston-silindir ünitesi.....	12
Şekil 2.5 Hidrolik pistonlu basınç standardı.....	13
Şekil 2.6 Pnömatik pistonlu basınç standardı (Mutlak basınç modu).....	14
Şekil 2.7 Kontrol edilmiş boşluklu piston-silindir ünitesi.....	15
Şekil 2.8 Basit tip piston-silindir ünitesi.....	15
Şekil 2.9 Geri girişli piston-silindir ünitesi.....	16
Şekil 2.10 Kontrol edilmiş boşluklu piston-silindir ünitesi.....	17
Şekil 2.11 Negatif serbest deformasyonlu piston-silindir ünitesi.....	17
Şekil 2.12 Basit tipte olmayan bir piston için akışkan kaldırma kuvveti etkisi.....	28
Şekil 2.13 Akışkan yüksekliği düzeltme etkisi.....	29
Şekil 3.1 İdeal piston-silindir ünitesi.....	33
Şekil 3.2 Piston-silindir ünitesinde nötr yüzeyin belirlenmesi.....	36
Şekil 3.3 Piston-silindir ünitesi boyutsal ölçümleri.....	38
Şekil 3.4 Piston-silindir ünitesi üzerinde form ölçümlerinin yapıldığı kesitleri gösteren şematik çizim.....	39
Şekil 3.5 Piston-silindir ünitesi doğrusalılık ölçümleri.....	39
Şekil 3.6 Pistona ait yuvarlaklık ölçümleri.....	40
Şekil 3.7 Piston-silindir ünitesi üzerine basınç uygulandığı durum.....	41
Şekil 3.8 Karşılıklı dengeleme yöntemi deney düzeneği.....	43
Şekil 3.9 Akışa dayalı karşılaştırma yöntemi ölçüm düzeneği.....	45
Şekil 3.10 Basınca dayalı karşılaştırma yöntemi ölçüm düzeneği.....	46
Şekil 3.11 Sıvılı manometrenin temel çalışma prensibi.....	47
Şekil 3.12 Civalı manometre – pistonlu basınç standardı bağlantı düzeneği.....	48
Şekil 4.1 Efektif alanlar oranının uygulan basınç ile değişimi grafiği.....	52
Şekil 4.2 Piston-silindir ünitesi boşluğundaki akışın hız profili.....	55
Şekil 4.3 Yinelemeli analitik yöntemin akış şeması.....	59
Şekil 5.1 Karşılıklı dengeleme yöntemi ölçüm düzeneği.....	60
Şekil 5.2 Referans basınç ve efektif alan arasındaki ilişki grafiği.....	64
Şekil 5.3 Örnek piston-silindir ünitesi çizimi.....	65
Şekil 5.4 Piston-silindir ünitesi boyutsal ölçüm verileri.....	67

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Efektif alan ısı genleşme katsayıları.....	24
Çizelge 3.1 Literatürdeki nötr yüzeye dair yaklaşımlar	35
Çizelge 5.1 Referans ve test standartlarına ilişkin veriler	61
Çizelge 5.2 Uygulanan basınca karşılık akışkan yoğunluğunun değişimi	61
Çizelge 5.3 Referans standarda ait ölçüm verileri.....	62
Çizelge 5.4 Test standardına ait ölçüm verileri	62
Çizelge 5.5 Referans ve test standartları üzerine uygulanan kuvvet değerleri.....	63
Çizelge 5.6 Referans ve test standartları üzerine uygulanan kuvvet değerleri.....	63
Çizelge 5.7 Uygulanan basınca karşılık test piston-silindir ünitesi efektif alan değerleri	64
Çizelge 5.8 Piston-silindir ünitesi boyutsal ölçüm verileri.....	66
Çizelge 5.9 Piston-silindir ünitesi mutlak çap ölçümü verileri	70

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince, bilgi, tecrübe ve destekleriyle yol gösteren danışmanım Prof. Dr. Oktay Özcan'a ve yüksek lisans çalışmamın tüm aşamalarında bana destek olarak hayatımı kolaylaştıran eşim Erdem Dalma'ya içten teşekkürlerimi sunarım.

Müh. Güler Ayyıldız Dalma

ÖZET

Bu çalışmada, primer basınç ölçümlerinde referans sistem olarak kullanılmakta olan pistonlu basınç standartlarının ana ölçme elemanı olan piston-silindir ünitesinin efektif alanının ve basınç distorsyon katsayısının belirlenmesi yöntemlerinin incelenmesi amaçlanmıştır.

Piston-silindir ünitesi efektif alanı ve basınç distorsyon katsayısı pistonlu basınç standartlarının tasarımı ve metrolojik karakterizasyonlarının yapılabilmesi için kritik önem taşımaktadır. Dolayısıyla, efektif alanın ve onu etkileyen basınç distorsyon katsayısının yüksek doğrulukla belirlenmesi, yüksek doğruluklu basınç ölçümleri gerçekleştirilmenin vazgeçilemez kriteri durumundadır.

Bu çalışmada söz konusu bu iki parametrenin belirlenmesine yönelik deneysel ve teorik yöntemler ayrıntılı bir şekilde incelenmiş, birbirleriyle kıyaslanarak hangi durumda hangi belirleme yönteminin uygun olduğu konusu değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Pistonlu basınç standardı, piston-silindir ünitesi, efektif alan, basınç distorsyon katsayısı

ABSTRACT

The aim of this research, to investigate the methods of determination of effective area and pressure distortion coefficient of the piston-cylinder unit which is the basic measurement element of pressure balance that used in primary level pressure measurements as reference standard.

The effective area and pressure distortion coefficient of piston-cylinder units are the most significant parameters in terms of design and metrological characterization of pressure balances. When the effective area and pressure distortion coefficient that affects the effective area are determined with high accuracy, and hence pressure measurements are done with high accuracy.

In this research, experimental and theoretical methods for determination of effective area and pressure distortion coefficient are analysed in detailed way and it's evaluated which method is suitable in which situation by comparing them.

Keywords: Pressure balance, piston-cylinder unit, effective area, pressure distortion coefficient

1. GİRİŞ

1.1 Basınç Ölçümleri ve Pistonlu Basınç Standartları

Günümüzde hızla gelişen teknoloji, üretimden sağlığa, savunmadan ticarete hayatın tüm alanlarında hassas ve güvenilir ölçümleri bir zorunluluk haline getirmiş, bir ülkenin ölçümbilim alanında ulaştığı düzey, o ülkenin teknolojik açıdan gelişmişlik düzeyini de gösteren göstergelerden biri haline gelmiştir. Toplumsal ihtiyaçların tamamında aranılan yüksek ürün kalitesi, sıcaklık, kütle, zaman, boyut, direnç, gerilim, kuvvet, basınç gibi fiziksel büyüklüklerin ve çeşitli malzeme karakteristiklerinin hassas, güvenilir ve yüksek doğrulukla ölçülmesini zorunlu kılmaktadır.

Bu büyüklüklerden mekanik ve termodinamik bir büyüklük olarak tanımlanan basıncın, ısıtma-soğutma sistemleri, tıbbi uygulamalar, meteoroloji, otomotiv, yarı iletkenler teknolojisi, optik, havacılık, gibi endüstrinin çeşitli kollarına uzanan yaygın uygulama alanı, basınç metrolojisi alanındaki ölçümlerin gün geçtikçe iyileştirilmesi zorunluluğunu doğurmaktadır.

Basınç ölçümleri primer ve sekonder seviyede çeşitli standart ve cihazlar kullanılarak gerçekleştirilebilir. Basınç, primer seviyede interferometrik manobarometre, pistonlu basınç standartları ve McLeod gageler gibi primer basınç standartları ile ölçülebilirken, sekonder seviyede manometreler ve basınç dönüştürücüleri gibi cihazlar yardımıyla ölçülebilmektedir.

SI (Uluslararası Birimler Sistemi) 'da tanımlanmış olan 7 temel fiziksel büyüklükten uzunluk, kütle ve zamandan türetilmiş olan basınç, birim alana etkiyen dikey kuvvet olarak tanımlanmaktadır. Basıncın bu temel tanımından yola çıkılarak tasarlanan pistonlu basınç ölçer sisteminin ana elemanı olan piston silindir ünitesinin çalışma prensibi, yüzeyi çok iyi işlenmiş A_e efektif alanına sahip pistonun altına uygulanan akışkan basıncının, akışkan içerisinde serbestçe yüzen piston üzerindeki kütleler aracılığıyla yaratılan F kuvvetiyle dengelenmesi esasına dayanmaktadır. Farklı bir deyişle, sistemde oluşturulan referans basınç; $p = F / A_e$ olarak ifade edilebilmektedir. Bu noktada sistemin ana elemanı piston silindir ünitesinin efektif alanı, A_e bu alandaki en önemli metrolojik parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Efektif alanın ve onu etkileyen basınç distorsiyon katsayısının yüksek doğrulukla belirlenmesi yüksek doğruluklu basınç ölçümleri gerçekleştirmenin vazgeçilemez kriteri durumundadır.

1.2 Basıncın Tanımı

Basıncı, birim alana etkiyen dikey kuvvet tanımlanır. Basıncı teorik olarak, uygulanan kuvvet F ve alan A olmak üzere,

$$p = \frac{F}{A} \quad (1.1)$$

eşitliğiyle hesaplanır.

Kapalı bir hacimdeki statik halde bulunan akışkanın yarattığı basıncı ise, akışkanın yüksekliğine, akışkanın yoğunluğuna ve yerçekimi ivmesine bağlıdır.

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (1.2)$$

burada ρ akışkanın yoğunluğu, g yerçekimi ivmesi ve h akışkanın yüksekliği olarak tanımlanmıştır. Statik akışkan basıncı bulunduğu kabın şekline, toplam kütleye ya da alana bağlı değildir. Aynı derinlikteki tüm noktalarda basıncı aynıdır. Durgun haldeki akışkanın yarattığı basıncı hidrostatik basıncı olarak adlandırılır.

Kapalı bir hacim içinde bulunan gazların yarattığı basınçtan söz edilirken, gaz moleküllerinin kabın duvarıyla yapmış olduğu moleküler çarpışmalardan dolayı ortalama bir basınçtan söz edilir.

Basıncı hem mekanik hem de termodinamik bir büyüklüktür. Termodinamik açıdan örnek verilecek olursa, bir madde içindeki faz geçişleri sıcaklık ve basıncı gibi iki termodinamik büyüklüğe bağlıdır.

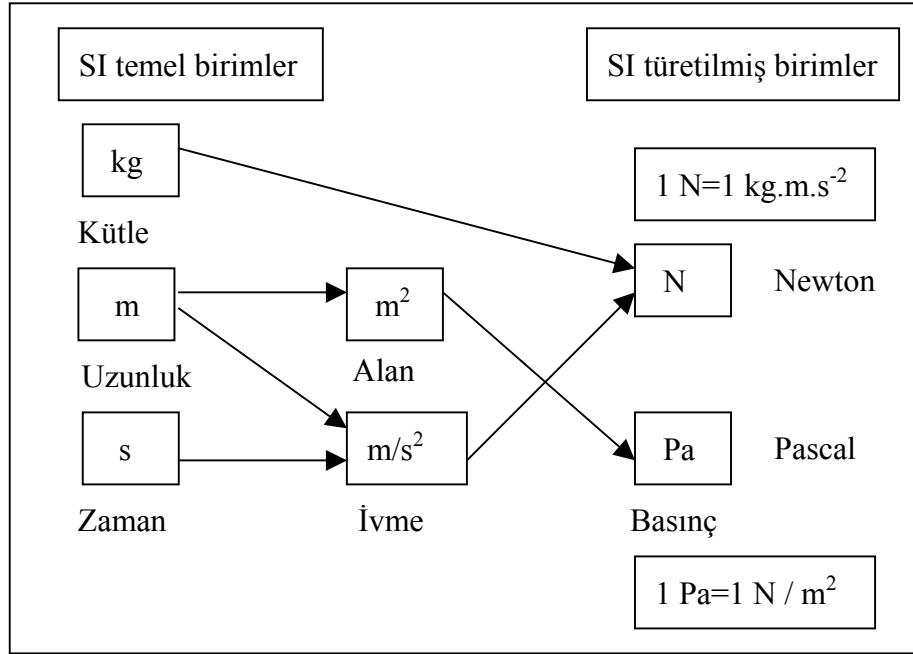
Bilimsel basıncı uygulamalarında basıncı aralığı 10^{-10} Pa (X-ışını limiti)'lerden başlamakta, 10^{12} Pa (Güneş gezegeninde yer alan bazı gezegenlerin merkezindeki iç basıncı)'lara kadar uzanmaktadır. Fakat laboratuvarlardaki çalışma aralığı 10^{-8} Pa'dan 400 GPa basıncı aralığını kapsamaktadır. (Buonanno vd., 2007)

1.3 Basıncı Birimleri

Uluslararası Birimler Sistemi (SI – The International System of Units) Kütle ve Büyüklükler Genel Konferansı'nca (CGPM – General Conference on Weights and Measures) kabul edilmiş 7 temel büyüklükten oluşmaktadır. Bu temel büyüklükler ve SI'da kullanılan birimleri, uzunluk (metre), kütle (kilogram), zaman (saniye), elektrik akımı (amper), termodinamik sıcaklık (Kelvin), madde miktarı (mol) ve ışık şiddeti (kandela) olarak

sıranabilir.

Basınç, temel bir büyüklük olmayıp, kütle, uzunluk ve zamana bağlı olarak türetilmiş bir büyüklüktür. Basınç birimi $p[ML^{-1}t^{-1}]$ olarak ifade edilebilir. SI (Uluslararası Birimler Sistemi) 'da basınç birimi Pascal (Newton/m²) olarak tanımlanmıştır. (Şekil 1.1)



Şekil 1.1 Basınç biriminin türetilişi

SI'da tanımlı olmayan fakat yaygın olarak kullanılmakta olan basınç birimleri bar, psi (lb/in²), torr (mmHg), atmosfer, inHg, mmH₂O, inH₂O olarak sayılabilir.

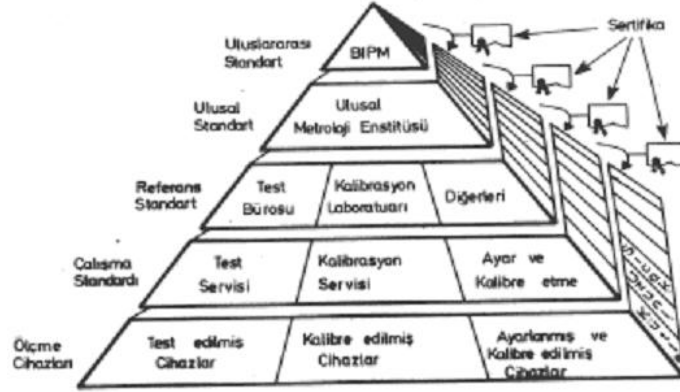
1.4 Referans Noktasına Göre Basınç Modları

Referans olarak alınan noktaya göre basınç ölçümleri beş farklı şekilde gerçekleştirilir. Basınç ölçüm modları aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

1. Bağlı (Gauge) Basınç
2. Mutlak (Absolute) Basınç
3. Negatif Basınç
4. Fark Basıncı
5. Atmosfer basıncı

Mutlak vakum referans alınarak yapılan basınç ölçümleri mutlak basınç ölçümü; yine mutlak

sapması daha önceden bir üst seviye standartla kalibre edilerek belirlenmiş bir standart ile karşılaştırılır ve hatası belirlenir. (Şekil 1.3)



Şekil 1.3 İzlenebilirlik zincirinin oluşturulması

Ulusal standart, bir ülkede resmi olarak tanınmış ve ülkedeki diğer tüm standartlar için değeri referans olarak kabul edilen yüksek doğruluklu standarttır. Ulusal standartların oluşturulmasından ve korunmasından ulusal metroloji enstitüleri sorumludur.

Referans standart, akredite laboratuvarların ve diğer kuruluşların ölçüm yerlerinde bulundurulmuş ve buralarda yapılan ölçümler için değeri referans teşkil eden yüksek doğruluklu standarttır.

Transfer standart, referans standartların birbirleri ile karşılaştırılabilmesi için kullanılan standarttır ve genellikle taşınabilir özelliklere sahiptir.

Çalışma standardı, referans standartlar veya uygun ölçme cihazları ile kalibrasyonu yapılmış, günlük kalibrasyon ve kontrol işlemlerinde kullanılan, nispeten daha düşük doğruluğa sahip standarttır.

1.7 Geçmişten Günümüze Literatürde Yapılan Çalışmalar

Bir ülke içindeki ölçümlerin izlenebilirliği, ulusal standart olarak kabul edilen standarda dayalı olarak kurulan izlenebilirlik zincirine bağlı bir standartla kalibre edilerek sağlanır. Ulusal ölçüm standartlarının oluşturulması, uluslararası izlenebilirliğininin sağlanması ve yapılan ölçümlerin güvence altına alınması ulusal metroloji enstitülerinin amaçları arasındadır. Bu amaçlardan uluslararası izlenebilirliğininin sağlanması için ülkeler arası ölçüm birliğini sağlamak ve gerçekleştirilen ölçümlerin denkliğini sağlamak üzere ülkeler

arası belirlenen alanlarda karşılaştırmalı ölçümler gerçekleştirilmektedir. Ayrıca bu yolla, metroloji enstitüleri ilgili alanda sahip oldukları teknoloji seviyesini de kanıtlamaktadır.

Basınç metrolojisi alanında gerçekleştirilen uluslararası karşılaştırmalı ölçümlerin büyük bir kısmını pistonlu basınç standartlarının efektif alanının ve basınç distorsyon katsayısının belirlenmesi ölçümleri oluşturmaktadır. Bu ölçümler sadece iki ülke arasında ikili şekilde gerçekleştirilebileceği gibi daha çok ülke arasında çoklu şekilde gerçekleştirilebilir.

EUROMET 537 Projesi kapsamında Çek Cumhuriyeti Metroloji Enstitüsü (CMI) ve TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsü (UME) arasında 1999 yılı içerisinde gerçekleştirilen ikili karşılaştırmayla 15 kPa – 7 MPa aralığında basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümlerle belirlenen basınç aralığını kapsayacak şekilde bağlı basınç modunda çalışan 3 farklı pnömatik piston-silindir ünitesinin efektif alanı ve basınç distorsyon katsayısı her iki ülke tarafından ayrı ayrı belirlenmiştir. Karşılaştırma kapsamında seçilen UME'ye ait 1 adet ve CMI'a ait iki farklı piston silindir ünitesinin efektif alanı ve basınç distorsyon katsayısı akışa dayalı karşılıklı dengeleme yöntemi kullanılarak her iki ülkenin kendi referans pistonlu basınç standartlarıyla gerçekleştirilen ölçümler sonucu belirlenmiştir. (Orhan vd., 2001)

EUROMET 389 Projesi kapsamında yapılan uluslararası karşılaştırma, 1996-1999 yılları arasında Türkiye dahil 15 ülkenin katılımıyla gerçekleştirilmiştir. 100 MPa' a kadar bağlı hidrolik basınç modunda ölçümlerin gerçekleştirildiği karşılaştırmada DH'e ait ticari bir piston-silindir ünitesi transfer standart olarak belirlenmiştir. Karşılaştırmaya kimi ülkeler birincil basınç standartlarıyla katılırken, kimileri ikincil standartlarıyla katılmış, her biri sırayla ölçümler yaparak seçilen transfer piston-silindir ünitesinin efektif alanını ve basınç distorsyon katsayısını belirlemiştir. Bu karşılaştırmada da yöntem olarak akışa dayalı karşılıklı dengeleme yöntemi kullanılmıştır. (Perkin, 2000)

Literatürde, pistonlu basınç standartlarında piston-silindir ünitesinin efektif alanını ve basınç distorsyon katsayısını belirlemeye yönelik akışa dayalı karşılıklı dengeleme yönteminin seçilerek yapıldığı birçok uluslararası karşılaştırmaya ait yayın bulunmaktadır. (Orhan vd., 1997; Torres-Guzman, 2005)

Consultative Committee for Mass and Related Quantities (CCM) High Pressure Working Group tarafından organize edilen ve 1996-1999 yılları arasında gerçekleştirilen uluslararası karşılaştırmaya 4 ülkenin metroloji enstitüsü katılmıştır. İki fazdan oluşan karşılaştırmalı ölçümlerle 0.05 MPa – 1 MPa basınç aralığında çalışan, 10 cm²'lik nominal efektif alana sahip 2 adet piston-silindir ünitesinin efektif alanının belirlenmesi amaçlanmıştır.

Karşılaştırmanın ilk fazında katılımcı tüm enstitüler piston-silindir ünitelerinin mutlak çap, doğrusalılık ve yuvarlaklıktan oluşan boyutsal ölçümlerini gerçekleştirerek kendi metotlarıyla efektif alan hesaplarını yapmışlardır. İkinci aşamada ise boyutsal ölçümlerle elde edilen sonuçları deneysel verilerle kıyaslayabilmek amacıyla, akışa dayalı karşılıklı dengeleme yöntemi kullanılarak aynı transfer standartlar için efektif alan hesabı tekrarlanmıştır. (Molinar vd., 1999a; Legras vd.,1999)

Literatürde, boyutsal ölçümler yardımıyla piston-silindir ünitesi efektif alanının belirlenmesine yönelik gerçekleştirilen uluslararası karşılaştırma ölçümlerini içeren başka yayınlar da bulunmaktadır. (Molinar vd., 2005b)

EUROMET 463 Projesi kapsamında gerçekleştirilen Almanya Metroloji Enstitüsü'ne (PTB) ve Fransa Metroloji Enstitüsü'ne (LNE) ait 1 GPa'a kadar hidrolik basınç modunda çalışan birer adet piston-silindir ünitesinin basınç distorsyon katsayısının ve buna ait belirsizliğin hesaplanması çalışması yürütülmüştür. Türkiye dahil 5 ayrı ülkenin katıldığı proje 1998 yılında başlayıp 2005 yılında tamamlanmıştır. Boyutsal ölçüm verileri dahil olmak üzere piston silindir ünitesine ait tüm verilerin proje başlangıcında katılımcılara sağlandığı çalışmada, katılımcı ülkeler sonlu elemanlar metodunu kullanarak hesaplama işlemlerini yürütmüşlerdir. Serbest deformasyon ve kontrollü başluk modunda ayrı ayrı hesaplamaların yapıldığı projede piston-silindir ünitesinin gerçek ve ideal boşluk yapısı için hesaplamalar tekrarlanmıştır. Projede basınç distorsyon katsayısının yanısıra piston düşme hızları da belirlenmiştir. (Sabuga vd., 2005; Sabuga vd., 2005)

2004 yılı içerisinde çalışmaları yürütülen EUROMET 740 projesine Türkiye dahil Avrupa'daki 6 farklı ülkenin metroloji enstitüsü katılmıştır. Projeye farklı ülkelere ait, farklı çalışma basıncı aralıklarına sahip, ideal geometriye sahip olmayan 6 piston-silindir ünitesinin atmosferik basınç koşullarındaki efektif alanının ve belirsizlik değerlerinin hesaplanması hedeflenmiştir. Projede piston-silindir ünitelerine ait boyutsal ölçüm verileri katılımcı ülkelere verilerek onların hesaplama yeteneklerinin karşılaştırılması amaçlanmıştır. (Molinar vd., 2005a)

G. Buonanno, M. Dell'Isola, G. Iagulli ve G. Molinar Min Beciet (1999) yaptıkları çalışmayla piston-silindir ünitesinin basınç distorsyon katsayısını hesaplamak üzere sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bir hesaplama metodu geliştirmişlerdir. Daha sonra geliştirilen metodun geçerliliğini ölçmek üzere İtalya Metroloji Enstitüsü'ne (IMGC) ait bir piston-silindir ünitesi kullanılarak hesaplanan sonuçlar diğer sayısal, deneysel ve ampirik yöntemlerle elde edilen

sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

G. Buonanno, G. Giovinco, G. Molinar Min Beciet, P. Delajoud, ve R. Haines (2006) yaptıkları çalışmayla negatif serbest deformasyon yapısına sahip bir pistonlu basınç standardının sayısal ve deneysel analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada sonlu elemanlar metodu kullanılarak 100 MPa alışma basıncına sahip bir piston-silindir ünitesinin basınç distorsyon katsayısı ve piston düşme hızı hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar deneysel ölçümler yapılarak test edilmiş, sonlu elemanlar yönteminin hesaplamalardaki performansı ölçülmeye çalışılmıştır.

