İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİDALI TİP TEMASSIZ SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren MUTLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİDALI TİP TEMASSIZ SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren MUTLU
(503101207)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101207 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Eren MUTLU**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"VİDALI TİP TEMASSIZ