2. PİSTONLU BASINÇ STANDARTLARI

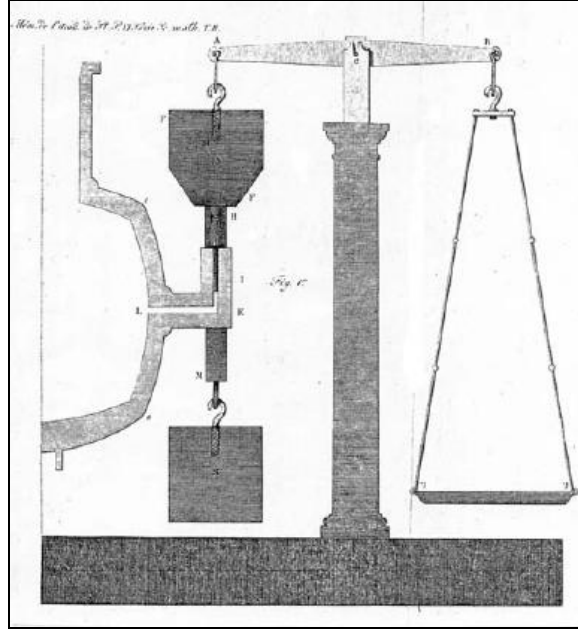
2.1 Giriş

Pistonlu basınç standartları, yaygın olarak birincil (primer) düzeyde basınç ölçümlerinde kullanılan ve referans basınç oluşturulmasına yarayan sistemlerdir. Bu sistem için pistonlu basınç standardı, piston gauge, piston manometre, dead weight tester gibi adlandırmalar kullanılmaktadır. Pistonlu basınç standartları, basıncın fiziksel tanımı olan “birim alana etkiyen dik kuvvet” tanımından yola çıkılarak tasarlanmış cihazlardır. Basınç metrolojisi alanında yaygın olarak kullanılmakta olan pistonlu basınç standartları ile manometre, basınç dönüştürücüleri (transducer, transmitter), barometre, basınç kalibratörleri gibi sekonder (ikincil) seviye basınç ölçerlerin kalibrasyon işlemi gerçekleştirilmektedir.

2.2 Pistonlu Basınç Standartlarının Tarihsel Gelişimi

19. yüzyılın başlarına uzanan pistonlu basınç standartlarının tarihi, buhar makinelerinin sanayi uygulamaları ve gazlar ve sıvıların farklı sıcaklık ve basınç altındaki termodinamik özelliklerinin belirlenmesine duyulan ihtiyaca dayalı olarak başlamıştır. Buharlı makineler üzerine çalışan Huygens ve Papin (1690), Newcomen (1700), Watt'ın (1769 ve 1780) takipçisi ve aynı zamanda klasik termodinamiğin kurucuları arasında sayılan Lavoiser, Dalton, Gay-Lussac ve Carnot pistonlu basınç standartlarının gelişiminde önemli rol oynamışlardır. (Buonanno vd., 2007)

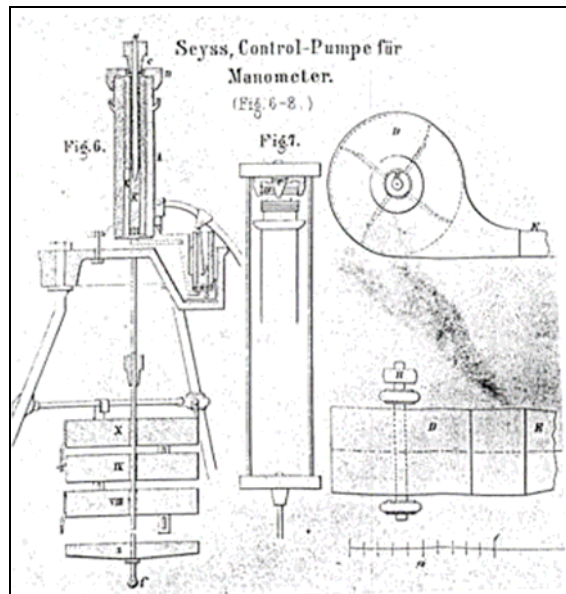
Parrot (1832), 10 MPa'a kadar basınç uygulayarak çeşitli malzemeler üzerinde çalıştı. Parrot, üzerine belirli miktarda yük yüklediği ve bir buhar kazanı aracılığıyla beslemesini sağladığı bir çelik piston-silindir ünitesini analitik bir terazinin diğer koluna bağlayarak basınç ölçümlerini gerçekleştirmiştir. (Şekil 2.1)



Şekil 2.1 Parrot tarafından tasarlanan pistonlu basınç standardı

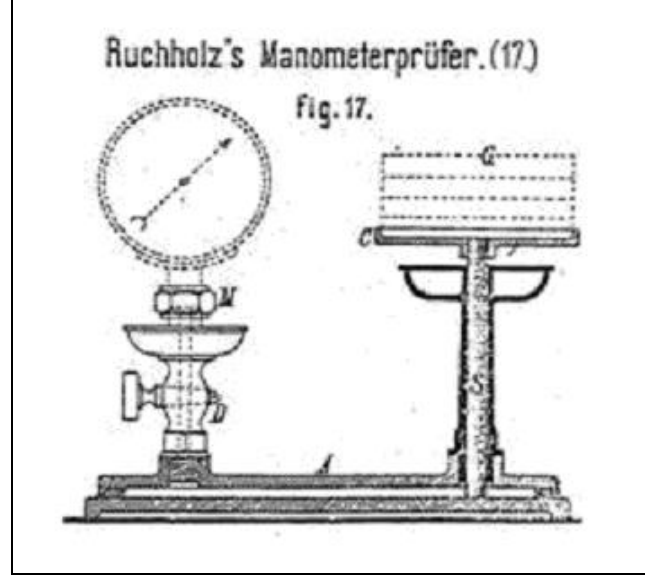
Galy Cazalat, (1846) bir civa sütunu ve ikili hidrolik bir piston-silindir ünitesinden oluşan bir sistemle fark basıncı ölçümlerini gerçekleştirmiştir. Burada ölçüm düzeneği, küçük piston-silindir ünitesine yüksek basıncın, büyük piston-silindir ünitesine ise düşük basıncın uygulanarak aradaki farkın civa sütunu yardımıyla ölçülmesine dayanmaktadır. Benzer bir düzenek 1871'de Desgoffe tarafından yapılmış ve 100 MPa'a kadar çalıştırılmıştır.

Seyss, (1869) ilk otomatik yüklemeli pistonlu basınç standardını tasarlamıştır. (Şekil 2.2)



Şekil 2.2 İlk otomatik yüklemeli pistonlu basınç standardı

1893'te Amagat, ilk dönerek çalışan pistonla sahip pistonlu basınç standardını geliştirmiştir böylece silindirdeki sürtünmeleri azaltarak basınç duyarlılığını artırmış olmuştur. Ruchholz'un, (1883) aynı bakış açısıyla gerçekleştirdiği tasarımla, bourdon gauge'lerin direkt kalibrasyonunu gerçekleştirmeye yarayan modern pistonlu basınç standardının temelleri atılmış olmuştur. (Şekil 2.3)



Şekil 2.3 Ruchholz tarafından tasarlanan pistonlu basınç standardı

1897'de Stückerath tarafından icat edilen ve 50 MPa'a kadar çalışabilen pistonlu basınç standardına eklenen manivela koluyla pistonla kuvvet uygulanması sağlanmış ve ayrıca 25 MPa'da % 0.04 doğruluk sağlanmıştır.

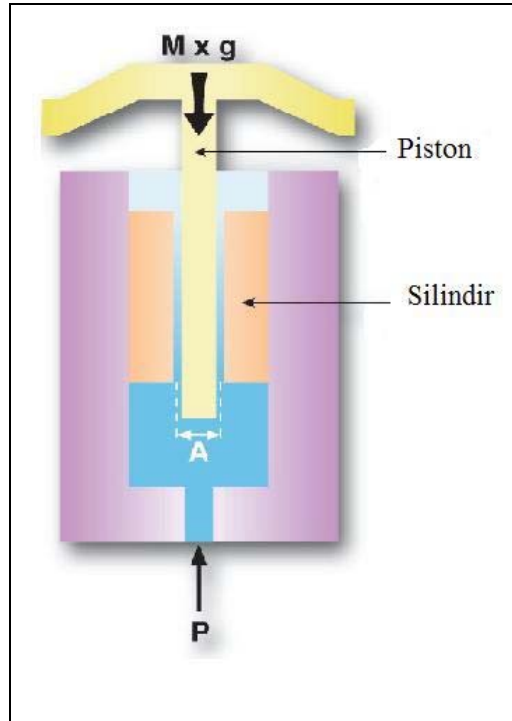
Basınç metrolojisi alanında bir yandan daha yüksek basınçların ölçülmesi diğer yandan da belirsizliklerin düşürülmesine duyulan ihtiyaç pistonlu basınç standartlarının tasarımı konusundaki ilerlemelerin devamını sağlamıştır. Bu alandaki belli başlı çalışmalarını şöyle sıralayabiliriz:

- Brigman, (1909) ilk kontrollü boşluklu pistonlu basınç standardını tasarlamıştır. Bu tasarımda silindirin dış yüzeyine de ceket basıncı denilen bağımsız bir basınç uygulayarak meydana gelecek büyük distorsyonları azaltmaya çalışmıştır.
- Brigman, (1911) tarafından geri-girişli tip pistonlu basınç standardı tasarlanmış, burada pistonla uygulanan basıncın aynısı silindirin dış yüzeyine de uygulanmıştır.

- Johnson ve Newhall, (1953) ve Newhall, (1957) çok sayıda kontrollü boşluklu pistonlu basınç standardı geliştirerek 1.4 GPa'a kadar hidrolik basınç ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. (Buonanno vd., 2007)

2.3 Pistonlu Basınç Standartlarının Çalışma Prensibi

Sistemin ana elemanı piston-silindir ünitesinin çalışma prensibi, yüzeyi çok iyi işlenmiş A_e efektif alanına sahip pistonun altına uygulanan akışkan basıncının, akışkan içerisinde serbestçe yüzen piston üzerindeki kütleler aracılığıyla yaratılan F kuvvetiyle dengelenmesi esasına dayanmaktadır. Farklı bir deyişle, sistemde oluşturulan referans basınç; $p = F / A_e$ olarak ifade edilebilmektedir.



Şekil 2.4 Basit tipte bir piston-silindir ünitesi

Tüm pistonlu basınç standartlarında, akışkan basıncını dengeleyen F kuvveti, akışkan içerisinde serbestçe yüzen piston ve piston üzerindeki kütleler ile oluşturulur. Yüksek hassasiyet ve doğrulukta basınç ölçümlerinin gerçekleştirebilmesi için piston ve silindir arasındaki temas ve sürtünmenin minimize edilmesi gereklidir. Bir çok sistemde bu etkileri minimize edecek kuvvetler, silindir sabit kalmak üzere piston ve üzerindeki kütlelerin döndürülmesi ile sağlanmıştır. Piston ve üzerindeki kütlelerin döndürülmesiyle oluşan kuvvetler, pistonun silindir içerisinde merkezde durmasını sağlar. Sistemin performansının iyi

olabilmesi için piston ve silindirin düzgün ve yüzeyinin iyi işlenerek pürüzlülüklerinin azaltılmış, kesitlerinin daireye çok yakın olması ve aralarındaki boşluğun 0.5-1 μm ya da daha düşük olması gerekir. Atmosferik basınç civarında, piston-silindir ünitesi efektif alanı değerinin yüzme mesafesi boyunca sabit olması beklenir. Burada piston-silindir ünitesi yuvarlaklık değerinin 1-50 mm çap değeri aralığında ± 100 nm olması istenilen bir seviyedir.

2.4 Kullanılan Akışkana Göre Pistonlu Basınç Standardı Çeşitleri

Pistonlu basınç standartlarında, pistonun altına uygulanan akışkan basıncı, sıvı ya da gaz akışkan kullanılarak oluşturulabilir. Kullanılan akışkan türüne göre pistonlu basınç standartları, hidrolik pistonlu basınç standartları ve pnömatik pistonlu basınç standartları olmak üzere ikiye ayrılırlar. (Şekil 2.5 ve Şekil 2.6)

Hidrolik ve pnömatik pistonlu basınç standartlarında basınç oluşturmak üzere kullanılan akışkanın yoğunluk, viskozite gibi fiziksel özelliklerinin basınç ve sıcaklığa bağlı değişimlerinin bilinmesi, uygulanan basıncın yüksek doğrulukla hesaplanabilmesi için zorunludur. Bu nedenle hidrolik sistemlerde, sebecate, spin esso gibi özel yağlar, pnömatik sistemlerde de yüksek saflıkta azot, kuru hava gibi gazlar kullanılmaktadır.

Hidrolik basınç standartları yüksek ve çok yüksek basınç değerlerinin oluşturulması ve ölçülmesinde, pnömatik pistonlu basınç standartları ise atmosfer basıncı civarında ve yüksek basınç aralığındaki düşük basınçlarda kullanılmaktadır. Özel amaçlı üretilen hidrolik pistonlu basınç standartları sayesinde 3 GPa basınca ulaşmak mümkündür.



Şekil 2.5 Hidrolik pistonlu basınç standardı

Hidrolik pistonlu basınç standartları ile atmosferik basıncın referans olarak alındığı bağıl basınç ve fark basıncı ölçümleri gerçekleştirilirken, pnömatik cihazlarla hem bağıl hem de mutlak basınç ölçümleri gerçekleştirilmektedir. Mutlak basınç ölçümü yapan sistemlerde, piston silindir ünitesi ve kuvvet oluşturmak amacıyla üzerine yerleştirilen kütleler cam fanus içerisinde alınarak dış ortamdan yalıtılması sağlanır ve vakum pompaları aracılığıyla sistem içerisindeki hava boşaltılır.



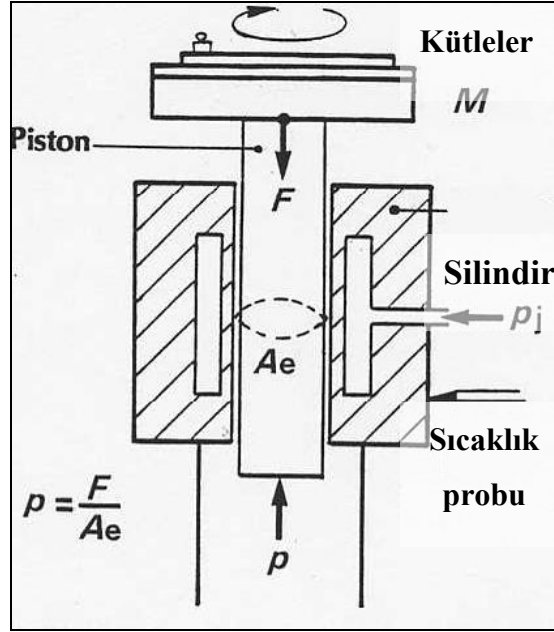
Şekil 2.6 Pnömatik pistonlu basınç standardı (Mutlak basınç modu)

2.5 Konstrüksiyonuna Göre Pistonlu Basınç Standardı Çeşitleri

Piston-silindir ünitesinin tasarımına göre pistonlu basınç standartları temel 3 sınıfta incelenebilir:

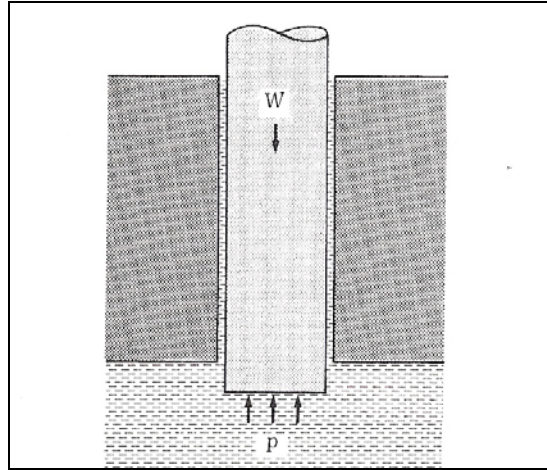
1. Basit tipte pistonlu basınç standardı
2. Geri-girişli pistonlu basınç standardı
3. Kontrol edilmiş boşluklu pistonlu basınç standardı

Şekil 2.7'de üç temel piston-silindir yapısı görülmektedir. Burada pistonlu basınç standardı $p_j = 0$ ise basit tip, $p_j = p$ ise geri girişli ve $p_j \neq p$ ise kontrol edilmiş boşluklu pistonlu basınç standardı olarak tanımlanır. (Buonanno vd., 2007)



Şekil 2.7 Kontrol edilmiş boşluklu piston-silindir ünitesi

Basit ya da serbest deformasyonlu olarak tanımlanan pistonlu basınç standartlarında basınç sadece piston tabanına uygulanır. Bu tip pistonlu basınç standartlarında piston-silindir ünitesi uygulanan basınca bağlı olarak oluşan serbest deformasyona maruz kalmaktadır. (Şekil 2.8)

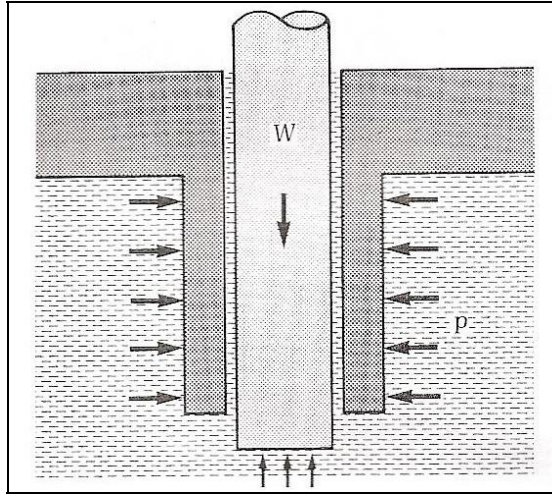


Şekil 2.8 Basit tip piston-silindir ünitesi

Basit tip pistonlu basınç standartlarında, piston ve silindirde oluşan deformasyon uygulanan basınca, piston-silindir ünitesi geometrisine, piston ve silindirin malzemesine bağlı elastik sabitlere ve basınç uygulanan akışkanın fiziksel özelliklerine bağlıdır. Yaygın olarak kullanılmakta olan bu pistonlu basınç standartları ile maksimum 500 MPa'a kadar basınç ölçümleri yapılabilmektedir. Bu tip basınç standartlarının kullanımındaki kısıtlama, yüksek

basınçlarda silindirde meydana gelen büyük distorsyonların yüksek düşme hızlarına sebep olmasındandır.

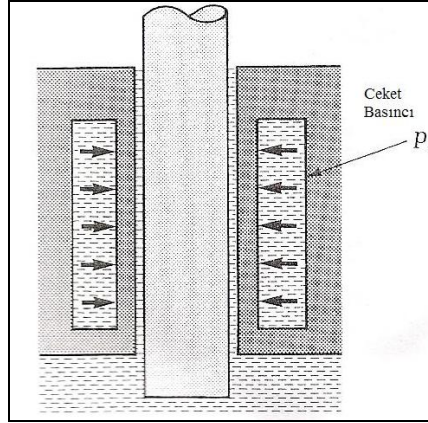
Geri-girişli pistonlu basınç standartlarında uygulanan p basıncı sadece pistonun altına değil, silindirin dış yüzeyinin tamamına da uygulanmaktadır. Böylece yüksek basınçlarda silindirde meydana gelen büyük deformasyonlar azaltılmış olur. Yine burada piston-silindir arasındaki basınç dağılımı, pistonun altına ve silindirin dış yüzeyine uygulanan p basıncına, piston-silindir ünitesi geometrisine, piston ve silindirin malzemesine ve basıncın uygulandığı akışkanın yoğunluk, viskozite gibi fiziksel özelliklerine bağlıdır. Bu tip pistonlu basınç standartları 700 MPa'a kadar basınç ölçümlerinde kullanılmaktadır. Geçmişte Bridgman tarafından yapılmış ve 1.3 GPa'a kadar çalışan bir örneği de bulunmaktadır. Geri-girişli pistonlu basınç standartları geçmişte yaygın olarak kullanılmasına karşın günümüzde pek yaygın değildir. (Şekil 2.9)



Şekil 2.9 Geri girişli piston-silindir ünitesi

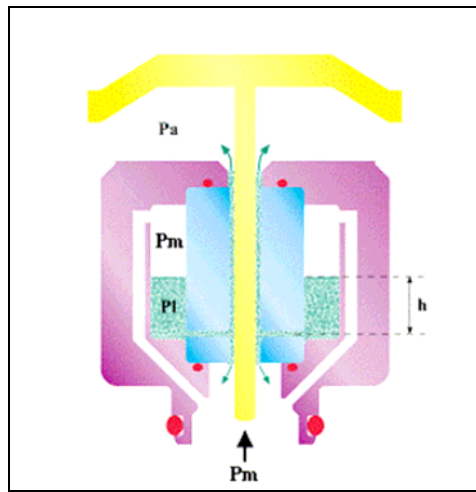
Kontrol edilmiş boşluklu pistonlu basınç standardında, piston tabanına uygulanan p basıncına ek olarak silindir dış yüzeyine bağımsız bir sistem tarafından ceket basıncı p_j olarak adlandırılan değişken bir basınç uygulanmaktadır. Uygulanması, kontrolü ve ölçümü söz konusu bağımsız sistem tarafından yapılan ceket basıncı sayesinde silindirde meydana gelecek büyük deformasyonlar engellenebilmektedir. Burada piston-silindir ünitesi arasındaki basınç dağılımı, piston-silindir ünitesi geometrisine, uygulanan p ve p_j basıncı değerlerine, piston ve silindirin malzemesine ve aradaki akışkanın fiziksel özelliklerine bağlıdır.

Kontrol edilmiş boşluklu pistonlu basınç standartları çok yüksek basınç ölçümlerinde elverişlidir, bu standartlar kullanılarak 500 MPa'dan büyük hatta 2 GPa'ı aşan basınç ölçümleri gerçekleştirilebilmektedir. Bu tip konstrüksiyona sahip bir pistonlu basınç standardının avantajı, ceket basıncının ayarlanabilmesiyle piston-silindir ünitesi arasında sabit bir boşluk elde edilmesi ve böylece efektif alanın kolayca belirlenebilmesidir. Kontrol edilmiş boşluklu pistonlu basınç standartlarıyla güvenli bir şekilde yüksek basınç değerlerine çıkılabilir. (Şekil 2.10)



Şekil 2.10 Kontrol edilmiş boşluklu piston-silindir ünitesi

Literatürde yukarıda sıralanan temel pistonlu basınç standardı tiplerinin yanısıra negatif serbest deformasyonlu pistonlu basınç standardı (Şekil 2.11), karışık konfigürasyonlu pistonlu basınç standardı, küre şeklinde pistonu sahip pistonlu basınç standardı, yivli pistonu sahip pistonlu basınç standardı ve çift piston-silindir üniteli pistonlu basınç standardı gibi standartlar bulunmaktadır (Buonanno vd., 2007)



Şekil 2.11 Negatif serbest deformasyonlu piston-silindir ünitesi

2.6 Piston-silindir Ünitesi İmalatında Malzeme Seçimi

Piston-silindir ünitesi imalatında malzeme seçimi oldukça önemlidir. Piston ve silindirin malzemesinin yüksek mukavemete sahip, sabit yoğunlukta, düşük ısıl genleşme katsayısına sahip, manyetize olma ve elektrostatik yüklenme değerlerinin düşük ve imalatı açısından mikronlar mertebesinde işlenmeye uygun nitelikte olması gereklidir. Yüksek mukavemet değerlerine sahip oluşuyla, piston-silindir imalatında en çok tercih edilen malzeme tungsten karbitdir. Tungsten karbit, Young modülü ve Poisson katsayısı gibi elastisite özellikleri açısından üzerinde çalışılmış, bu tür özellikleri kobalt bağlama yüzdesinin fonksiyonu olarak elde edilmiştir. (Sabuga, 2001) Bu çalışmalara göre, tungsten karbit malzemesinin Young modülü, E değeri kobalt bağlama yüzdesine bağlı olarak, 450 GPa ile 750 GPa değeri arasında değişmekte, Poisson katsayısı, μ ise yine kobalt bağlama yüzdesine bağlı olarak 0.2 ile 0.28 arasında değişmektedir.

Primer basınç ölçümlerinde kullanılmakta olan, yüksek kalitedeki piston-silindir ünitelerinin Young modülü ve Poisson katsayısı gibi elastisite özellikleri deneysel ölçümlerle belirlenmektedir. Çünkü bu iki parametre, basınç distorsyon katsayısının yüksek doğrulukla belirlenmesinde büyük önem taşımaktadır. (Sabuga, 2001 ve Molinar vd., 1992)

Piston ve silindir imalatında yaygın olarak kullanılmakta olan diğer bir malzeme de takım çeliğidir. Çeliğin de elastiklik özellikleri sahip olduğu malzeme bileşimine ve tabii tutulduğu yaşlandırma proseslerine bağlıdır. Çeliğin Young modülü değeri 200 GPa ile 230 GPa değerleri arasında değişmekte, Poisson katsayısı ise 0.28 ile 0.3 arasında değişmektedir.

Piston ve silindir imalatında günümüzde çok fazla tercih edilmeyen fakat eskiden kullanılmakta olan diğer malzemeler alüminyum bronz alaşımı ve pirinç olarak sıralanabilir (Buonanno vd., 2007). Bu malzemelerden alüminyum bronzun Young modülü 145 GPa, Poisson katsayısı 0.34; pirincin ise Young modülü 110 GPa, Poisson katsayısı 0.35 olarak kabul edilmektedir.

2.7 Pistonlu Basınç Standartlarında Kullanılan Akışkanların Özellikleri

Pistonlu basınç standartlarında kullanılan akışkanların saf, hava kabarcıklarından arındırılmış, yoğunluk ve dinamik viskozite değerlerinin sıcaklık ve basınç değişimlerinin mümkün olduğunca küçük değerlerde olması gerekmektedir. Faz geçişi aralığının uygulanan basınç ve sıcaklığın dışında olması zorunluluğu olan akışkanın uygulanan basınca çabuk tepki verebilmesi de aranılan diğer bir özelliktir. Ayrıca kullanılan akışkanın yüzey gerilimi değerinin ve bu değerinin sıcaklıkla değişiminin bilinmesi gereklidir.

Pistonlu basınç standartlarında farklı sıvılar kullanılabilir, burada kullanılacak akışkanın sistemin sızdırmazlık elemanlarına, bağlantı parçalarına ve kalibrasyonu yapılacak test cihazına zarar vermeyecek özelliklerde olmasına özen gösterilmelidir.

Basınç metrolojisinde kullanılan sıvılara saf su, mineral yağları, heptan karışımları, izo-amil alkol, pentan karışımları, di(2)-etil-hexil-sebacate (DHS), spin esso 10 gibi sıvıları örnek verebiliriz. Bunların birbirlerine göre çeşitli avantaj ve dezavantajları olduğu gibi, kullandıkları basınç ölçüm aralıkları da çeşitlilik gösterir. Saf su, korozyon gibi istenmeyen etkilere sebep olabileceği gibi, 100 MPa basınç değerinin üzerinde de kullanılamamaktadır. Mineral yağlar 300 MPa basınca kadar kullanılabilirken, heptan karışımları ile 1.5 GPa basınç değerlerine ulaşılabilir. İzo-amil alkollerle 2 GPa, pentan ve izo-pentan gibi pentan karışımlarıyla 3 GPa'a kadar basınç ölçümleri gerçekleştirilebilmektedir. Yukarıda sayılan sıvılardan en yaygın olarak kullanılan di(2)-etil-hexil-sebacate (DHS) sıvısıdır. Buonanno vd. (2007) tarafından bildirildiğine göre, yapılan deneysel çalışmalarla, bu sıvının 1 GPa basınç değerine kadar basınç ve sıcaklık değişimlerine karşı yoğunluk ve dinamik viskozite gibi özellikleri belirlenmiştir. (Vergne, 1990)

Piston-silindir ünitesi yüzme uzunluğu boyunca yoğunluk ve dinamik viskozite gibi özelliklerin basınç ve sıcaklıkla değişiminin bilinmesi gereklidir. Çünkü bu iki parametre, piston-silindir ünitesi boşluğundaki akışkanın basınç profilinin ve ünite bileşenlerinde meydana gelecek şekil değişimlerinin belirlenmesinde dolayısıyla efektif alan ve basınç distorsyon katsayısının belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır.

Di(2)-etil-hexil-sebacate (DHS) sıvısına ait özellikler aşağıda verilmiştir:

Yüzey gerilimi (20 °C'de), $\gamma=0.031 \text{ N.m}^{-1}$

500 MPa'dan küçük basınç değerleri için yoğunluğu (atmosferik basınç ve 20 °C civarındaki sıcaklıkta), ρ

$$\rho(p_{atm}, t) = 927.57 - 0.7093 t \quad (2.1)$$

20 °C'de basınçla (MPa biriminde) değişimi

$$\rho(p, 20^\circ C) = 912.6657 + 0.752097 p - 1.64485 \times 10^{-3} p^2 + 1.45625 \times 10^{-6} p^3 \quad (2.2)$$

25 °C'de basınçla (MPa biriminde) değişimi

$$\rho(p, 25^\circ C) = 910.7783 + 0.694716 p - 1.33733 \times 10^{-3} p^2 + 1.06354 \times 10^{-6} p^3 \quad (2.3)$$

Sıcaklığın 20 °C civarında olması koşuluyla, 20 °C'den saptığı durumlar için (1.1) nolu eşitlik için aşağıdaki düzeltme çarpanı uygulanır:

$$\rho(p, t) = \left[912.6657 + 0.752097 p - 1.64485 \times 10^{-3} p^2 + 1.45625 \times 10^{-6} p^3 \right] \left[1 - 7.8 \times 10^{-4} (t - 20) \right] \quad (2.4)$$

Dinamik viskozite 20 °C'de basınçla (MPa biriminde) değişimi

$$\eta(p, 20^\circ C) = 0.021554 (1 + 1.90036 \times 10^{-3} p)^{8.8101} \quad (2.5)$$

Dinamik viskozite 25 °C'de basınçla (MPa biriminde) değişimi

$$\eta(p, 25^\circ C) = 0.0168044 (1 + 2.47104 \times 10^{-3} p)^{7.0688} \quad (2.6)$$

500 MPa'dan büyük basınç değerleri için,

$$\rho(p, 20^\circ C) = 915.61 + 0.505727 p - 0.661573 \times 10^{-3} p^2 + 0.584283 \times 10^{-6} p^3 - 0.204436 \times 10^{-9} p^3 \quad (2.7)$$

Dinamik viskozite 20 °C'de basınçla (MPa biriminde) değişimi

$$\eta(p, 20^\circ C) = 469.968 - 4.93204 p + 0.0213348 p^2 - 4.8768 \times 10^{-5} p^3 + 6.25155 \times 10^{-8} p^4 - 4.28033 \times 10^{-11} p^5 + 1.2575 \times 10^{-14} p^6 \quad (2.8)$$

Pnömatik pistonlu basınç standartlarında, basınç oluşturmak üzere çoğunlukla kuru hava ve yüksek saflıkta (% 99.999) azot gazı ve helyum gibi gazlar kullanılmaktadır. Bu sistemlerde de kullanılan gazın yoğunluğu başta olmak üzere yoğunluğunun uygulanan basınca karşı değişimi gibi özelliklerinin bilinmesi gereklidir.

Azot gazının yoğunluğunun basınçla değişimi ilişkisi aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir:

$$\rho(p) = 1.1347 \times 10^{-5} p \quad (0 - 6.9 \text{ MPa basınç aralığı için}) \quad (2.9)$$

$$\rho(p) = 6.573 + 11.016 p - 0.055087 p^2 \quad (6.9 - 100 \text{ MPa basınç aralığı için}) \quad (2.10)$$

Helyum gazının yoğunluğunun basınçla değişimi ilişkisi aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir:

$$\rho(p) = 1.585 \times 10^{-6} p \quad (0 - 6.9 \text{ MPa basınç aralığı için}) \quad (2.11)$$

$$\rho(p) = 0.3136 \times 10^{-1} + 1.508 p - 3.386 \times 10^{-3} p^2 \quad (6.9 - 100 \text{ MPa basınç aralığı için}) \quad (2.12)$$

(1.8) – (1.9) nolu denklemlerle verilen eşitliklerde p MPa cinsinden mutlak basınç değerini göstermektedir. Uygulanan basınç değeri bağıl basınç cinsinden verilmişse

$$P_{mutlak} = P_{bağıl} + 0.101325 \quad (2.13)$$

eşitliğiyle mutlak basınca dönüştürülmelidir.

Pnömatik pistonlu basınç standardında basınç oluşturmak üzere hava kullanılıyorsa, havanın yoğunluğu aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir:

$$\rho_{hava} = \frac{0.0004646 \times (p - 4990221.6 \times RH \times e^{\frac{-5315.56}{273.15+t}})}{273.15 + t} \quad (2.14)$$

Burada p mmHg cinsinden ortamın atmosferik basıncını, t °C cinsinden havanın sıcaklığını ve RH ise % cinsinden bağıl nem değerini göstermektedir.

2.8 Pistonlu Basınç Standartlarında Referans Basıncın Oluşturulması

Pistonlu basınç standartlarının çalışma prensibinde de belirtildiği üzere, sistemde oluşturulan basınç teorik olarak $p = F / A_e$ formülüyle hesaplanmaktadır. Fakat burada yüksek doğrulukta basınç değeri elde edebilmek için uygulanan kuvvet ve efektif alan üzerinde bir takım düzeltmeler yapılır.

Efektif alanı etkileyen parametreler, piston-silindir ünitesinin malzemesi, sıcaklığı ve basınç distorsiyon katsayısı olarak sıralanabilir.

Piston-silindir ünitesi üzerine uygulanan kuvveti etkileyen düzeltme faktörlerini ise yerel değişikliklere bağlı olan yerçekimi ivmesi, kütleler ve diğer yüzen elemanlar üzerindeki havanın kaldırma kuvveti etkisi, pistonun geometrisine bağlı olarak değişen hacim düzeltme etkisi, hidrostatik basınç etkisi ve basıncın uygulandığı akışkanın yüzey gerilimi etkisi olarak sıralanabilir.

Pistonlu basınç standardı kullanılarak oluşturulan referans basınç değeri aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır:

$$P_e = \frac{F}{A_e} \quad (2.15)$$

$$F = \{\Sigma(m.(1- \rho_a / \rho_m)) + B + H\}.g + S \quad (2.16)$$

$$A_e = A_{0,20^\circ\text{C}}.(1 + \lambda . p).(1 + (\alpha_p + \alpha_c).(T - 20)) \quad (2.17)$$

$$p_e = \frac{\{\Sigma(m.(1- \rho_a / \rho_m)) + B + H\}.g + S^*}{A_{0,20^\circ\text{C}}.(1 + \lambda . p).(1 + (\alpha_p + \alpha_c).(T - 20))} \quad (2.18)$$

burada,

p_e : Pistonlu basınç standardında oluşturulan basınç (Pa)

F : Piston ve üzerine yerleştirilen kütleler aracılığıyla uygulanan kuvvetin düzeltmeler yapıldıktan sonraki değeri (N)

A_e : Piston-silindir ünitesi efektif alanının ilgili basınç noktasında üzerindeki düzeltmeler yapıldıktan sonraki değeri (m^2)

m : Piston ve üzerindeki kütleler (kg)

ρ_a : Ölçüm sırasındaki ortam hava yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_m : Piston ve diğer kütlelerin yoğunluğu (kg/m^3)

B : Pistonun alt kısmındaki girinti veya çıkıntı şeklindeki geometrik farklılıklar (basit tipteki pistondan sapmalar) için hacim düzeltmesi (kg)

H : Pistonun tabanı ile basınç ölçerin basınç giriş noktası arasındaki seviye farkı için hidrostatik basınç düzeltmesi (kg)

g : Yerel yerçekimi ivmesi (m/s^2)

S : Piston ile akışkan arasındaki yüzey gerilmesi için düzeltme (N)

$A_{0,20^\circ\text{C}}$: Atmosfer basıncı ve 20°C sıcaklıkta piston-silindir ünitesi efektif alanı (m^2)

λ : Basınç distorsiyon katsayısı (MPa^{-1})

p : Pistona uygulanan akışkan basıncının nominal değeri (MPa)

α_p : Pistona ait lineer ısı genleşme katsayısı ($^\circ\text{C}^{-1}$)

α_c : Silindire ait lineer ısı genleşme katsayısı ($^\circ\text{C}^{-1}$)

T : Ölçüm noktasındaki piston-silindir sıcaklığı (°C)

Yukarıdaki eşitlikle verilen hacim düzeltmesi etkisi, B, hidrostatik basınç düzeltmesi etkisi, H ve yüzey gerilimi etkisi, S bileşenleri daha açık bir şekilde şöyle ifade edilebilir:

$$B = V \cdot (\rho_f - \rho_a) \quad (2.19)$$

Burada V, pistonun konstrüksiyonuna bağlı bir parametre olup, basit tipteki bir pistonun sapmaları ifade etmektedir. Farklı bir deyişle, piston üzerinde herhangi bir girinti ya da çıkıntı gibi yapısal bir farklılık varsa, bu girinti ya da çıkıntının hacmi, V hesaplanarak hacim düzeltmesi bileşeninin hesaplanmasında kullanılır. Hacim düzeltilmesinin hesabında kullanılan diğer iki parametre, pistonlu basınç standardında kullanılan akışkanın yoğunluğu, ρ_f ve ölçümün gerçekleştirildiği ortamın hava yoğunluğu olan ρ_a 'dır.

$$H = (\rho_f - \rho_a) \cdot h \cdot A \quad (2.20)$$

Hidrostatik basınç düzeltmesi, akışkanın uygulandığı piston tabanı ile basınç ölçerin basınç girişi arasındaki yükseklik farkının yarattığı basınç farklılığından dolayı uygulanan düzeltme faktörüdür. Burada sözü geçen yükseklik farkı h ile ifade edilmekte, eşitlikte yer alan A ise piston-silindir ünitesi nominal efektif alanını göstermektedir.

$$S = \sigma \cdot U \quad (2.21)$$

Piston-silindir ünitesi için yüzey gerilim etkisi, S yüzey gerilim katsayısı, σ ile pistonun çevresi, U çarpımına eşittir. Pnömatik sistemlerde kullanılmakta olan gazlar için yüzey gerilim katsayısı 0 olacağından, bu sistemler için yüzey gerilim etkisi hesaplanmaz. Hidrolik pistonlu basınç standartlarında ise yaygın olarak kullanılmakta sebacate akışkanı için yüzey gerilim katsayısı, $\sigma = 30 \times 10^{-3}$ N/m olarak alınmaktadır. Yukarıdaki eşitlikte bahsi geçen pistonun çevresi, U piston yarıçapı r olmak üzere bilinen $U = 2\pi r$ matematiksel ifadesiyle hesaplanmaktadır.

2.9 Piston-Silindir Ünitesi Efektif Alanı İle İlgili Düzeltmeler

Piston-silindir ünitesi efektif alanı, uygulanan basınç ve sıcaklığa aşağıdaki eşitlikte ifade edildiği şekilde bağlıdır.

$$A_e = A_{0,20^\circ\text{C}} \cdot (1 + \lambda \cdot p) \cdot (1 + (\alpha_p + \alpha_c) \cdot (T - 20)) \quad (2.22)$$

2.9.1 Efektif alan sıcaklık ilişkisi

Piston-silindir ünitesi efektif alanının sıcaklıkla değişimi piston ve silindirin piston ve silindirin yapıldığı malzemeye bağlıdır. Efektif alan ısı genleşme katsayısı, her iki bileşenin yapıldığı malzemenin alan genleşme katsayılarının ortalamasıdır. Bu da piston ve silindirin lineer ısı genleşme katsayıları toplamına eşittir (Dadson vd., 1982). Sonuç olarak, piston ve silindirin lineer ısı genleşme katsayıları sırasıyla α_p , α_c olmak üzere, efektif alan ısı genleşme katsayısı β aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\beta = \alpha_p + \alpha_c \quad (2.23)$$

T , referans sıcaklık değeri ve t , ölçümün yapıldığı sıcaklık değeri olmak üzere, piston-silindir ünitesi efektif alanı, A_t aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir:

$$A_t = A_T [1 + \beta(t - T)] \quad (2.24)$$

Burada A_T referans sıcaklıktaki efektif alan değerini göstermektedir. Çoğunlukla 20°C olmak üzere, kullanılan referans sıcaklık değerleri $20^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}$ arasındadır. Aşağıdaki tabloda piston-silindir ünitesinin imal edildiği malzemeye bağlı olarak değişen β değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.1 Efektif alan ısı genleşme katsayıları

Piston-silindir ünitesi malzemesi	Efektif alan ısı genleşme katsayısı, β
Çelik	$22-29 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Tungsten karbit	$14-15 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Alüminyum	$44 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Seramik	$6-9 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

Piston-silindir ünitesi efektif alanının yüksek doğrulukla belirlenebilmesi için piston-silindir sıcaklığının $\pm 0.3^\circ\text{C}$ ile $\pm 0.4^\circ\text{C}$ veya daha düşük bir doğrulukla belirlenmesi gereklidir. Günümüzde piston-silindir ünitesi sıcaklığını belirlemek amacıyla silindir duvarına ısı çift yerleştirilen çözüm teknikleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Piston-silindir ünitesinin bir motor yardımıyla döndürüldüğü pistonlu basınç standartlarında sıcaklık stabilizasyonu

sağlamak güçleşeceğinden bu gibi durumlarda ortam sıcaklığı piston-silindir sıcaklığı olarak kabul edilebilir.

2.9.2 Efektif alan basınç ilişkisi

Piston-silindir ünitesi efektif alanının uygulanan basınçla değişimi iki sebebe dayanmaktadır. Birincisi ve asıl önemli etki piston ve silindirin elastik deformasyonuna bağlı olan etkidir. İkinci ve nispeten önemsiz olan etken ise, özellikle gaz modunda çalışan pistonlu basınç standartları için önem kazanan, piston ve silindirin konstrüksiyonuna bağlı olan ve ideal silindirik geometriden sapmalara göre değişen bağımlılık ilişkisidir.

Basit tipte piston-silindir ünitesi için efektif alan, uygulanan basınca karşılık piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısının lineer fonksiyonu olarak değişmektedir.

$$A_e = A_0 \cdot (1 + \lambda p) \quad (2.25)$$

Burada A_e , piston-silindir ünitesi efektif alanını, A_0 , atmosferik basınç altındaki efektif alan değerini, λ piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısını ve p ise uygulanan basınç değerini göstermektedir.

Pratikte, piston-silindir ünitesi efektif alanının uygulanan basınçla değişimi piston silindir ünitesinin kalibrasyonu sonucunda belirlenebilmekte, elde edilen ilişki bir matematiksel bir fonksiyonla ifade edilebileceği gibi, tablo halinde ya da bir eğriyle de ifade edilebilmektedir.

2.10 Uygulanan Kuvvet İle İlgili Düzeltmeler

Piston-silindir ünitesi üzerine uygulanan kuvvet üzerindeki düzeltmeler aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- a) Yerçekimi değerindeki yerel değişimler
- b) Yüklenen kütleler ve diğer yüzer elemanlar üzerindeki havanın kaldırma etkisi
- c) Pistonun akışkan içine daldırılmış kısmı için akışkanın kaldırma etkisi
- d) Sıvı kolon yüksekliği
- e) Yüzey gerilim etkisi

Piston silindir ünitesi üzerine yerleştirilen kütleler aracılığıyla oluşturulan, yüzer eleman üzerine etkiyen konvansiyonel kuvvet değeri aşağıdaki formülle belirlenebilir:

$$F = \{\Sigma(m.(1- \rho_a / \rho_m)) + B + H\}.g + S \quad (2.26)$$

burada,

m : Piston ve üzerindeki yükün toplam kütlesi (kg)

ρ_a : Ölçüm sırasındaki ortam hava yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_m : Piston ve diğer kütlelerin yoğunluğu (kg/m^3)

B : Pistonun alt kısmındaki girinti veya çıkıntı şeklindeki geometrik farklılıklar (basit tipteki pistondan sapmalar) için hacim düzeltmesi (kg)

H : Pistonun tabanı ile basınç ölçerin basınç giriş noktası arasındaki seviye farkı için hidrostatik basınç düzeltmesi (kg)

g : Yerel yerçekimi ivmesi (m/s^2)

S : Piston ile akışkan arasındaki yüzey gerilmesi için düzeltme (N)

2.10.1 Yerçekimi etkisi

Pistonlu basınç standardının yüzer elemanı üzerine etkiyen toplam kuvveti hesap edebilmek için, piston ve üzerine yerleştirilen kütlelerin toplam kütle değerinin yerel yerçekimi ivmesi değeri ile çarpılmalıdır. SI sistemde yerçekimi ivmesinin standart değeri yapılan uluslararası kabulde 9.80665 m/s^2 'dir.

Yerel yerçekimi ivmesi bulunulan coğrafik konuma bağlı olarak ilgili yerin enlem ve boylam bilgileri yardımıyla hesaplanır. Bunun için aşağıdaki eşitlik kullanılabilir:

$$g_{\varphi,H} = g_{0,0}(1 + \beta_1 \sin^2 \varphi - \beta_2 \sin^2 2\varphi) - 3.086 \times 10^{-6} H \quad (2.27)$$

Burada $g_{\varphi,H}$ bulunulan konumun enlem, φ ve deniz seviyesinden yüksekliğine, H bağlı olarak ve m/s^2 cinsinden hesaplanan yerel yerçekimi ivmesini, $g_{0,0}$ ise ekvator ve deniz seviyesindeki referans yerçekimi ivmesini göstermektedir. Eşitlikte yer alan β_1 ve β_2 değerleri sabit değerlerdir. Uluslararası Jeodezi Birliği'ne göre $g_{0,0}$, β_1 ve β_2 değerleri aşağıdaki şekilde alınarak hesaplamalara dahil edilebilir:

$$g_{0,0} = 9.7803184$$

$$\beta_1 = 0.0053024$$

$$\beta_2 = 0.0000059$$

Yukarıdaki formülle hesaplanan değere göre daha hassas bir sonuç elde edilmek istendiğinde mutlak yerçekimi ölçerler kullanılmalıdır. Dünya yüzeyi üzerinde yerçekimi değişimi yaklaşık olarak % 0.5 mertebesindedir (Dadson vd., 1982).

2.10.2 Havanın kaldırma etkisi

Havanın kaldırma kuvveti düzeltmesi, kütleler üzerindeki havanın hacminin yarattığı yukarı yönlü kuvveti gösterir. Kütle değeri m olan bir kütle üzerine etkiyen havanın kaldırma kuvveti etkisi, havanın yoğunluğu ρ_a ve kütlenin yoğunluğu ρ_m olmak üzere $mg(\rho_a/\rho_m)$ kadardır. Dolayısıyla uygulanması gereken düzeltme çarpanı $(1-\rho_a/\rho_m)$ şeklindedir (Lewis ve Peggs, 1992).

Pistonlu basınç standartlarında oluşturulan akışkan basıncının yarattığı kuvveti dengelemek üzere kullanılan kütleler genellikle paslanmaz çelikten imal edilmektedir. Bu kütlelerin yoğunluğunun $8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ olduğu göz önüne alındığında, normal sıcaklık ve atmosfer koşullarında havanın kaldırma kuvveti etkisinin ortalama % 0.015 gibi bir değerde olduğu sonucuna varılmaktadır.

Havanın kaldırma kuvveti etkisinin tam olarak belirlenebilmesi için, kütlelerin gerçek yoğunluk değerinin ve ortamdaki hava yoğunluğu değerinin tam olarak bilinmesi gerekmektedir. Hava yoğunluğunun belirlenebilmesi için ortam sıcaklığı, bağıl nem değeri ve atmosferik basınç değerlerinin ölçülmesi gerekmektedir. Bu değerlerin bilindiği koşullarda ortam hava yoğunluğu değeri aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmaktadır:

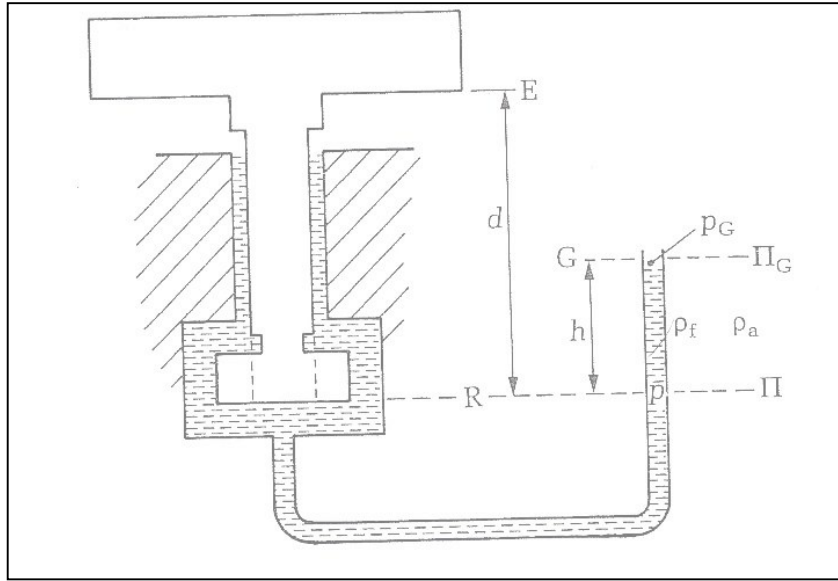
$$\rho_h = \frac{0.34848444 p - RH(0.00252 t - 0.020582)}{273.15 + t} \quad (2.28)$$

Burada T °C cinsinden ortamın hava sıcaklığını, RH % cinsinden ortamdaki havanın bağıl nem değerini ve p ise mbar cinsinden atmosferik basınç değerini göstermektedir. Hava yoğunluğunun kg/m^3 cinsinden elde edildiği bu eşitliğin kullanılabilmesi için atmosfer basıncının $900 \text{ mbar} \leq p \leq 1100 \text{ mbar}$ aralığında, sıcaklığın $10^\circ\text{C} \leq t \leq 30^\circ\text{C}$ aralığında ve bağıl nem değerinin ise $RH \leq \%80$ mertebesinde olması gerekmektedir.

2.10.3 Akışkanın kaldırma kuvveti etkisi ve akışkan yüksekliği düzeltmeleri

Pistonlu basınç standartlarında akışkanın yer değiştirme etkisiyle beraber akışkan yükseklik farkından kaynaklanan düzeltme faktörleri de uygulanan basıncın hesaplanmasında etki

seviyede, R seviyesinden h yüksekliği kadar yukarıda yer alan G seviyesinde, etkiyen basınç $p_G - \Pi_G$ olacaktır (Lewis ve Peggs, 1992). Buradan aşağıdaki eşitlikleri yazmak mümkündür.



Şekil 2.13 Akışkan yüksekliği düzeltme etkisi

$$p = p_G + \rho_f \cdot g \cdot h \quad (2.29)$$

$$\Pi = \Pi_G + h \rho_a g \quad (2.30)$$

(2.29) nolu eşitlikten (2.30) nolu eşitlik çıkarıldığında;

$$(p - \Pi) - (p_G - \Pi_G) = h(\rho_f - \rho_a) \cdot g \quad (2.31)$$

Burada yapılan düzeltme etkisinin h yüksekliğinin değişiminden kaynaklandığı görülmektedir.

Pratikte hesaplamalarda kolaylık sağlaması açısından hacim düzeltmesi ve seviye farkından kaynaklanan düzeltme faktörlerinin ikisi de $(\rho_f - \rho_a)g$ ortak çarpanını içerdiğinden birleştirilerek aşağıdaki şekilde hesaplamalara dahil edilir:

$$F_{cb} = (hA - v)(\rho_f - \rho_a)g \quad (2.32)$$

Birleşik kaldırma kuvveti ve seviye farkınının yarattığı kuvvetin F_{cb} ile gösterildiği yukarıdaki eşitlikte $(v_1 - v_2)$ hacmi v ile ifade edilmiştir.

2.10.4 Yüzey gerilim etkisi

Pistonlu basınç ölçerinin performansına olumsuz yönde etki eden faktörlerden biri de, akışkanın yüzey gerilim etkisidir. Piston silindir içerisine girerken etrafında oluşan güçlü menisk yüzeyler, üzerine etki eden bir kuvvetin varlığına işarettir (Dadson vd., 1982). Yüzey gerilim etkisiyle piston üzerinde oluşan kuvvet $\sigma \cdot U$ değeri kadardır. Burada, σ , sıvının yüzey gerilimi katsayısını (N/m), U ise pistonun çevresini (m) göstermektedir.

Pnömatik sistemlerde kullanılmakta olan gazlar için yüzey gerilim katsayısı 0 olacağından, bu sistemler için yüzey gerilim etkisi hesaplanmaz.

2.11 Kütle Değerinin Belirlenmesi

Pistonlu basınç standardının kalibrasyonu öncesinde yüzer eleman dahil tüm ağırlıkların kütle değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Herhangi bir akışkan içerisinde yüzen bir cisme, cismin ağırlığına ters yönde ve cismin hacmiyle doğru orantılı olarak bir kaldırma kuvveti etki eder. Örneğin pistonlu basınç standardına ait ölü kütleler üzerine normal ortam koşullarında havanın kaldırma kuvveti etki etmektedir. m kütleli bir cisme etki eden yerçekimi kuvvetine (cismin ağırlığı) karşılık, cismin hacmi v, havanın yoğunluğu da ρ_h olmak üzere, $v\rho_h g$ kadar bir hava kaldırma kuvveti etkir. Cisme etkileyen net kuvvet:

$$F = m(1 - \rho_h/\rho_m) \quad (2.33)$$

Burada $(1 - \rho_h/\rho_m)$ hava kaldırma kuvveti düzeltme faktörü olarak adlandırılır.

Kütle değerlerinde, görünür kütle ile konvansiyonel kütle arasındaki farkın belirlenmesi gerekir. Terazinin gösterdiği değer görünür kütle değeridir. Kütle değerinden farkı ise, görünür kütle değeri sabit bir değer değildir ve ölçüm boyunca etkili olan hava yoğunluğuna, test ve standart kütlelerin yoğunluğuna bağlıdır. Konvansiyonel kütle değeri, belirli ve sabit bir değeri ifade eder. 20°C sıcaklıkta bulunan bir ağırlığın konvansiyonel kütlesi, 1.2 kg/m³ hava yoğunluğunda ağırlığı dengede tutan ve yoğunluğu 8000 kg/m³ olan referans bir ağırlığın kütlesine eşittir. Bu tanıma göre, yoğunluğu ρ olan bir ağırlığın kütlesi:

$$m_k = m \frac{(1 - \rho_0 / \rho)}{(1 - \rho_0 / \rho_k)} \quad (2.34)$$

Burada,

$$\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_k = 8000 \text{ kg/m}^3$$

olarak kabul edilir. Pratikte ve yasal metrolojide tüm teraziler $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ referans hava yoğunluğunda, test ağırlığının kütlesi yerine m_k konvansiyonel kütleyle göre ayar edilir.

Tartım sonrası ağırlığın bilinen değeri olan görünür kütle değerinden konvansiyonel kütle değerini bulabilmek için, ağırlığın gerçek kütle değerinin bulunmasına ihtiyaç vardır. Terazi gösterge değeri ile gerçek kütle değeri arasındaki bağıntı ise şu şekilde ifade edilebilir:

$$m \left(1 - \frac{\rho_h}{\rho} \right) = m_g \left(1 - \frac{\rho_h}{\rho_k} \right) \quad (2.35)$$

Başka bir şekilde görünür kütle ile konvansiyonel kütle arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$m_g = m_k \frac{(1 - \rho_h / \rho)(1 - \rho_0 / \rho_k)}{(1 - \rho_0 / \rho)(1 - \rho_h / \rho_k)} \quad (2.36)$$

Burada;

m_g = gerçek kütle değeri

m_g = görünür kütle değeri (apparent mass)

ρ_h = ölçüm yapılan ortama ait hava yoğunluğu

ρ = kütlelerin yapıldığı malzemenin yoğunluğu

ρ_k = terazinin ölçüm yaparken referans olarak aldığı yoğunluk değeri (8000 kg/m^3)

ρ_0 = havanın yoğunluğu (standart değer - 1.2 kg/m^3)

Piston silindir ünitesi üzerine etkiyen net kuvvet hesaplanırken efektif kütle olarak da adlandırılan $m(1 - \rho_0 / \rho)$ değeri kullanılır.

3. PİSTONLU BASINÇ STANDARTLARINDA PİSTON-SİLİNDİR ÜNİTESİ EFİKTİF ALANININ BELİRLENMESİ YÖNTEMLERİ

3.1 Giriş

Primer basınç ölçümlerinde kullanılan pistonlu basınç standartlarının performansının belirlenmesinde en kritik problem standardın ana ölçme elemanı olan piston-silindir ünitesinin efektif alanının belirlenmesidir. Piston-silindir ünitesi efektif alanının belirlenmesi özellikle yüksek basınç ölçümlerinde büyük önem kazanmaktadır çünkü burada piston ve silindir arasındaki mikronlar mertebesindeki boşlukta yüksek basınç profili oluşmakta ve oluşan bu basınç farklılığının yarattığı elastik distorsyonlar efektif alan üzerinde ciddi değişiklikler meydana getirmektedir.

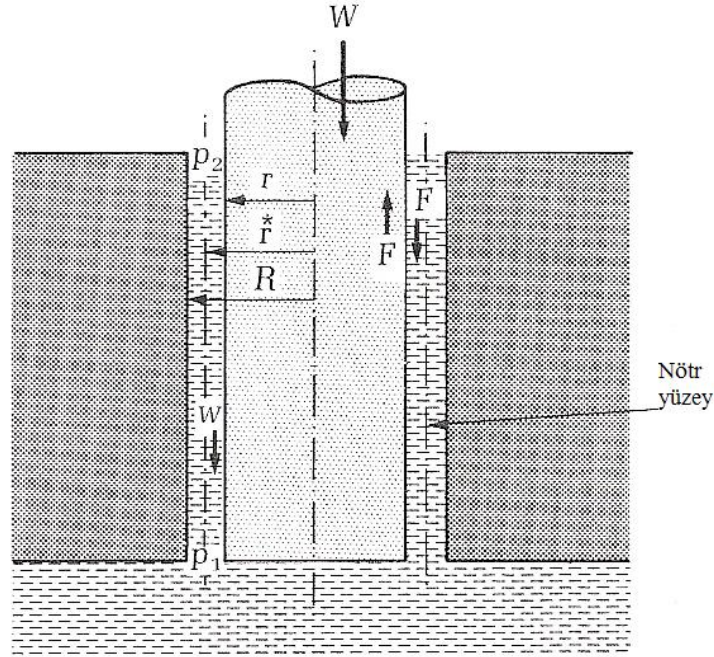
Basınç distorsyon katsayısını, basit tipte bir piston-silindir ünitesi için sabit referans sıcaklık koşullarında basınç, p ve piston-silindir ünitesi efektif alanı arasında kurulan şu lineer ilişkiyle tanımlamak mümkündür:

$$A_e = A_0 \cdot (1 + \lambda p) \quad (3.1)$$

Burada A_e , uygulanan p basıncı altındaki piston-silindir ünitesi efektif alanını, A_0 referans ortam koşullarındaki (20°C sıcaklık ve 1.1013 MPa basınç) efektif alan değerini, λ ise piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısını göstermektedir.

3.2 İdeal bir Piston-Silindir Ünitesi İçin Efektif Alanın Tanımı

İdeal tipte piston-silindir ünitesi için piston ve silindirin pürüzsüz (çok iyi işlenmiş), silindirik yüzeyli, doğrusal ve de eşmerkezli oldukları kabul edilir. Ölçülecek olan akışkan basıncı, pistonun alt ucuna $x=0$ seviyesine uygulanır. Pistonun üst ucu ortam basıncına –atmosfer basıncına– açıktır. Sistemin çalışma prensibi gereği, ölçme prosesi sırasında pistonun üzerine yerleştirilen kalibreli kütleler ve pistonun kendi kütlesi aracılığıyla yaratılan aşağı yönlü kuvvet, basınç farkından ($p_1 - p_2$) dolayı oluşan piston üzerine etkiyen yukarı yönlü kuvvet ile dengelenir. (Şekil 3.1)



Şekil 3.1 İdeal piston-silindir ünitesi

Burada pistona etkiyen iki adet yukarı yönlü kuvvet bulunmaktadır: Birincisi yukarıda bahsedilen pistona uygulanan akışkan basıncı ve ortam basıncı farkının yarattığı $\pi r^2(p_1 - p_2)$ kuvveti, ikincisi ise oluşan basınç farkı etkisiyle yukarıya doğru akmaya zorlanan akışkanın piston üzerine etki ettirdiği sürtünme kuvveti (F)'dir. Piston üzerine yerleştirilen kütlelerin yarattığı yerçekimi kuvvetini, W göz önüne alarak pistona etkiyen kuvvetler dengesi aşağıdaki eşitlikle ifade edilebilir:

$$W = \pi r^2(p_1 - p_2) + F \quad (3.2)$$

Piston-silindir ünitesi arasındaki boşluktaki akışkan hareketi için normal viskoz akış varsayımıyla parabolik bir hız profili elde edilecek ve hızın düşey bileşeni sınır yüzeylerde sıfır olacaktır. Piston ve silindirin sınır yüzeylerinin arasındaki mesafenin yaklaşık olarak ortasında ise hız sabit ve maksimum değerine ulaşacaktır. Hızın maksimum olduğu bu noktada akışkan katmanları arasında sürtünme kuvveti sıfır olacaktır. Şekil (3.1)'de yarıçapı r^* olarak belirtilen bu silindirik yüzey nötr (neutral) yüzey olarak adlandırılır. Burada piston ve silindir yüzeyleri birbirine paralel düz yüzeyler olsaydı, nötr yüzey aradaki boşluğun tam ortası olacaktı fakat piston ve silindir silindirik yüzeylere sahip olduğu için ve akış esnasında yüzeylerde ayrılmalar meydana geleceği için nötr yüzey tam orta nokta olarak alınamaz. Nötr

yüzeyin yarıçapını hesaplamak için piston ve silindir arasındaki çok yavaş akışkan hareketine viskoz akış kuralları uygulanır. Nötr yüzey ile piston yüzeyi arasında kalan akışkan kolonu üzerine etkiyen kuvvetlerin eşitliği yazılarak nötr yüzey yarıçapı hesaplanabilir (Dadson vd., 1982). Söz konusu akışkan kolonunun kütesinden kaynaklanan yerçekimi kuvveti w olarak adlandırıldığında, kuvvet dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$w + F = \pi \cdot (r^{*2} - r^2) \cdot (p_1 - p_2) \quad (3.3)$$

(3.2) ve (3.3) eşitlikleri toplandığında,

$$W + w = \pi r^{*2} (p_1 - p_2) \quad (3.4)$$

(3.4) nolu eşitlikten piston-silindir ünitesi efektif alanı elde edilir.

$$A_e = \frac{W + w}{p_1 - p_2} = \pi r^{*2} \quad (3.5)$$

(3.5) nolu eşitlikten piston-silindir ünitesi efektif alanının sınırları nötr yüzey olan silindirik yüzeyin kesit alanı olduğu sonucuna ulaşılmaktadır. Farklı bir deyişle efektif alan, gerçek piston alanı yerine sınırları nötr yüzeyle sınırlandırılmış sanal pistonun kesit alanıdır.

3.3 Piston-Silindir Ünitesi için Nötr Yüzey Konumunun Belirlenmesi

Nötr yüzeyin gerçek yeri, klasik viskoz akış teorisinin silindirik yüzeylere uygulanması sonucu elde edilmektedir (Lamb,1932). Buna göre piston yarıçapı, r ve silindirin yarıçapı R olmak üzere, efektif alan yarıçapı r^* şöyle ifade edilmektedir:

$$r^{*2} = \frac{R^2 - r^2}{2 \ln(R/r)} \quad (3.6)$$

Buradan da görüldüğü üzere, piston-silindir ünitesinin efektif alanı, hem pistonun hem de silindirin boyutlarına bağlıdır.

Piston ve silindir arasındaki boşluğun çok küçük olduğu göz önüne alınarak ikisinin yarıçapları arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$R = r(1 + \varepsilon) \quad (3.7)$$

$$\varepsilon \ll 1$$

Bu durumda (3.6) nolu eşitlik logaritmik terimin açılımı ve 3.derece terimlerin ihmal edilmesiyle şöyle yazılabilir:

$$r^{*2} = r^2 \left(1 + \varepsilon + \frac{\varepsilon^2}{6}\right) \quad (3.8)$$

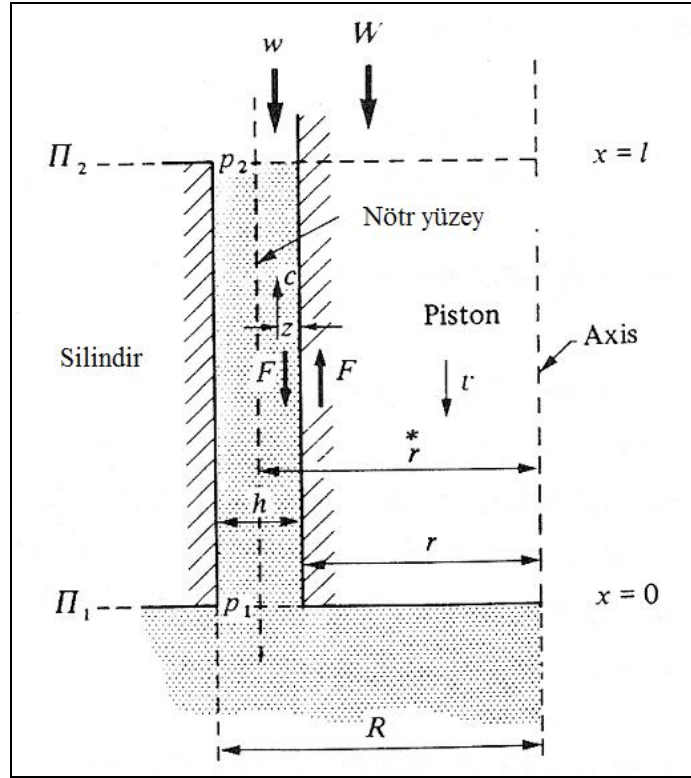
Literatürde nötr yüzeyin belirlenmesine yönelik farklı yaklaşımlar bulunmaktadır. (Dadson vd., 1982) Bu yaklaşım modellerinden ikisine ait bilgiler aşağıdaki tabloda verilmiştir:

Çizelge 3.1 Literatürdeki nötr yüzeye dair yaklaşımlar

Yaklaşım r^*	Değeri (e cinsinden 2. dereceye kadar)	Yaklaşık değer - gerçek değer
$\frac{R+r}{2}$ (Michels)	$r^2 \left(1 + \varepsilon + \frac{\varepsilon^2}{4}\right)$	$+\frac{\varepsilon^2}{12}$
$\left(\frac{R^2 + r^2}{2}\right)^{1/2}$ (Klein)	$r^2 \left(1 + \varepsilon + \frac{\varepsilon^2}{2}\right)$	$+\frac{\varepsilon^2}{3}$

Yukarıda yer verilen yaklaşımlarda pistonun hareketsiz olduğu varsayılmış, gerçek koşullarda varolan pistonun düşey eksenindeki hareketi göz önüne alınmamıştır. Piston-silindir ünitesi kapalı bir sisteme bağlanıp çalıştırıldığında, sistemin çalışma prensibi gereği, piston ve silindir arasındaki akışkanın toplam hacminin korunması doğrultusunda varolan kaçağı kompanze edebilmek için piston aşağı doğru yavaşça düşer. Pistonun istenilen sabit seviyede kalabilmesi ve doğal düşme hızının korunabilmesi için sisteme yüksek basınçlı akışkanın enjekte edilmesi gerekirdi ama bu zor bir yöntem olacağı için pistonun doğal düşme hızıyla düştüğü hali denge konumu olarak kabul edilir. Sistemde olası diğer kaçaklar giderilerek sabit bir basınç değeri elde edilmiş olur. (Şekil 3.2)

Pistonun hareketli olduğu durumda nötr yüzeyin tam konumunu belirleyebilmek için daimi, sıkışamaz ve 2 boyutlu akış varsayımları ile Navier Stokes denklemleri çözülür.



Şekil 3.2 Piston-silindir ünitesinde nötr yüzeyin belirlenmesi

Pistonun aşağı doğru hızı v , piston yüzeyinden silindir yüzeyine dik uzanan mesafe z ve akışkan hızı c olmak üzere, c Navier Stokes denklemlerinin çözümüyle aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$c = (A + Bz + Cz^2) \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \quad (3.9)$$

burada η akışkanın dinamik viskozitesini, A , B , C de integral sabitlerini göstermektedir. Halka şeklindeki kesit boyunca ortalama akışkan hızı aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\bar{c} = \left(A + \frac{Bh}{2} + \frac{Ch^2}{3} \right) \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \quad (3.10)$$

Burada sınır koşulları şu şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} c(z=0) &= -v \\ c(z=h) &= 0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

Piston hızı v ile ortalama akışkan hızı arasında aşağıdaki şekilde ilişki kurulabilir:

$$\pi r^2 v = 2\pi r h \bar{c} \quad (3.12)$$

(3.3.8) nolu eşitlikten $\frac{dc}{dz} = 0$ olduğunda $z = -B/2C$ elde edilir.

Sınır koşullarının uygulanmasıyla B ile C sabitleri arasında aşağıdaki ek ilişki elde edilir:

$$\frac{B}{C} = -h \left(1 + \frac{h}{3r} \right) \quad (3.13)$$

Buradan nötr yüzey yarıçapı aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$r^* = r \left[1 + \frac{h}{2r} + \frac{1}{6} \left(\frac{h}{r} \right)^2 \right] \quad (3.14)$$

3.4 Pistonlu Basınç Standartlarında Piston-silindir Ünitesi Efektif Alanının Belirlenmesi Yöntemleri

Pistonlu basınç standartlarında efektif alanın belirlenmesi yöntemlerini temel olarak iki grupta toplanabilir:

1. Efektif alanın herhangi başka bir basınç standardına ihtiyaç duyulmaksızın temel prensiplere dayalı olarak direkt yöntemlerle belirlenmesi
2. Efektif alanın başka bir basınç standardıyla karşılaştırmalı ölçümler yapılarak belirlenmesi
 - a. Karşılıklı dengeleme yöntemi (cross-floating)
 - b. Civalı manometre ile karşılaştırma yöntemi

3.5 Boyutsal Ölçümler

Piston-silindir ünitesi efektif alanının herhangi başka bir basınç standardına ihtiyaç duyulmaksızın belirlenmesi yöntemleri, piston ve silindir için ayrı ayrı gerçekleştirilecek boyutsal ölçümlere dayanmaktadır.

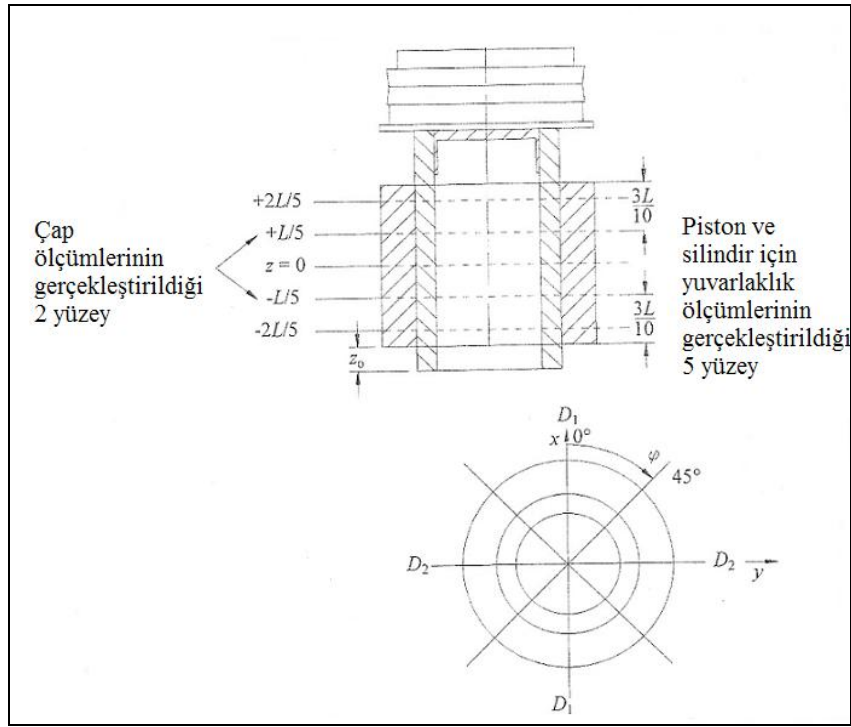
Piston-silindir ünitesi efektif alanını belirlemek üzere gerçekleştirilen boyutsal ölçümler iki sınıfta gruplanabilir:

1. Mutlak Çap Ölçümleri

2. Form Ölçümleri

- a. Doğrusallık ölçümleri
- b. Yuvarlaklık ölçümleri

Boyutsal ölçümler gerçekleştirilmeden önce piston-silindir ünitesinin yüzme uzunluğu dikkate alınarak ölçümlerin yapılacağı kesit yüzeyler belirlenir. Dolayısıyla silindirin ölçüm alınabilecek tüm uzunluğu için boyutsal ölçümler gerçekleştirilmiş olmaktadır. (Şekil 3.3)

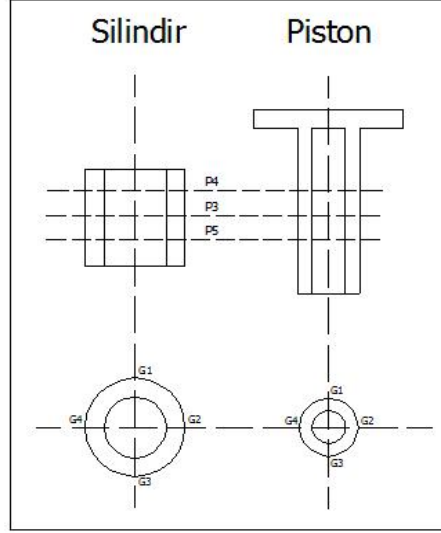


Şekil 3.3 Piston-silindir ünitesi boyutsal ölçümleri

Mutlak çap ölçümleriyle, piston-silindir ünitesinin dönme eksenine dik doğrultuda belirlenen en az iki yüzey üzerinden piston ve silindirin mutlak çap ölçümleri belirlenir. Ölçümler gerçekleştirilirken farklı doğrultularda, örneğin iki ölçüm yapılacaksa birbirine dik iki doğrultuda (0° ve 90°) ölçümler gerçekleştirilir. Böylece piston ve silindir için belirlenen iki kesit için iki ayrı çap değeri elde edilir. Burada piston ve silindirin yüzey işleme başta olmak üzere üretim kalitesinin yüksekliği, elde edilen değerlerin birbirine çok yakın olması sonucunu doğurur. Piston-silindir ünitelerinin çap ölçümlerinin gerçekleştirilmesinde lazer interferometreye sahip komparatörler kullanılmaktadır. (Sabuga ve Jusko, 1999)

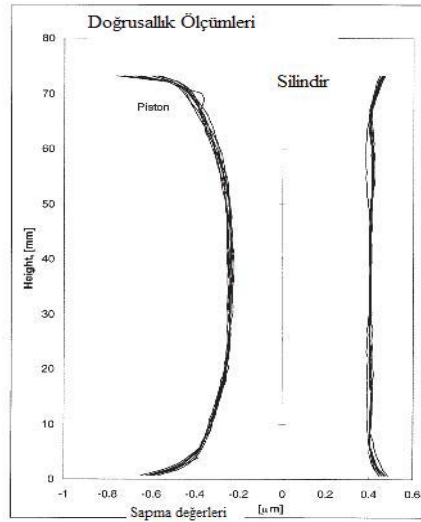
Form Ölçümleri

Form ölçümleri sayesinde belirlenen kesitlerde çaptan sapma değerleri belirlenebilmektedir.



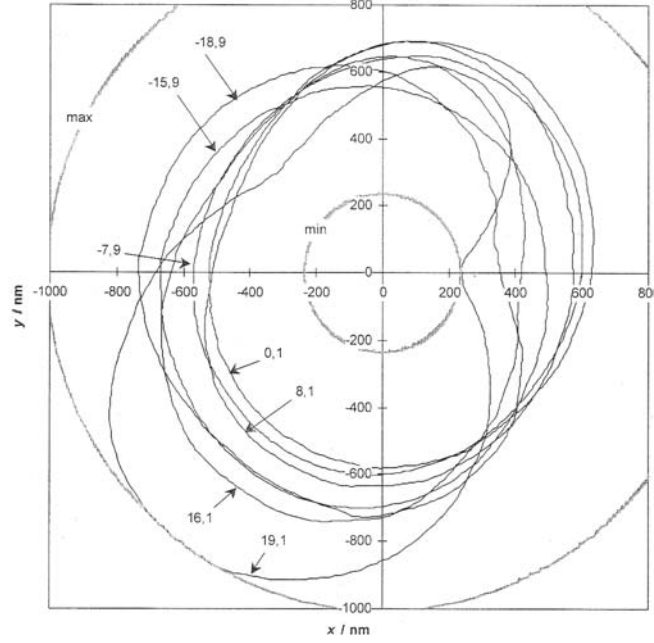
Şekil 3.4 Piston-silindir ünitesi üzerinde form ölçülerinin yapıldığı kesitleri gösteren şematik çizim

Doğrusallık ölçümleriyle piston-silindir ünitesinin dönme eksenine doğrultusunda, piston-silindir ünitesi yüzüne eksen boyunca referans alınan mutlak çap değerlerine göre sapma değerleri belirlenmektedir. Doğrusallık ölçümleri, yüzüne eksenine doğrultusunda belirlenen aralıklarla ve 0° referans alınarak yine önceden belirlenmiş açıdaki doğrultularda gerçekleştirilir. (Şekil 3.5)



Şekil 3.5 Piston-silindir ünitesi doğrularlık ölçümleri

Yuvarlaklık ölçüleriyle, piston-silindir ünitesinin dönme eksenine dik doğrultuda, piston-silindir ünitesi yüzme eksenine dik olarak belirlenen belirli aralıklardaki kesitlerde referans alınan mutlak çap değerlerine göre sapma değerleri belirlenmektedir. (Şekil 3.6)



Şekil 3.6 Pistona ait yuvarlaklık ölçüleri

Örneğin; 40 mm yüzme mesafesi uzunluğuna sahip bir piston-silindir ünitesi için iki kesitte 0° ve 90° lik iki ayrı doğrultuda çap ölçümleri gerçekleştirilir. (Piston-silindir ünitesi merkezinden geçen dönme eksenini z eksenini kabul edersek; silindir için $z=10$ mm ve $z=30$ mm, piston için $z=12$ mm ve $z=32$ mm kesitleri üzerinden iki ayrı doğrultuda çap ölçümleri gerçekleştirilir.) Doğrusallık ölçümleri yüzme mesafesi boyunca her 0.1 mm aralıklarla 0° referans alınarak 45° lik 8 ayrı doğrultuda gerçekleştirilir. Dolayısıyla piston ve silindir için ayrı ayrı olmak üzere $400 \times 8 = 3200$ adet doğrusallık ölçümü gerçekleştirilmiş olur. Yuvarlaklık ölçümleri ise, piston-silindir ünitesi yüzme mesafesi boyunca her 4 mm arayla toplam 10 ayrı kesitte 1° lik açı farkıyla gerçekleştirilir. Sonuç olarak piston ve silindir için ayrı ayrı olmak üzere $10 \times 360 = 3600$ adet yuvarlaklık ölçümü gerçekleştirilmiş olur (Ayyıldız ve Koçaş, 2005).

3.6 Piston-silindir Ünitesi Efektif Alanının Boyutsal Ölçümler Yardımıyla Belirlenmesi

Eksenel simetriye sahip basit tipte bir piston-silindir ünitesi için efektif alanın belirlenmesi yönteminde sisteme etki eden kuvvetlerin dengede olduğu gerçeği dikkate alınarak kuvvetler

Piston ve silindir arasındaki akışkan kolonunun kütesinden kaynaklanan yerçekimi kuvveti, w olmak üzere, akışkan kolonuna etki eden kuvvet dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$w + F + 2\pi \int_0^l r p \frac{du}{dx} dx = \pi \cdot (r_0^{*2} - r_0^2) \cdot (p_1 - p_2) + 2\pi \int_0^l r^* (p - p_2) \frac{du^*}{dx} dx \quad (3.16)$$

(3.15) ve (3.16) eşitlikleri taraf tarafa toplandığında;

$$W + w = \pi r_0^{*2} (p_1 - p_2) + 2\pi \int_0^l r^* (p - p_2) \frac{du^*}{dx} dx \quad (3.17)$$

eşitliği elde edilir. Buradan yine nötr yüzey konumunun belirlenmesinde olduğu gibi, efektif alan şu şekilde ifade edilebilir:

$$A_e = \frac{W + w}{p_1 - p_2} = \pi r_0^{*2} + \frac{2\pi}{(p_1 - p_2)} \int_0^l r^* (p - p_2) \frac{du^*}{dx} dx \quad (3.18)$$

$$A_e = \pi r_0^2 \left[1 + \frac{h_0}{r_0} + \frac{1}{r_0 (p_1 - p_2)} \int_0^l (p - p_2) \frac{d(u+U)}{dx} dx \right] \quad (3.19)$$

(3.19) nolu eşitlik kısmi integral kuralları kullanılarak kimi zaman kullanım kolaylığı sağlayan aşağıdaki şekle dönüştürülebilir:

$$A_e = \pi r_0^2 \left[1 + \frac{h_0}{r_0} + \frac{1}{r_0 (p_1 - p_2)} \int_0^l (u+U) \frac{dp}{dx} dx \right] \quad (3.20)$$

$$A_e = \pi R_0^2 \left[1 + \frac{h_0}{R_0} + \frac{1}{R_0 (p_1 - p_2)} \int_0^l (p - p_2) \frac{d(u+U)}{dx} dx \right] \quad (3.21)$$

$$A_e = \pi r_0^2 \left[1 + \frac{h_0}{r_0} + \frac{1}{r_0 (p_1 - p_2)} \int_0^l (p - p_2) \frac{d(u+U)}{dx} dx \right] \quad (3.22)$$

Piston-silindir ünitesine basınç uygulanmadığı durumda yani sistem atmosfer basıncı koşullarındaki iken, sisteme etkiyen kuvvet dengesi göz önüne alınmaksızın sadece boyutsal ölçümler yoluyla elde edilen veriler kullanılarak piston-silindir ünitesi efektif alanı belirlenebilir. Bu durumda iki farklı yol izlenebilir:

1. Mutlak çap ölçümleri ortalaması
2. Mutlak çap ve form ölçümleri ortalaması

Mutlak çap ölçümlerinin ortalaması alınarak piston ve silindir yarıçapları bulunur. $A = \pi \cdot r^2$

dairenin alanı formülüyle piston ve silindir ortalama alan değerleri bulunur. Piston-silindir ünitesi efektif alanı, $A_0 = (A_p + A_s) / 2$ formülüyle hesaplanır.

İkinci yöntemde ise, mutlak çap ölçüleriyle birlikte form ölçüleriyle elde edilmiş yarıçap değerlerinin ortalaması alınarak piston ve silindirin yarıçap değerleri bulunur. $A = \pi.r^2$ dairenin alanı formülüyle piston ve silindir ortalama alan değerleri bulunur. Efektif alan, $A_0 = (A_p + A_s) / 2$ formülüyle hesaplanır (Molinar vd.,1994; Sabuga ve Jusko, 1999)

3.7 Karşılıklı Dengeleme Yöntemi

Karşılaştırma metodları arasında yer alan karşılıklı dengeleme yönteminde iki pistonlu basınç standardı ortak bir basınç hattıyla birbirine bağlanır. Burada pistonlu basınç standartlarından birinin efektif alan değeri yüksek doğrulukla bilinirken, ikinci standardın efektif alan değeri bilinmemektedir. Bu karşılaştırma yönteminde efektif alan değeri bilinen standart referans standart, efektif alan değeri bilinmeyen standart ise test standardı olarak adlandırılır. Özellikle ikinci seviye pistonlu basınç standartlarının kalibrasyonunda efektif alan değerini belirlemeye yönelik kullanılan bu metotta referans ve test cihazları birbirine ortak bir basınç hattı aracılığıyla bağlanmaktadır. Test standardının ölçüm aralığını kapsayacak şekilde farklı basınç değerlerinde karşılaştırmalı basınç ölçümleri tekrarlanarak test standardının efektif alan değeri belirlenir. Buradaki temel prensip, ortak hatta bağlanmış iki standardın piston-silindir üniteleri üzerine uygulanan kuvvetler dengelendiğinde, ortak referans seviyede her iki standart da denge konumuna ulaşmaktadır. (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Karşılıklı dengeleme yöntemi deney düzeneği

Karşılaştırma metodu uygulanarak sistem dengeye ulaştığında ortak bir referans seviyede piston silindir ünitelerini dengede tutan basınçlar birbirine eşittir ($p_1 = p_2$).

$$p_{ref} = \frac{F_{ref}}{A_{ref}} \quad (3.23)$$

$$p_{test} = \frac{F_{test}}{A_{test}} \quad (3.24)$$

$$p_{ref} = p_{test} \quad (3.25)$$

olduğundan

$$\frac{F_{ref}}{A_{ref}} = \frac{F_{test}}{A_{test}} \quad (3.26)$$

veya

$$\frac{F_{ref}}{F_{test}} = \frac{A_{ref}}{A_{test}} \quad (3.27)$$

Böylece standart ve test pistonlu basınç standartlarının efektif alan değerleri oranı, her iki standardın piston-silindir üniteleri üzerine uygulanan kuvvet değerlerinin, F_{ref} ve F_{test} oranına eşit olacaktır. Burada A_{ref} ve A_{test} , sırasıyla referans ve test standartlarına ait piston silindir ünitelerinin p çalışma basıncında ve t sıcaklığındaki efektif alanlarını göstermektedir.

3.7.1 Denge Konumunun Oluşturulması

Ortak bir hatla birbirine bağlanarak ortak hatta uygulanan basıncın her iki piston-silindir ünitesine etki ettirildiği karşılaştırma yönteminde, karşılaştırılan piston silindir üniteleri üzerine etkiyen kuvvetler, F_{ref} ve F_{test} hassas bir şekilde ayarlanarak denge konumu oluşturulmakta ve böylece her iki sistemin aynı basınç değerini ölçmesi sağlanmaktadır. Denge konumunun oluşturulması, ölçümlerin en önemli kısmını oluşturmaktadır.

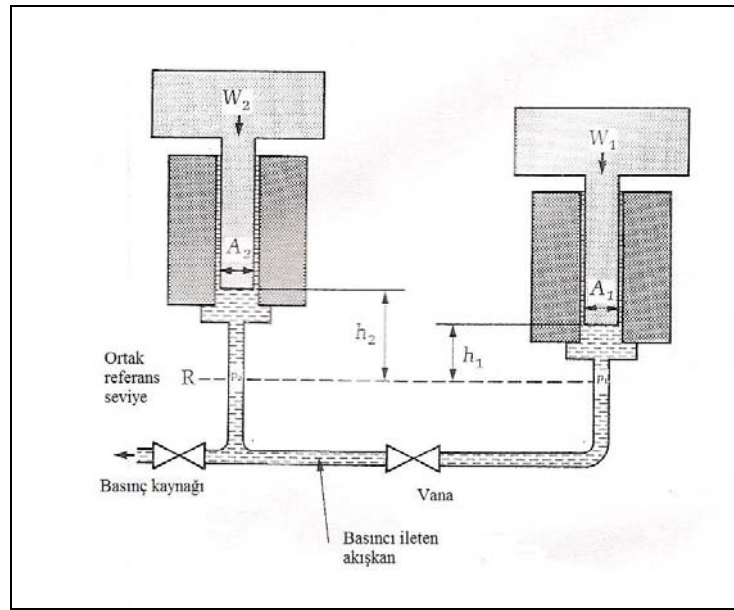
Aynı basınç hattına bağlı iki piston-silindir ünitesi arasındaki denge konumunun belirlenmesi iki farklı yöntemle yapılabilmektedir. Birinci yöntem, sistemdeki akışın tetkikine, ikinci yöntem ise sistem basıncının izlenmesine dayanmaktadır.

3.7.1.1 Akışa bağlı karşılıklı dengeleme yöntemi

Düşme hızı yöntemi olarak da adlandırılan bu yönteme göre her iki piston-silindir ünitesi

ortak bir basınç hattıyla birbirine bağlanarak araya hattaki akışın kontrol edilmesine yarayan bir vana yerleştirilir. (Şekil 3.9)

Sisteme bağlı vana açık durumdayken, her iki piston-silindir ünitesi yerleştirilen kütleler yaklaşık olarak gereken çalışma basıncına göre kabaca ayarlanır. Daha sonra vana kapatılarak her iki piston-silindir ünitesi için pistonların silindir içerisindeki doğal düşme hızları lazer mesafe ölçer, kapasitans sensörler gibi hassas mesafe ölçerler yardımıyla ölçülür. Bu işlemden sonra sistemdeki vana açılarak pistonların vana açılmadan önceki doğal düşme hızlarına erişilinceye kadar, bir başka deyişle denge konumuna ulaşıncaya kadar, piston-silindir üniteleri üzerine kütle değerleri miligramlar mertebesinde olan küçük ağırlıklar ilave edilir. Burada denge konumuna ulaşıp ulaşılmadığını yine hassas mesafe ölçerler aracılığıyla izleyerek sadece hafifliği dolayısıyla dengeye ulaşılmasını engelleyen tarafa kütle eklenmesi denge konumunun hızlı bir şekilde elde edilmesini sağlayacaktır. Denge konumuna ulaşıldığında, iki piston-silindir ünitesi de ortak bir "R" referans seviyesinde aynı basıncı ölçer. Bu sırada iki sistemi birbirine bağlayan hatta akış yoktur (Dadson vd., 1982).

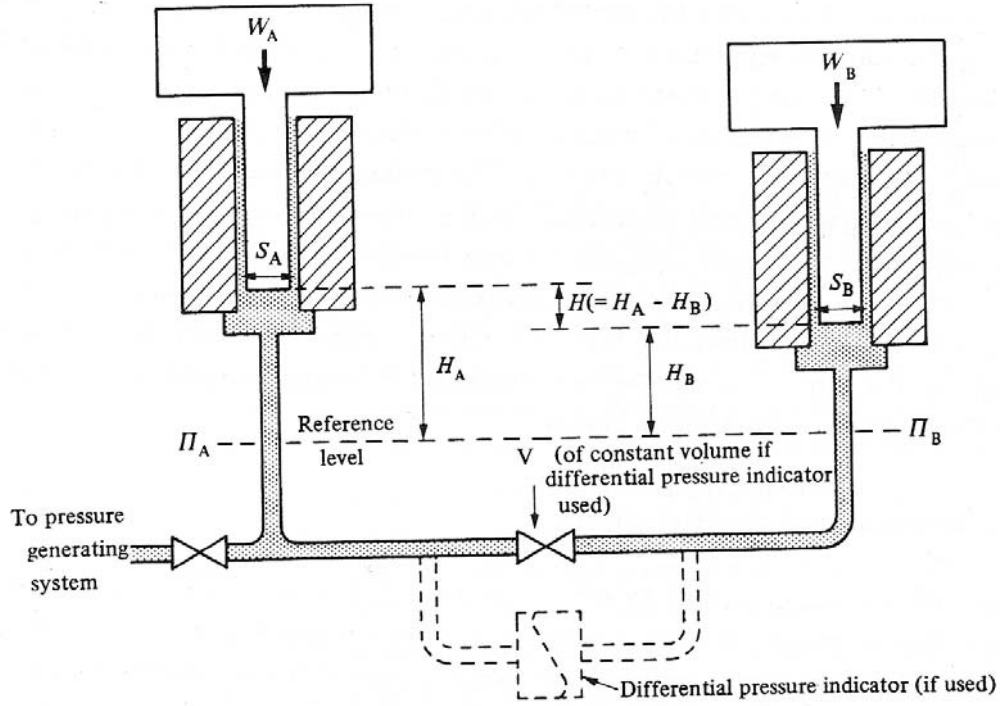


Şekil 3.9 Akışa dayalı karşılaştırma yöntemi ölçüm düzeneği

3.7.1.2 Basınca bağlı karşılıklı dengeleme yöntemi

Basınca bağlı yöntemde, referans ve test pistonlu basınç standartları ortak bir basınç hattıyla birbirine bağlanarak araya hassas bir fark basınç ölçer yerleştirilir. (Şekil 3.10) Burada kullanılacak fark basınç ölçerinin tekrarlanabilirlik değerinin ve stabilitesinin iyi olması, efektif alan belirlemesinin doğruluğu açısından büyük önem taşımaktadır. Sisteme bağlanan fark

basıncı ölçer üzerinden okunan basınç farkı sıfır oluncaya kadar piston silindir üniteleri üzerindeki kütleler hassas bir şekilde ayarlanır. Bu tür ölçüm sistemlerinde genellikle diyafram gauge basınç ölçerler kullanılmaktadır (Dadson vd., 1982). Fark basınç ölçer üzerinden okuma yapmadan önce, sistemin yaklaşık olarak denge durumuna gelmiş olması gerekir aksi halde yüksek basınç farklılıkları aradaki basınç dönüştürücüsüne zarar verebilir.



Şekil 3.10 Basınca dayalı karşılaştırma yöntemi ölçüm düzeneği

3.7.2 Karşılıklı Dengeleme Yöntemiyle Efektif Alanın Belirlenmesi

Bölüm 3.7'de verilen (3.26) ve (3.27) eşitliklerindeki referans ve test piston-silindir ünitelerinin efektif alanları, A_{ref} ve A_{test} ayrı ayrı aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$A_{ref} = (A_{0,20})_{ref} \cdot (1 + \lambda_{ref} \cdot p) \cdot [1 + \beta_{ref} \cdot (t_{ref} - 20)] \quad (3.28)$$

ve

$$A_{test} = (A_{0,20})_{test} \cdot (1 + \lambda_{test} \cdot p) \cdot [1 + \beta_{test} \cdot (t_{test} - 20)] \quad (3.29)$$

ise (3.27) nolu eşitlikten aşağıdaki ilişki kurulabilir:

$$\frac{F_{ref}}{F_{test}} = \frac{(A_{0,20})_{ref} \cdot (1 + \lambda_{ref} \cdot p) [1 + \beta_{ref} (t_{ref} - 20)]}{(A_{0,20})_{test} \cdot (1 + \lambda_{test} \cdot p) [1 + \beta_{test} (t_{test} - 20)]} \quad (3.30)$$

Buradan atmosferik basıncı ve 20°C sıcaklık koşulları altındaki piston-silindir ünitesi efektif alanı elde edilir:

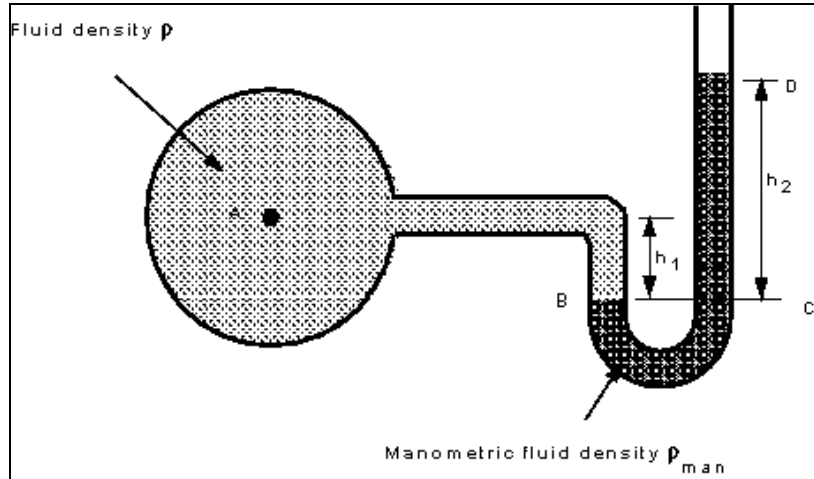
$$(A_{0,20})_{test} = \frac{F_{test}}{F_{ref}} \cdot \frac{(A_{0,20})_{ref} \cdot (1 + \lambda_{ref} \cdot p) [1 + \beta_{ref} (t_{ref} - 20)]}{(1 + \lambda_{test} \cdot p) [1 + \beta_{test} (t_{test} - 20)]} \quad (3.31)$$

Farklı basınç ve sıcaklık altındaki efektif alan değerleri ise (2.17) eşitliği ile belirlenir.

3.8 Standart Manometrik Civa Sütunuyla Karşılaştırma Yöntemi

Civalı manometreler, primer düzeyde ölçümlerin gerçekleştirildiği pistonlu basınç standartlarının efektif alanının belirlenmesinde kullanılır. Çalışma prensibi U-tüp manometre olarak da adlandırılan diğer sıvılı manometrelerin çalışma prensibiyle aynı olan civalı manometreler çok hassas bir şekilde basınç ölçümlerinin gerçekleştirildiği sistemlerdir. Burada ölçümlerin hassasiyeti kullanılan civanın saflığına dayanırken, civanın diğer sıvılara göre yoğunluğunun değişkenliğinin çok düşük olması gerçekleştirilen ölçümlerin güvenilirliğini artırmaktadır.

Sıvılı manometrelerin temel çalışma prensibi Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Sıvılı manometrenin temel çalışma prensibi

Burada B noktasındaki basınç C noktasındaki basınç değerine eşit olacağından $p_B = p_C$ şeklinde ifade edilebilir.

Sıvılı manometrenin sağ ve sol kolları için sırasıyla aşağıdaki eşitlikler yazılabilir

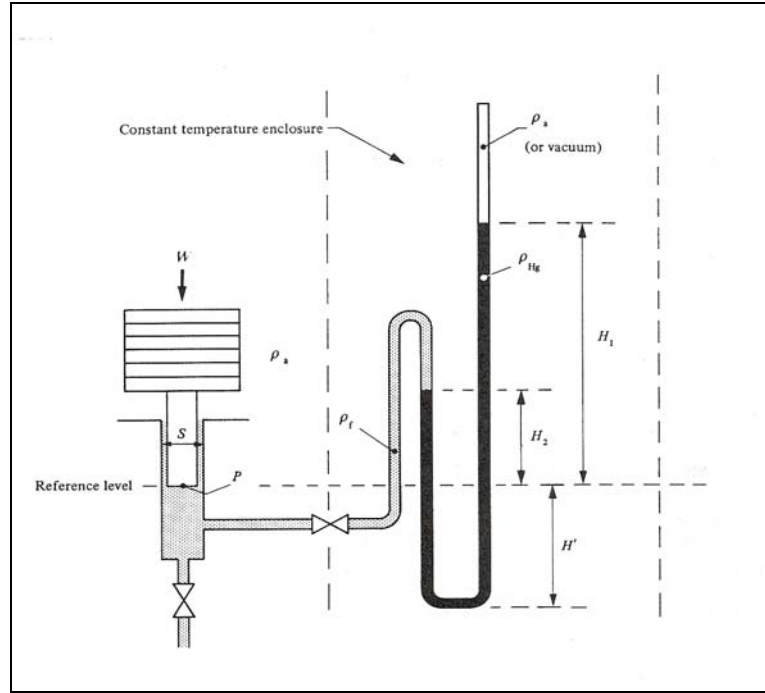
$$p_B = p_A + \rho g h_1 \quad (3.32)$$

$$p_C = p_{atm} + \rho_f g h_2 \quad (3.33)$$

$$p_A = \rho_f g h_2 - \rho g h_1 \quad (3.34)$$

Civalı manometreler genellikle atmosfer basıncı olmak üzere düşük basınç aralıklarında ölçüm yapmak üzere kullanılır. Ölçüm yetenekleri gelişkin kimi metroloji enstitülerinde mevcut olan bu ölçüm standardının çalışma basıncı çoğunlukla 200 kPa (2 atm) civarındadır. Civalı manobarometre adı da verilen bu standartların ölçüm belirsizliğinin belirlenmesinde en önemli parametre sıcaklık etkisi ve civanın kapillarite (kılcallık) etkisidir (Dadson vd., 1982).

Pistonlu basınç standartlarına ait piston-silindir ünitesi efektif alanının belirlenebilmesi için ortak bir basınç hattıyla birbirine bağlanır. Şekil 3.12’de efektif alanı belirlenmek üzere civalı manometreye bağlanmış bir pistonlu basınç standardının şematik resmi görülmektedir.



Şekil 3.12 Civalı manometre – pistonlu basınç standardı bağlantı düzeneği

Burada piston-silindir ünitesi efektif alanı temel basınç – efektif alan eşitliğinden faydalanılarak hesaplanmaktadır.

$$p_e = \frac{F}{A_e} \quad (3.35)$$

$$A_e = \frac{F}{p_e} \quad (3.36)$$

(3.36) nolu eşitlikte F, piston kütlesiyle birlikte piston-silindir ünitesi üzerine yerleştirilen kütleler aracılığıyla oluşturulan net kuvveti ifade etmektedir.

Ortak hatta oluşturulan basınç dengelendiği durumda pistonlu basınç standardı ve civalı manometre eşit basınç değerlerini ölçer.

Şekil 3.12'de gösterilen sistemde civa sütununun bir ucu atmosfer basıncına açıksa oluşturulan p basıncı aşağıdaki eşitlikle ifade edilir:

$$p = (H_1 - H_2)g(\rho_{Hg} - \rho_{hava}) + H_2g(\rho_f - \rho_a) \quad (3.37)$$

Burada ρ_{Hg} civanın yoğunluğunu, ρ_{hava} ise ortamdaki hava yoğunluğunu göstermektedir.

Sistemdeki civalı manometrenin diğer ucu da kapalı ise, hatta basınç uygulandığı durumda kapalı uçta Toriçelli vakumu denilen bir vakum boşluğu oluşmaktadır. Bu durumda pistonlu basınç standardına etkiyen basınç aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$p = (H_1 - H_2)g(\rho_{Hg} - \rho_{hava}) + H_2g(\rho_f - \rho_a) + p_{Hg} - \Pi_1 \quad (3.38)$$

burada p_{Hg} civanın bulunduğu sıcaklıktaki buhar basıncını, Π_1 ise ortamın atmosferik basıncını göstermektedir. Mevcut duruma göre (3.36) nolu eşitlik (3.37) veya (3.38) eşitliklerinden biriyle birlikte çözülerek piston-silindir ünitesinin efektif alanı hesaplanır.

Civalı manometrelerde ölçülen basınca direkt etki eden civa sütunun yüksekliğinin belirlenmesinde lazer interferometreler kullanılmaktadır.

4. BASINÇ DİSTORSYON KATSAYISININ BELİRLENMESİ YÖNTEMLERİ

4.1 Giriş

Basınç distorsyon katsayısı, pistonlu basınç standartlarının tasarımında ve metrolojik karakterizasyonunun yapılmasında efektif alan değeri ile belirlenmesi gereken ikinci önemli parametredir. Özellikle yüksek basınç aralığında çalışan pistonlu basınç standartları için önem kazanan bu parametre piston silindir ünitesinde basınç altında meydana gelen değişimi ifade etmektedir.

$$A_e = A_0 \cdot (1 + \lambda p) \quad (4.1)$$

Basınç distorsiyon katsayısı büyüklüğüne etkileyen parametreler ise; piston-silindir arasındaki boşluk (clearance), piston çapı, silindir çapı (delik çapı), piston ve silindirin malzemesi (basınç altında meydana gelen elastik ve plastik deformasyonlar, iç gerilmeler), kullanılan yağın yoğunluğu ve dinamik viskozitesi, piston silindir arasında oluşan basınç dağılımı (profili ve büyüklüğü) ve pistonun veya silindirin birbirine göre izafi dönme hızları gibi sıralanabilir.

Basınç distorsyon katsayısının belirlenmesi yöntemleri deneysel ve teorik yöntemler olarak iki grupta toplanabilir ve bu yöntemler şöyle sıralanabilir:

1. Deneysel Yöntemler:
 - a. Karşılıklı dengeleme yöntemi (cross-floating)
 - b. Benzerlik yöntemi
 - c. Piston düşme hızı yöntemi
2. Teorik Yöntemler
 - a. Lamé denklemi
 - b. Yinelemeli analitik yöntem
 - c. Sonlu elemanlar yöntemi

4.2 Karşılıklı Dengeleme Yöntemi

Bölüm (3.7)'de anlatıldığı şekliyle ölçüm düzeneklerinden biri kullanılarak basınç distorsyon katsayısı belirlenmek istenen test standardıyla referans cihaz ortak bir basınç hattıyla birbirine

bağlanır. Test cihazının çalışma aralığını kapsayacak şekilde önceden belirlenen basınç noktalarında ölçümler gerçekleştirilir. Böylece referans ve test standardına etki eden kuvvetlere karşılık test piston-silindir ünitesi değerleri, $A_{0,20^{\circ}\text{C}}$ elde edilir. Elde edilen verilerle aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$\frac{F_{ref} \cdot [I + \beta_{test} \cdot (t_{test} - 20)]}{F_{test} \cdot [I + \beta_{ref} \cdot (t_{ref} - 20)]} = \frac{(A_{0,20})_{ref} \cdot (I + \lambda_{ref} \cdot p)}{(A_{0,20})_{test} \cdot (I + \lambda_{test} \cdot p)} = R_p \quad (4.2)$$

Buradan, uygulanan aynı basınç değeri altında ve aynı referans sıcaklıkta, efektif alanlar oranının, R_p 'nin, düzeltilmiş denge konumu kuvvetlerinin oranına eşit olduğu görülmektedir (Lewis ve Peggs, 1992).

$$R_p = \frac{F_{ref} \cdot [I + \beta_{test} \cdot (t_{test} - 20)]}{F_{test} \cdot [I + \beta_{ref} \cdot (t_{ref} - 20)]} \quad (4.3)$$

$$R_p = \frac{(A_{0,20})_{ref} \cdot (I + \lambda_{ref} \cdot p)}{(A_{0,20})_{test} \cdot (I + \lambda_{test} \cdot p)} \quad (4.4)$$

(4.4) eşitliğinde $p=0$ kabul edilerek atmosferik koşullardaki efektif alan değerleri oranı R_0 ile ifade edilebilir:

$$R_0 = \frac{(A_{0,20})_{ref}}{(A_{0,20})_{test}} \quad (4.5)$$

(4.4) eşitliğinin pay ve paydasını $\frac{1 - \lambda_{test} p}{1 - \lambda_{ref} p}$ çarpanıyla çarpılarak ifade sadeleştirildiğinde

aşağıdaki eşitlik elde edilir:

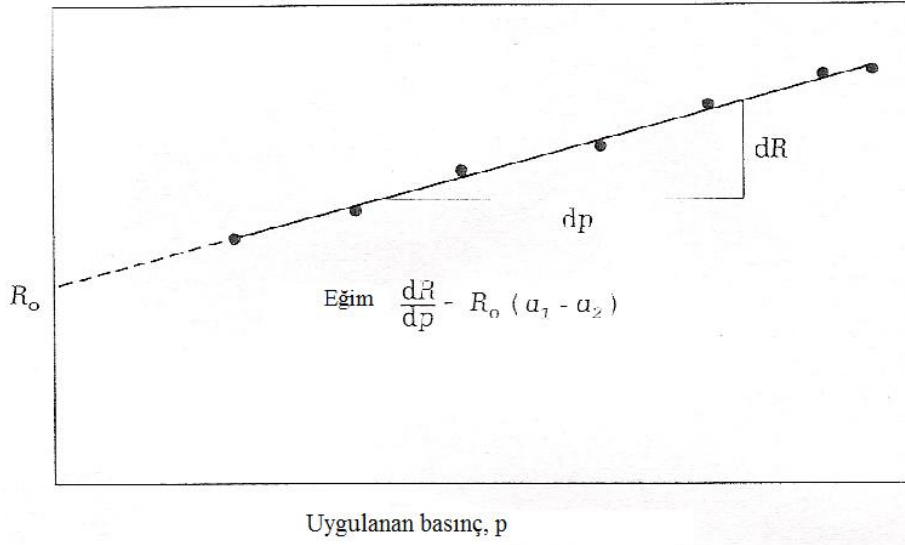
$$R_p = R_0 \cdot [I + (\lambda_{ref} - \lambda_{test}) \cdot p] \quad (4.6)$$

R_p oranı, kuvvetler oranından hesap edilerek uygulanan basınçla ilişkisi grafiğe aktarılabilir. (Şekil 4.1) Doğrunun y eksenini kestiği nokta, bir başka deyişle R_p oranının $p=0$ 'daki değeri R_0 değerini verir. Doğrunun eğimi, (dR/dp) , karşılaştırılan piston silindir ünitelerinin basınç distorsiyon katsayılarının farkını vermektedir.

$$\frac{dR}{dp} = R_0 \cdot (\lambda_{ref} - \lambda_{test}) \quad (4.7)$$

Böylece elde edilen verilere en iyi doğru uydurularak, doğrunun y eksenini kestiği nokta ve eğimi

bulunabilir ve buradan $(A_{0,20})_{ref}$ ile λ_{ref} değerleri elde edilebilir.



Şekil 4.1 Efektif alanların oranının uygulanan basınç ile değişimi grafiği

4.3 Benzerlik Metodu

Benzerlik metodu, pistonlu basınç standartlarında basınç distorsiyon katsayısının belirlenmesinde sistemin elastik karakteristiklerinden ve basınç oluşturmak üzere kullanılan akışkanın reolojik özelliklerinden bağımsız olarak belirlenebilmesine yönelik duyulan ihtiyaçtan dolayı türetilmiş bir metottur (Dadson vd., 1982; Buananno vd., 1999).

Benzerlik metodu, basınç distorsiyon katsayısının iki adıma dayalı olarak belirlenmesi esasına dayanmaktadır. Yöntemin ilk adımında, basınç distorsiyon katsayısı belirlenmeye çalışılan piston-silindir ünitesi efektif alanı ile basınç distorsiyon katsayısı bilinen piston-silindir ünitesi efektif alanları karşılaştırılır. Birbirinden farklı elastisite modülüne sahip bu iki piston-silindir ünitesinin efektif alan değerleri oranı hesaplanır. Yöntemin ikinci adımında ise, sözü edilen iki piston-silindir ünitesinin deneysel ölçümlerle elde edilmiş olan elastik modülleri oranı hesaplanır. Basınca bağlı birer fonksiyon olarak elde edilen bu iki oran değeri kullanılarak, değeri bilinmeyen basınç distorsiyon katsayısı hesaplanır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, her iki piston-silindir ünitesi malzemesinin de izotropik elastisite özelliğine ve lineer uzama-gerilme ilişkisine sahip olması gerektiğidir. Ayrıca burada karşılaştırılacak her iki piston-silindir ünitesinin de yaklaşık olarak aynı boyutlarda olmasına ve benzer geometrik yapıya sahip olmasına dikkat edilir. Yöntemin uygulanışında başlangıçta her iki piston-

silindir ünitesinin de aynı Poisson oranına sahip olduğu kabulü yapılır, sonra gerçekte varolan farklılıktan kaynaklı düzeltme faktörü uygulanır.

Piston-silindir ünitesinde oluşacak distorsyon, pistonlu basınç standartlarının çalışma prensibinde de belirtildiği üzere uygulanan basıncın artmasıyla değişmektedir. Piston-silindir ünitesi boşluğundaki basınç profilinin sadece uygulanan basıncın fonksiyonu olduğu ve piston-silindir ünitesinin aynı basınç profilinde aynı distorsyonu göstereceği göz önüne alındığında, basınç distorsyon katsayısının uygulanan basınçla, piston-silindir ünitesi efektif alanı arasında oransal bir değer olarak tanımlandığı ortaya çıkmaktadır. Sonuç olarak A ve B malzemelerinden yapılmış iki piston-silindir ünitesi için, efektif alan değerleri sırasıyla $A_{A,P}$ ve $A_{B,P}$ değerleri uygulanan basınca bağlı olarak aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir:

$$A_{A,P} = A_{A,0} [1 + \lambda_A f(P)] \quad (4.8)$$

$$A_{B,P} = A_{B,0} [1 + \lambda_B f(P)] \quad (4.9)$$

Burada $A_{A,0}$ ve $A_{B,0}$ sırasıyla A ve B malzemeli piston-silindir ünitelerinin atmosferik basınçtaki efektif alan değerlerini, λ_A ve λ_B bu iki piston-silindir ünitesinin basınç distorsyon katsayılarını, $f(P)$ ise uygulanan basıncın fonksiyonunu göstermektedir. Benzerlik yönteminin uygulanışında başlangıçta $f(P)$ 'nin formu bilinmemekte fakat her iki piston silindir ünitesi için de aynı olduğu bilinmektedir.

(4.3.1) ve (4.3.2) eşitliklerinden A ve B piston-silindir üniteleri efektif alan değerleri birbirine oranlandığında aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\frac{A_{A,P}}{A_{B,P}} = \frac{A_{A,0}}{A_{B,0}} \{1 + (\lambda_A - \lambda_B) f(P)\} \quad (4.10)$$

A ve B malzemesinden imal edilmiş piston-silindir üniteleri basınç distorsyon katsayıları (λ_A ve λ_B) arasında iki malzemenin elastisite modülleri arasındaki orana eşit olan k gibi bir sabitle ilişki kurulduğunda,

$$\lambda_B = k \lambda_A \quad (4.11)$$

$$\frac{A_{A,P}}{A_{B,P}} = \frac{A_{A,0}}{A_{B,0}} \{1 + (1-k) \lambda_A f(P)\} \quad (4.12)$$

$A_{A,P}/A_{B,P}$ oranı ve $(1-k) \lambda_A f(P)$ fonksiyonları Bölüm 3.7'de bahsedilen herhangi bir

deneysel karşılaştırmalı ölçüm yoluyla elde edilebilir. Piston-silindir ünitelerinin malzemelerine bağlı olan elastisite modülleri oranı, k sabiti ise yine her iki malzemenin elastisite modülünü belirlemeye yönelik yapılan deneysel ölçümler sonucu elde edilir.

4.4 Piston Düşme Hızı Metodu

Bu metot sadece basit piston-silindir ünitelerinde (simple - free deformation) ve düşük basınçlarda (10 MPa'nın altında) uygulanabilir. Piston düşme hızı tespit edilip viskoz tek boyutlu akış teorisi uygulanarak piston-silindir ünitesindeki boşluk (gap profile) hesaplanabilir.

$$v = \frac{\dot{m}}{\pi \rho(p, t_0) r_p^2} \quad (4.13)$$

burada \dot{m} kütleli debiyi, $\rho(p, t_0)$ uygulanan basınç değerinde ve 20°C'deki akışkan yoğunluğunu, r_p şekil değişimine uğramamış piston yarıçapını göstermektedir. Bu hesaplamadan sonra piston-silindir ünitesi efektif alanı ve basınç distorsyon katsayısı değerleri elde edilir. Bu metot 5-10 MPa basınç aralığında çalışan piston-silindir üniteleri için iyi sonuçlar vermektedir (Buanonno, 2005).

4.5 Lamé Denklemi (Lame Equation)

Lame denklemi, pistonlu basınç standartlarında piston-silindir ünitesine ait basınç distorsyon katsayısının belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan sayısal bir metottur. Bu yöntem aşağıda belirtilen dört temel varsayıma dayanmaktadır:

1. sabit viskozite,
2. sabit ya da ihmal edilebilir büyüklükte boşluk değişimleri,
3. boşlukta lineer bir basınç dağılımı,
4. silindirin alt kısmında yüklemenin olmayışı

Bu varsayımlardan özellikle 1 ve 3 numara ile gösterilen varsayımlar yöntemin gerçeğe uygunluğu üzerinde azaltıcı etki yaratmaktadır (Buonanno, 2005).

Basit tipte bir piston-silindir ünitesi için basınç distorsyon katsayısını hesaplamak üzere kullanılan Lamé denklemi aşağıdaki gibidir:

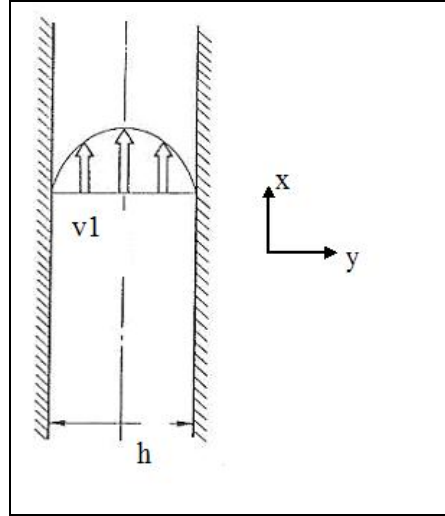
$$\lambda = \frac{3\nu_p - 1}{2E_p} + \frac{1}{2E_c} \left(\frac{R_c^2 + r_c^2}{R_c^2 - r_c^2} + \nu_c \right) \quad (4.14)$$

burada E_p ve E_c sırasıyla piston ve silindirin elastisite modüllerini, ν_p ve ν_c piston ve silindirin Poisson oranlarını ve R silindirin dış yarıçapını r ise silindirin iç yarıçapını göstermektedir.

Lame denkleminin kullanımı 0.5 MPa'dan daha düşük basınç aralığında çalışan pistonlu basınç standartları için önerilmektedir.

4.6 Yinelemeli (İterative) Analitik Yöntem

Piston ve silindir ünitesi arasındaki boşluğun çok küçük –mikronlar mertebesinde- ($h/r = \varepsilon \ll 1$) olduğu gerçeği dikkate alındığında bu boşluktaki akışkan hareketi Navier Stokes denklemlerinin ince film ya da yağlama yaklaşımı olarak adlandırılan teorileri ile modellenebilir (Cauberg vd., 2006; Shlichting, 1979). Piston-silindir ünitesindeki dönel simetrik hareket ve h/r oranının küçüklüğü dikkate alınarak varolan akışkan hareketi 2 boyutlu düzlemde ifade edilir.



Şekil 4.2 Piston-silindir ünitesi boşluğundaki akışın hız profili

$\vec{v} = (v_1, v_2)$ akışkan hızı, $v_1(x, y)$ x eksenine yönündeki hız bileşeni, $v_2(x, y)$ y yönündeki hız bileşeni olmak üzere süreklilik ve momentum denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial v_2}{\partial y} = 0 \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 v_2}{\partial y^2} \quad (4.17)$$

burada, viskozitenin, μ basınçtan bağımsız olduğu kabul edilmiştir.

(4.16) eşitliğinden,

$$v_1 = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} + c_1 y + c_2 \quad (4.18)$$

Viskoz akış için sınır koşulları:

$$y = 0 \text{ iken } v_1 = 0$$

$$y = h \text{ iken } v_1 = 0$$

$$c_2 = 0$$

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h^2}{2} + c_1 h = 0 \quad (4.19)$$

$$c_1 = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} \quad (4.20)$$

Sınır koşullarıyla elde edilen $c_2=0$ ve c_1 (4.20) (4.18) eşitliğinde yerine konularak v_1 hızı elde edilir.

$$v_1 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \Rightarrow p \text{ sadece } x \text{ 'le değişir.}$$

$$v_2 \equiv 0, p = p(x)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \rightarrow \frac{dp}{dx}$$

$$Q = \int_{y=0}^h v_1(y) dA \quad (4.22)$$

$$dA = 2\pi r dr \quad (4.23)$$

$$Q = 2\pi r \int_0^h \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y(y-h) dy \quad (4.24)$$

$$Q = -\frac{\pi r}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{h^3}{6} \quad (4.25)$$

$$\frac{Q}{\pi r} = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{h^3}{6} \quad (4.26)$$

burada Q daha yaygın kullanıma sahip kütleli debi cinsinden ifade edilmek istenirse:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.27)$$

$$\frac{\dot{m}}{\rho \pi r} = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{h^3}{6} \quad (4.28)$$

(4.28) eşitliği $x=x_1$ 'den (akışın başlangıç noktası – piston tabanı) x 'e integrali alınırsa:

$$p(x) - p_1 = \frac{6\dot{m}}{\pi r_p} \int_{x_1}^x \frac{\eta(p)}{\rho(p)} \frac{1}{h(x)^3} dx \quad (4.29)$$

burada p_1 sisteme uygulanan basınç değerini, $p(x)$ boşluktaki basınç profilini göstermektedir.

Sistemdeki yoğunluk ve viskozite değerleri basınca bağlı parametreler olduğundan dolayısıyla x 'e bağlı birer fonksiyon olarak ifade edilmelidir.

(4.29) eşitliğinin çözümü için başlangıç koşullarında $x=L$ (pistonun bitiş noktası) iken $p=p_{atm}$ alınarak (4.29) aşağıdaki şekilde ifade edilir (Buonanno, 2005):

$$-\frac{6\dot{m}}{\pi r_p} = \frac{p_{atm} - p_1}{\int_{x_1}^x \frac{\eta(p)}{\rho(p)} \frac{1}{h(x)^3} dx} \quad (4.30)$$

burada $h(x)$ boşluk profilini göstermekte olup, piston ve silindirde meydana gelen elastik deformasyonlar ($U(x)$, $u(x)$) kullanılarak hesap edilir.

$$h(x) = h_0 + U(x) - u(x) \quad (4.31)$$

burada, h_0 boşluğun deformasyona uğramamış haldeki değeridir.

Piston-silindir ünitesinde meydana gelen deformasyonlar, aksenal simetrik yük varsayımı yapılarak aşağıdaki silindirik koordinatlarda (x , r , θ) verilmiş denklemlerin mekanik teorilerle (gerilme-şekil değişimi denklemleri) çözülmesiyle elde edilir (Buonanno, 2005; Buananno, 2007).

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial \tau_{rx}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\tau_{rx}}{r} = 0 \quad (4.33)$$

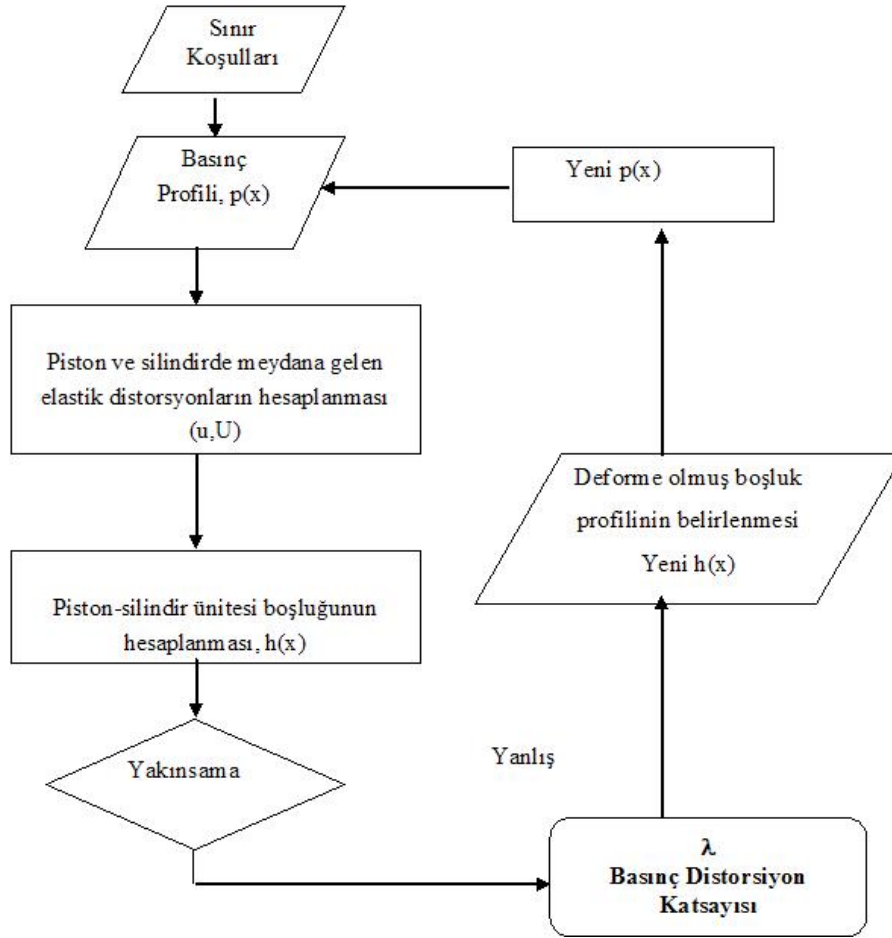
$$(1 + \nu)(\sigma_r - \sigma_\theta) - r \left[\frac{\partial \sigma_\theta}{\partial r} - \nu \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial r} \right) \right] = 0 \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial r} - \nu \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial r} \right) - 2(1 + \nu) \frac{\partial \tau_{rx}}{\partial x} + r \left[\frac{\partial^2 \sigma_\theta}{\partial x^2} - \nu \left(\frac{\partial^2 \sigma_r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \sigma_x}{\partial x^2} \right) \right] = 0 \quad (4.35)$$

(4.32) – (4.35) eşitliklerinde σ normal gerilmeleri, τ kesme gerilmelerini, ν ise Poisson oranını göstermektedir. σ_x , σ_θ , σ_r , ve τ_{rx} e göre lineer kısmi diferansiyel denklem sisteminin sayısal çözümü yapılarak piston-silindir ünitesinde meydana gelen gerilmeler elde edilir. Gerilme – uzama ilişkisi (Hooke's Kuralı, $\sigma = E \varepsilon$) kullanılarak elde edilen gerilme değerlerinden piston-silindir ünitesinde meydana gelen şekil değişimleri hesaplanır.

Bölüm (3.6)'da verilen (3.22) ve (4.1) eşitlikleri kullanılarak basınç distorsyon katsayısı elde edilir.

$$\lambda = \left(\frac{1}{1 + h_0 / r_p} \right) \left[\frac{U(x_1) + u(x_1)}{p_1 r_p} + \frac{1}{p_1^2 r_p^2} \int_{x_1}^{x_2} p(x) \left(\frac{dU}{dx} + \frac{du}{dx} \right) dx \right] \quad (4.36)$$



Şekil 4.3 Yinelemeli analitik yöntemin akış şeması

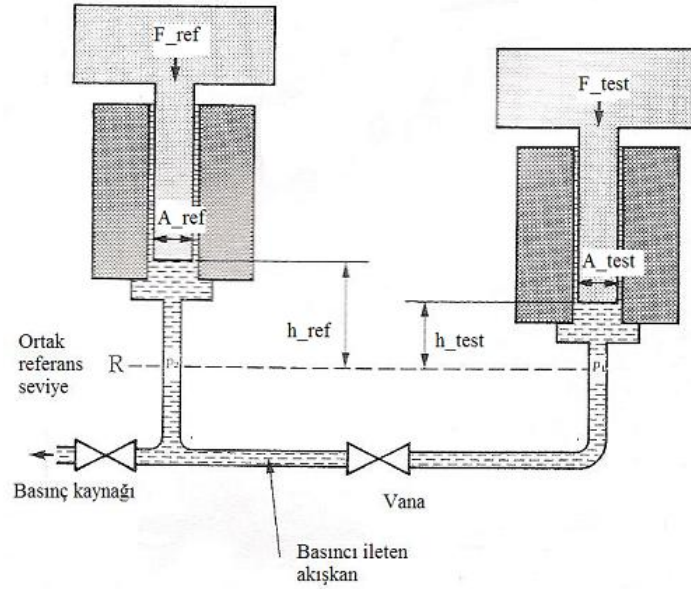
4.7 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, piston-silindir ünitesi basınç distorsiyon katsayısının belirlenmesinde, Bölüm (4.6)'da verilen (4.32) – (4.35) eşitlikleriyle verilen gerilme – şekil değişimleri eşitliklerinin sayısal çözümünü kolaylaştıran ve elde edilen sonuçların hassasiyetini artıran bir metot olarak kullanılır. Bu yöntemde de yinelemeli analitik yöntem akış şeması izlenerek sonuca ulaşılır (Buananno, 2005; Buanonno, 2007).

Günümüzde yaygın olarak kullanılmakta olan ANSYS vb. Paket programlarla kısmi diferansiyel denklem sisteminin çözümü kolayca elde edilebilmektedir.

5. SAYISAL UYGULAMALAR

5.1 Karşılıklı Dengeleme Yöntemiyle Efektif Alanın ve Basınç Distorsyon Katsayısının Hesaplanması



Şekil 5.1 Karşılıklı dengeleme yöntemi ölçüm düzeneği

Efektif alanı ve basınç distorsyon katsayısı belirlenmek istenen test pistonlu basınç standardı referans standarda ortak bir basınç hattıyla bağlanarak (Şekil 5.1), gerekli ölçümler yapıldıktan sonra aşağıdaki işlemler dizisi izlenerek istenen parametreler hesaplanmıştır.

Hidrolik, bağlı modda ölçümlerin gerçekleştirildiği ölçüm şartlarına ilişkin genel veriler aşağıda sıralanmıştır:

Basınç ortamı : Di(2)-etil-hexil-sebacate (DHS)

Ölçüm aralığı : 20 -60 MPa

Basınç ölçüm noktaları: 20, 30, 40, 50, 60 MPa

Ortamdaki hava yoğunluğu : 1.2 kg/m³

Yerel yerçekimi ivmesi : 9.8023 m/s²

Akışkanın yüzey gerilim değeri : 30 µNm⁻¹

Referans ve test standardı arasındaki seviye farkı : 11.1 cm

Referans ve test standartlarının malzemesine ve konstrüksiyonuna bağlı parametreler Çizelge 5.1’de verilmiştir:

Çizelge 5.1 Referans ve test standartlarına ilişkin veriler

	Referans	Test
$A_{0, 20^{\circ}\text{C}}$	$0.098051 \times 10^{-4} \text{ m}^2$?
Basınç distorsyon katsayısı, λ	$0.75 \times 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$?
Efektif alan ısı genleşme katsayısı, β	$9 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	$23 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Hacim düzeltmesi, v	0 (basit tipte piston-silindir ünitesi)	0
Pistonun yarıçapı	1.77 mm	1.60 mm

Akışkanın yoğunluğunun uygulanan basınç altındaki değişimi aşağıda verilen eşitliğe göre hesaplanarak Çizelge 5.2’de verilmiştir:

$$\rho(p,t) = \left[912.6657 + 0.752097 p - 1.64485 \times 10^{-3} p^2 + 1.45625 \times 10^{-6} p^3 \right] \quad (5.1)$$

Çizelge 5.2 Uygulanan basınca karşılık akışkan yoğunluğunun değişimi

p (MPa)	ρ (kg/m ³)
20.0	927.09
30.0	933.82
40.0	940.24
50.0	946.37
60.0	952.21

Ölçümler sırasında elde edilen veriler referans ve test standartları için sırasıyla Çizelge 5.3 ve Çizelge 5.4’de verilmiştir. Çizelgelerdeki $m(1-\rho_a/\rho_m)$ değeri efektif kütle değerini, m_{hassas} ölçümler esnasında denge konumunu oluşturmak üzere eklenen kütle miktarını, t_{pist} ise piston-silindir ünitesi sıcaklık değerini göstermektedir.

Çizelge 5.3 Referans standarda ait ölçüm verileri

p MPa	$m(1-\rho_a/\rho_m)$ kg	m_{hassas} g	t_{pist} °C
20.0	19.597173	14.797	20.64
30.0	29.395704	21.297	20.88
40.0	39.194230	27.497	21.32
50.0	48.992753	33.097	21.46
60.0	58.791251	38.097	21.58

Çizelge 5.4 Test standardına ait ölçüm verileri

p MPa	$m(1-\rho_a/\rho_m)$ kg	m_{hassas} g	t_{pist} °C
20.0	16.129143	1.897	20.39
30.0	24.193723	1.897	20.46
40.0	32.258315	1.897	20.39
50.0	40.322939	1.897	20.45
60.0	48.387353	1.897	20.52

Referans ve test piston-silindir ünitesine etkiyen kuvvetler aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanarak sonuçlar Çizelge 5.5’de verilmiştir:

$$F = \{\Sigma(m.(1- \rho_a / \rho_m)) + \sigma U \pm v(\rho_f - \rho_a)\}.g \quad (5.2)$$

Burada her iki piston silindir ünitesi de basit tipten olduğundan herhangi bir hacim düzeltmesi etki ettirilmemiştir. Yüzey gerilimi etkisi, her iki pistonun çevresi $U = 2\pi r$ matematiksel ifadesiyle hesaplandıktan sonra $\sigma \cdot U$ ilişkisi kullanılarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.5 Referans ve test standartları üzerine uygulanan kuvvet değerleri

p MPa	F _{ref} N	F _{test} N
20.0	192.24295	158.12176
30.0	288.35491	237.17327
40.0	384.46387	316.22492
50.0	480.56693	395.27686
60.0	576.66387	474.32675

Referans ve test basınç ölçerler arasındaki seviye farkının yarattığı hidrostatik basınç düzeltilmesi gözönüne alınarak denge konumu şöyle ifade edilebilir:

$$\frac{F_{ref}}{A_{ref}} + \rho gh = \frac{F_{test}}{A_{test}} \quad (5.3)$$

Uygulanan nominal basınç değerlerine karşılık eşitliğin sağ tarafındaki ifadenin karşılığı (p_{ref}) şu şekilde elde edilir:

Çizelge 5.6 Referans ve test standartları üzerine uygulanan kuvvet değerleri

p MPa	p _{ref} Pa
20.0	19607975
30.0	29409762
40.0	39210985
50.0	49011511
60.0	58811252

(5.3) eşitliği kullanılarak test piston-silindir ünitesinin efektif alan değerleri hesaplanarak Çizelge 5.7'de verilmiştir:

Çizelge 5.7 Uygulanan basınca karşılık test piston-silindir ünitesi efektif alan değerleri

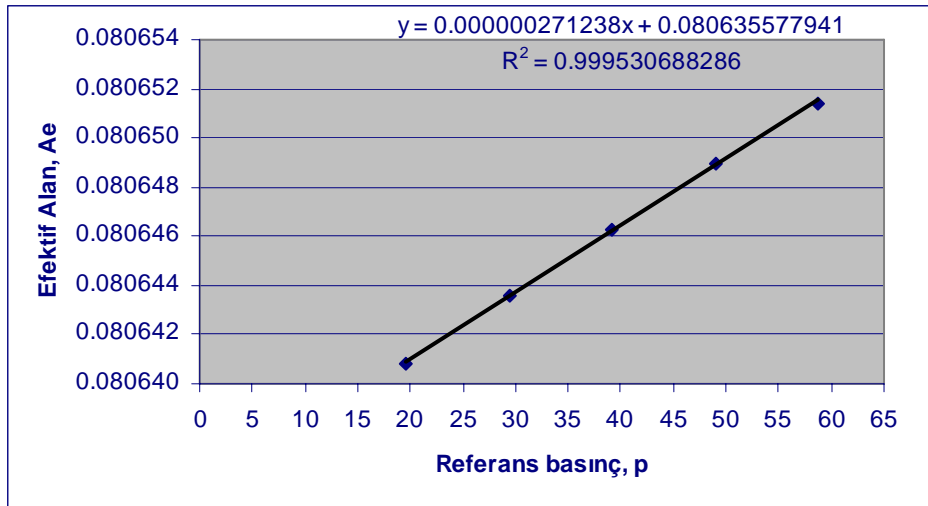
p (MPa)	A_{test}
20.0	$0.080641 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
30.0	$0.080644 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
40.0	$0.080646 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
50.0	$0.080649 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
60.0	$0.080651 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Elde edilen efektif alan değerleri kullanılarak Bölüm 3.1'de verilen ve aşağıda tekrarlanan eşitlik yardımıyla atmosferik basınç ve 20°C koşullarındaki efektif alan değeri, $A_{0,20^\circ\text{C}}$ ve basınç distorsyon katsayısı, λ hesaplanır.

$$A_e = A_{0,20^\circ\text{C}} \cdot (1 + \lambda \cdot p)$$

$$A_e = A_{0,20^\circ\text{C}} + A_{0,20^\circ\text{C}} \cdot \lambda \cdot p \quad (5.4)$$

(5.4) eşitliğine göre A_e ve p arasındaki ilişki grafiğe aktararak, en uygun doğru geçirildiğinde doğrunun y eksenini kestiği nokta $A_{0,20^\circ\text{C}}$ değerini, eğimi ise basınç distorsyon katsayısı, λ 'yı verir. ($y=ax+b$)



Şekil 5.2 Referans basınç ve efektif alan arasındaki ilişki grafiği

Buradan,

$$A_{0,20^{\circ}\text{C}} = 0.0806356 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\lambda = 3.36 \times 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$$

olarak elde edilir.

5.2 Boyutsal Ölçümler Yardımıyla Piston-silindir Ünitesi Efektif Alanının Hesaplanması

Aşağıda çizimi verilmiş olan piston-silindir ünitesine (IMGC DH20L piston-silindir ünitesi, EUROMET 740 Projesi) ait özellikler aşağıda sıralanmıştır:

Çalışma aralığı: 0.04 MPa - 20 MPa

Yüzme uzunluğu: 26.10 mm

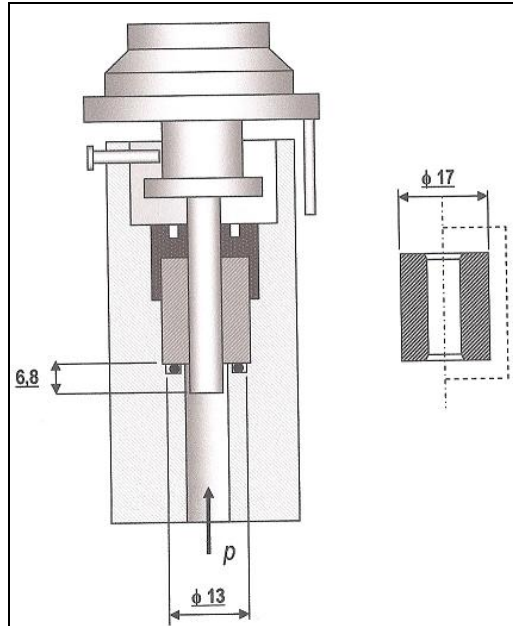
Nominal efektif alan=49.0 mm²

$E_p = E_c = 630 \text{ GPa}$

$\nu_p = \nu_c = 0.22$

Malzeme: tungsten carbide

Basınç ortamı: di-ethyl-hexyl-sebacate



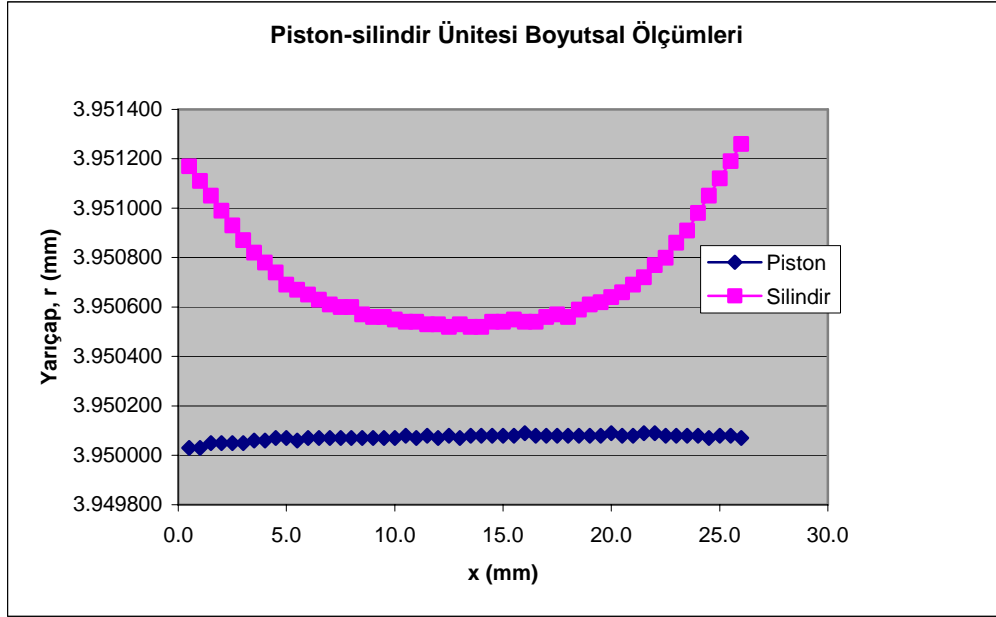
Şekil 5.3 Örnek piston-silindir ünitesi çizimi

Yukarıda yapısal özellikleri verilmiş olan piston-silindir ünitesine ait boyutsal ölçüm verileri $x=0,4$ mm ve $x = 26,5$ mm aralığı için aşağıda verilmiştir:

Çizelge 5.8 Piston-silindir ünitesi boyutsal ölçüm verileri

x	r	R	h	u	U
0.5	3.950030	3.951170	1.14E-03	0.000050	-0.000650
1.0	3.950030	3.951110	1.08E-03	0.000050	-0.000590
1.5	3.950050	3.951050	1.00E-03	0.000030	-0.000530
2.0	3.950050	3.950990	9.40E-04	0.000030	-0.000470
2.5	3.950050	3.950930	8.80E-04	0.000030	-0.000410
3.0	3.950050	3.950870	8.20E-04	0.000030	-0.000350
3.5	3.950060	3.950820	7.60E-04	0.000020	-0.000300
4.0	3.950060	3.950780	7.20E-04	0.000020	-0.000260
4.5	3.950070	3.950740	6.70E-04	0.000010	-0.000220
5.0	3.950070	3.950690	6.20E-04	0.000010	-0.000170
...
10.0	3.950070	3.950550	4.80E-04	0.000010	-0.000030
10.5	3.950080	3.950540	4.60E-04	0.000000	-0.000020
11.0	3.950070	3.950540	4.70E-04	0.000010	-0.000020
11.5	3.950080	3.950530	4.50E-04	0.000000	-0.000010
12.0	3.950070	3.950530	4.60E-04	0.000010	-0.000010
12.5	3.950080	3.950520	4.40E-04	0.000000	0.000000
13.0	3.950070	3.950530	4.60E-04	0.000010	-0.000010
13.5	3.950080	3.950520	4.40E-04	0.000000	0.000000
14.0	3.950080	3.950520	4.40E-04	0.000000	0.000000
14.5	3.950080	3.950540	4.60E-04	0.000000	-0.000020
15.0	3.950080	3.950540	4.60E-04	0.000000	-0.000020
...
20.0	3.950090	3.950640	5.50E-04	-0.000010	-0.000120
20.5	3.950080	3.950660	5.80E-04	0.000000	-0.000140
21.0	3.950080	3.950690	6.10E-04	0.000000	-0.000170
21.5	3.950090	3.950720	6.30E-04	-0.000010	-0.000200
22.0	3.950090	3.950770	6.80E-04	-0.000010	-0.000250
22.5	3.950080	3.950800	7.20E-04	0.000000	-0.000280
23.0	3.950080	3.950860	7.80E-04	0.000000	-0.000340
23.5	3.950080	3.950910	8.30E-04	0.000000	-0.000390
24.0	3.950080	3.950980	9.00E-04	0.000000	-0.000460
24.5	3.950070	3.951050	9.80E-04	0.000010	-0.000530
25.0	3.950080	3.951120	1.04E-03	0.000000	-0.000600
25.5	3.950080	3.951190	1.11E-03	0.000000	-0.000670
26.0	3.950070	3.951260	1.19E-03	0.000010	-0.000740

Burada, x piston-silindir ünitesinin merkezinden geçen dönme eksenini doğrultusundaki belirlenen ölçümlerin gerçekleştirilme aralığını, r piston yarıçapını, R silindir yarıçapını, h piston ve silindir arasında kalan boşluk mesafesini, u tekrarlanan doğrusallık ölçümleriyle elde edilen referans piston yarıçapından sapma değerlerini, U ise referans silindir yarıçapından sapma değerlerini göstermektedir.



Şekil 5.4 Piston-silindir ünitesi boyutsal ölçüm verileri

Yukarıda boyutsal ölçüm değerleri verilen piston-silindir ünitesinin atmosfer basıncı altındaki efektif alan değerini belirleyebilmek için aşağıda verilen eşitlikler kullanılır:

$$A_0 = \pi r_0^2 \left[1 + \frac{h_0}{r_0} + \frac{1}{r_0} \frac{\int_0^l \frac{(u(x) + U(x))}{h(x)^3} dx}{\int_0^l \frac{1}{h(x)^3} dx} \right] \quad (5.5)$$

(5.5) eşitliği Bölüm 3.6'da verilen (3.22) eşitliğinin $p_1 / p_2 \rightarrow 1$ durumu için elde edilmiştir. Burada r_0 referans piston yarıçapını, h_0 ise referans seviyedeki piston ve silindir arasındaki boşluk mesafesini göstermektedir.

Efektif alan değeri hesaplanmak istenen piston-silindir ünitesi için referans seviye $x=0$ seviyesi seçilmiş ve buna karşılık gelen $r_0=3.95003$ mm, $h_0=1.14 \times 10^{-3}$ mm olarak

belirlenmiştir.

(5.5) nolu denklemle verilen eşitlikteki integralin hesaplanabilmesi için sayısal integral hesaplama metodlarından Simpson's 3/8 kuralından faydalanılmış, çözüm için Mathcad programı kullanılmıştır.

$$I = \frac{\int_0^l \frac{(u(x) + U(x))}{h(x)^3} dx}{\int_0^l \frac{1}{h(x)^3} dx} = \frac{I_1}{I_2} \quad (5.6)$$

$$I_1 = \int_0^l (f_1(x)) dx \quad (5.7)$$

$$f_1(x) = \frac{u(x) + U(x)}{h(x)^3} \quad (5.8)$$

$$I_2 = \int_0^l (f_2(x)) dx \quad (5.9)$$

$$f_2(x) = \frac{1}{h(x)^3} \quad (5.10)$$

$$I_1 = w \sum_{i=0}^n \frac{f_1(x_i) + 3f_1(x_{i+1}) + 3f_1(x_{i+2}) + f_1(x_{i+3})}{8} \quad (5.11)$$

$$I_2 = w \sum_{i=0}^n \frac{f_2(x_i) + 3f_2(x_{i+1}) + 3f_2(x_{i+2}) + f_2(x_{i+3})}{8} \quad (5.12)$$

burada w veri aralığı uzunluğunu göstermekte, ($w = x_i - x_{i-1}$), n ise toplam veri sayısını göstermektedir. $u(x_i)$ ve $U(x_i)$, ise sırasıyla her bir kesitteki piston ve silindir için referans yarıçap değerlerinden sapma değerlerini göstermektedir.

data :=

	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.5	3.95	3.951	0.001	0	0	0	6.75·10 ⁸
1	1	3.95	3.951	0.001	0	-6·10 ⁻⁵	47629.934	7.938·10 ⁸
2	1.5	3.95	3.951	0.001	2·10 ⁻⁵	-0	-100000	1·10 ⁹
3	2	3.95	3.951	0.001	2·10 ⁻⁵	-0	-1.926·10 ⁵	1.204·10 ⁹
4	2.5	3.95	3.951	0.001	2·10 ⁻⁵	-0	-3.228·10 ⁵	1.467·10 ⁹
5	3	3.95	3.951	0.001	2·10 ⁻⁵	-0	-5.078·10 ⁵	1.814·10 ⁹
6	3.5	3.95	3.951	0.001	3·10 ⁻⁵	-0	-7.29·10 ⁵	2.278·10 ⁹
7	4	3.95	3.951	0.001	3·10 ⁻⁵	-0	-9.645·10 ⁵	2.679·10 ⁹
8	4.5	3.95	3.951	0.001	4·10 ⁻⁵	-0	-1.297·10 ⁶	3.325·10 ⁹
9	5	3.95	3.951	0.001	4·10 ⁻⁵	-0	-1.846·10 ⁶	4.196·10 ⁹
10	5.5	3.95	3.951	0.001	3·10 ⁻⁵	-0	-2.071·10 ⁶	4.406·10 ⁹
11	6	3.95	3.951	0.001	4·10 ⁻⁵	-0.001	-2.46·10 ⁶	5.125·10 ⁹
12	6.5	3.95	3.951	0.001	4·10 ⁻⁵	-0.001	-2.847·10 ⁶	5.694·10 ⁹
13	7	3.95	3.951	0.001	4·10 ⁻⁵	-0.001	-3.302·10 ⁶	6.351·10 ⁹
14	7.5	3.95	3.951	0.001	4·10 ⁻⁵	-0.001	-3.56·10 ⁶	6.717·10 ⁹

i := 0..51

w := 0.5

$$I1 := \sum_{i=0}^{48} \left(w \cdot \frac{\text{data}_{i,6} + 3 \text{data}_{i+1,6} + 3 \text{data}_{i+2,6} + \text{data}_{i+3,6}}{8} \right)$$

$$I2 := \sum_{i=0}^{48} \left(w \cdot \frac{\text{data}_{i,7} + 3 \text{data}_{i+1,7} + 3 \text{data}_{i+2,7} + \text{data}_{i+3,7}}{8} \right)$$

$$I := \frac{I1}{I2}$$

$$I = -5.286136 \times 10^{-4}$$

$$r0 := \text{data}_{0,1} \quad r0 = 3.95003$$

$$h0 := \text{data}_{0,3} \quad h0 = 1.14 \times 10^{-3}$$

$$A0 := \pi \cdot r0^2 \cdot \left[1 + \frac{h0}{r0} + \left(\frac{1}{r0} \cdot I \right) \right]$$

$$A0 = 49.02503$$

Yukarıda verilen piston silindir ünitesi için piston-silindir ünitesi arasındaki akış, viskoz akış teorisi kullanılarak modellenmiş, (5.5) eşitliği bu yolla elde edilmiştir. Söz konusu piston-silindir ünitesinin boyutsal ölçüm verileri kullanılarak ve sistemin geometrik yapısı gözönünde bulundurularak Bölüm (3.6)'da verilen iki farklı yolla da piston-silindir ünitesi efektif alanı belirlenebilir. Birincisinde sadece mutlak çap ölçümlerinin esas alındığı ikincisinde ise mutlak çap ölçümleriyle birlikte form ölçümlerinin de dikkate alındığı bu yöntemler, piston-silindir ünitesi efektif alanını boyutsal ölçümler yardımıyla kabaca belirlemekte kullanılabilir.

1. Mutlak çap ölçümleri ortalaması:

Yukarıdaki piston-silindir ünitesine ait $x=0,4$ mm ve $x = 26,5$ mm aralığı için gerçekleştirilen mutlak çap ölçümü verileri aşağıda verilmiştir:

Çizelge 5.9 Piston-silindir ünitesi mutlak çap ölçümü verileri

x (mm)	r (mm)	R (mm)	h (mm)
2.0	3.950050	3.950990	0.000940
13.5	3.950080	3.950520	0.000440
24.5	3.950070	3.951050	0.000980

(5.13)

burada A_p ve A_s sırasıyla piston ve silindirin ortalama kesit alanını göstermektedir.

(5.14)

(5.15)

Çizelge (5.9)'daki veriler kullanılarak ortalama piston ve silindir yarıçapı (r, R) elde edilir.

$$r = 3.950067 \text{ mm}$$

$$R = 3.950853 \text{ mm}$$

Buradan

$$A_p = 49.018354 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 49.037880 \text{ mm}^2$$

olarak elde edilir. Piston silindir ünitesi efektif alanı ise aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$A_0 = 49.028117 \text{ mm}^2$$

2. Mutlak çap ve form ölçümleri ortalaması

Çizelge (5.8)'de verilen mutlak çap ölçümleri ve form ölçümleri verileri birlikte kullanılarak piston ve silindir için ortalama yarıçap değerleri hesaplanır:

$$r = 3.950072 \text{ mm}$$

$$R = 3.950716 \text{ mm}$$

Piston ve silindirin ortalama kesit alanı değerleri, (5.14) ve (5.15) eşitlikleri yardımıyla hesaplanan ortalama yarıçap değerleri kullanılarak hesaplanır:

$$A_p = 49.018494 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 49.034480 \text{ mm}^2$$

Piston-silindir ünitesi efektif alanı (5.13) eşitliği yardımıyla belirlenir:

$$A_0 = 49.026487 \text{ mm}^2$$

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada pistonlu basınç standartlarının ana ölçme elemanı olan piston-silindir ünitesinin efektif alanı ve basınç distorsyon katsayısının belirlenmesi yöntemleri incelenmiştir. Pistonlu basınç standartlarının tasarımı ve metrolojik karakterizasyonlarının belirlenmesinde kritik önem taşıyan bu iki parametrenin hesaplanmasına yönelik deneysel ve teorik metodlar incelenerek hangi durumlarda hangi metodun kullanılması gerektiğine dair değerlendirmelere yer verilmiştir.

Piston-silindir ünitesi efektif alanının hesaplanmasında, piston-silindir ünitesinin boyutsal ölçümlerine dayanan direkt metodların yanısıra kendisinden daha hassas başka bir piston-silindir ünitesiyle ve civalı interferometrik manobarometreye karşılaştırmaya dayanan karşılaştırma yöntemleri incelenmiştir.

Piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısının belirlenmesine yönelik olarak da, karşılıklı dengeleme yöntemi (cross-floating), benzerlik yöntemi ve piston düşme hızı yöntemini kapsayan deneysel metotlar ve Lamé denklemi, yinelemeli analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemini kapsayan teorik yöntemler incelenmiştir.

Bu çalışmada, incelenen yöntemler arasında yer alan karşılıklı dengeleme yöntemi ve boyutsal ölçümler kullanılarak piston-silindir ünitesinin efektif alanının belirlenmesine yönelik birer sayısal uygulamaya yer verilmiştir.

Ayrıca bu çalışma içerisinde piston-silindir ünitesi boşluğundaki viskoz akış, sayısal akışkanlar mekaniği çözümlenmesi yapabilen FLUENT programı kullanılarak modellenmeye çalışılmıştır. Böylece problemin sayısal çözümü sırasında çözümü kolaylaştırmak amacıyla yapılan birçok kabulün yapılmayarak gerçeğe daha yakın bir sonuç elde edileceği öngörülmüştür. Fakat piston ve silindir arasındaki boşluğun mikronlar mertebesinde olması kullanılan programın çözünürlüğü ile uyumsuzluk yaşanmasına sebep olmuştur. Sayısal integral çözümü için gerekli olan ızgara yapısı yeterli hassasiyette elde edilemediğinden boşluktaki basınç profili çözümü elde edilememiştir. Bu yüzden bu çözüm metodu uygulanamamıştır.

Deneysel yöntemlerden olan karşılıklı dengeleme yönteminde her bir basınç noktasında elde edilen efektif alan değerlerinin uygulanan referans basınç değerleriyle lineer bir ilişki içinde olması, piston-silindir ünitesi efektif alanının doğru bir şekilde belirlendiği yolunda bir gösterge durumundadır. Bu yöntemde referans pistonlu basınç standadına ait verilerin ve test

standartının malzeme özelliklerinin yüksek doğrulukla bilinmesi, test standardının taşınması gereken performans niteliklerine sahip olması ölçümlerin güvenilirliğini artırıcı rol oynamaktadır.

Piston-silindir ünitesi efektif alanının boyutsal ölçümler yardımıyla belirlenmesi yönteminde ölçümlerin piston ve silindir konstrüksiyonunu gerçeğe uygun şekilde tanımlayacak şekilde sık aralıklarla tekrarlanmış olması ve piston-silindir arasındaki boşluk mesafesi çok küçük olduğundan ölçümlerin çok düşük belirsizliklerle gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Ayrıca kullanılan sayısal hesaplama yöntemleri de sonucu doğrudan etkilemektedir. Boyutsal ölçüm verileri kullanılarak efektif alanın sadece piston-silindir ünitesinin geometrik modeli kullanılarak belirlenmesi yerine viskoz akış teorilerinin kullanılarak hesaplanması gerçeğe daha yakın sonuçlar vermektedir.

Piston-silindir ünitesi basınç distorsyon katsayısının deneysel olarak belirlenmesi yöntemlerinden piston düşme hızının belirlenmesi yöntemi, 5-10 MPa basınç aralığında çalışan piston-silindir üniteleri için iyi sonuçlar veren basit bir yöntem olarak kullanılmaktadır.

Pistonlu basınç standartlarında basınç distorsyon katsayısı sistemin elastik karakteristiklerinden ve basınç oluşturmak üzere kullanılan akışkanın reolojik özelliklerinden bağımsız olarak belirlenmek istendiğinde deneysel yöntemler arasında yer alan benzerlik metodu tercih edilmektedir.

Ayrıca, piston-silindir ünitesi malzeme özelliklerinin bilindiği durumda, teorik yöntemlerden olan Lamé denklemi sayesinde 0.5 MPa'dan daha düşük basınç aralığında çalışan pistonlu basınç standartlarının basınç distorsyon katsayısı kolaylıkla belirlenebilmektedir.

Avrupa Metroloji Araştırma Programı (EMRP) kapsamında basınç metrolojisinin gelecek 50 yılını belirlemeye yönelik oluşturulan yol haritalarında, piston-silindir ünitesinin modellenmesinde 3 boyutlu sonlu elemanlar analizinin kullanılmasının öngörüldüğü olması, bu alanda yönelmesi gereken konulardan birinin sonlu elemanlar yöntemi olduğuna işaret etmektedir. Ayrıca çözünürlük problemleri giderildiğinde, piston-silindir ünitesindeki akışın sayısal akışkanlar dinamiği çözümüyle yapabildiği programlardan (FLUENT, CFX vb.) biriyle yapılabilmesi elde edilen çözümlerin hassasiyetini artıracaktır.

KAYNAKLAR

Ayyıldız G. ve Koçaş İ., (2005), “Piston Silindir Ünitesi Efektif Alanının Boyutsal Ölçümlerle Belirlenmesi”, TMMOB Makina Mühendisleri Odası - VI.Ulusal Ölçümbilim Kongresi, 17-18 Kasım 2005, Eskişehir

Buonanno G., Dell’Isola M., Iagulli G. ve Molinar Min Beciet G.,(1999) “A Finite Element Method to Evaluate the Pressure Distortion Coefficient in Pressure Balance”, High Temperatures-High Pressure, 31: 131-143

Buonanno G., Giovinco G., Molinar Min Beciet G., Delajoud P. ve Haines R., (2006), “A FEM Analysis of a Negative Free Deformation Pressure Balance Operating up to 100 MPa”, XVII IMEKO World Congress, Eylül 2006, Rio de Janeiro

Buonanno G., Ficco G., Giovinco G. ve Molinar Min Beciet G., (2007), Ten Years of Experience in Modelling Pressure Balances in Liquid Media up to few GPa”, Cassino University, Cassino

Caubergh M., Draisma J., Franx G. J., Hek G., Prokert G., Rienstrak S. ve Verhoeven A., (2006), “Measure under Pressure – A Problem from NMI”, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven

Dadson R.S., Lewis S. L. ve Peggs G. N., (1982) “The Pressure Balances - Theory and Practice, HMSO Publication Centre, Londra

Fitzgerald M. P. ve Sutton . M., (2005), “Pressure Balance Elastic Distortion: Experiment versus Theory” Metrologia, 42:239-241

Lewis S. ve Peggs G., (1992), The Pressure Balance: A Practical Guide to its Use, HMSO Publication Centre, Londra

Molinar G., Maghenzani R., Resto P.C. ve Bianchi L., (1992), “Elastic Distortion in Piston-Cylinder Units at Pressures up to 0.5 Gpa”, Metrologia, 29:425-440

Molinar G. F., Magiera A., Rebaglia B. ve Sacconi A., (1994), “Dimensional Charecterization and Calculations of the Effective Area of a Piston-Cylinder Unit (Number 6040) of CEM-Spain to be Used in a EEC Intercomparison of Pressure Measurement in Gas up to 1 MPa”, Rapporto Tecnico Interno – R383, Torino

Molinar G. F., Maghenzani R., Urbanski M., Wisniewski R., Buonanno G.ve Dell’Isola M., (1999a), “Elastic Distortions of a Mixed (Simple and Re-entrant Piston-Cylinder Unit Pressure Measurements up to 2.6 GPa”, Metrologia, 36:585-590

Molinar G. F., Rebaglia B., Sacconi A., Legras J. C., Vailleau G. P., Schmidt J. W., Stoup J. R., Flack D. R., Sabuga W. ve Jusko O., (1999b), “CCM Key Comparison in the Pressure Range 0.05 MPa to 1 MPa (Gas medium, Gauge mode) - Phase A1: Dimensional Measurements and Calculation of Effective Area”, Metrologia, 36:657-662

Molinar G., Bergoglio M., Sabuga W., Otal P., Ayyildiz G., Verbeek J. ve Farar P., (2005a), “Calculation of Effective Area A_0 for Six Piston–Cylinder Assemblies of Pressure Balances. Results of the EUROMET Project 740”, Metrologia 42:197-201

Molinar G., Buonanno G., Giovinco G., Delajoud P. ve Haines R., (2005b), “Effectiveness of Finite Calculation Methods (FEM), on High Performance Pressure Balances in Liquid Media up to 200 MPa”, *Metrologia*, 42:207-211

Legras J. C., Sabuga W., Molinar G. F. ve Schmidt J.W., (1999), “CCM Key Comparison in the Pressure Range 0.05 MPa to 1 MPa (Gas medium, Gauge mode) - Phase A2: Pressure Measurements”, *Metrologia*, 36:663-668

Orhan M. H., Kangi R., Akgül A. ve Molinar G., (1997), “Pressure Comparison in the range feom 0.8 to 8 MPa between UME (Turkey) and the CNR-IMGC (Italy) in Gas Media and Gauge Mode”, *Measurement*, 22:47-55

Orhan M. H., Calkin Y., Tesar J., Krajicek Z., (2001), “Pneumatic Gauge Pressure Comparison Measurements between the UME (Turkey) and the CMI (Czech Republic) – EUROMET Project No. 537”, *Metrologia*, 38: 173-179

Perkin M., (2000), “Report on a Comparison of Pressure Standards in the Range 10 MPa to 100 MPa”, National Physical Laboratory, Teddington

Sabuga W. ve Jusko O., (1999), “Effective Area of the DH Instruments Piston-cylinder, Piston P0107 and Cylinder C0107, Calculated From the Dimensional Measurement Data. Phase A1 of the CCM Comparison in Gas Media up to 1MPa”, PTB-Bericht ThEx-6, Braunschweig

Sabuga W., (2001), “Determination Of Elastic Properties Of Piston Gauges Using The Strain Gauge Method” Proceedings of the 17th International Conference on Force, Mass, Torque and Pressure Measurements, IMEKO TC3, İstanbul

Sabuga W., Molinar G., Buonanno G., Esward T., Rabault T. ve Yağmur L., (2005), “Calculation of the Distortion Coefficient and Associated Uncertainty of a PTB and LNE 1 GPa Pressure Balances using Finite Element Analysis – EUROMET Project 463”, *Metrologia*, 42:202-206

Sabuga W., Molinar G., Buonanno G., Esward T., Legras J. C. ve Yağmur L., (2006), “Finite Element Method Used for Calculation of the Distortion Coefficient and Associated Uncertainty of a PTB 1 GPa Pressure Balance – EUROMET Project 463”, *Metrologia*, 43:311-325

Ruska Model 2485 Pressure Calibration System User’s Manual

Schlichting H., (1979), *Boundary Layer Theory*, McGraw Hill Book Company

Torres-Guzman J. C., Olvera-Arana P., ve Olson D., (2005), “Hydraulic Gauge Pressure SIM Comparison for a Range up to 100 MPa”, The 4th CCM International Conference on Pressure Metrology from Ultra-High Vacuum to Very High Pressures (10^{-9} Pa to 10^9 Pa), London

TÜBİTAK UME Genel Metroloji (GEN-010) Eğitim Notları

TÜBİTAK UME Basınç Metrolojisi Eğitimi Dokümanı I (G2BA-010)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	18.01.1977	
Doğum yeri	Sivas	
Lise	1991-1994	Sivas Lisesi
Lisans	1995-1999	Orta Doğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Havacılık Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2005-2008	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

1999-2000	TSK-ODTÜ MODSİMLAB (Modelleme Simülasyon Laboratuvarı), Modelleme Mühendisi
2000-2002	TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın Sorumlusu
2002-2007	TÜBİTAK Ulusal Metroloji Enstitüsü, Basınç Standartları Laboratuvarı, Araştırmacı
2007-Devam ediyor.	ARÇELİK A.Ş., AR-GE Direktörlüğü, AR-GE Mühendisi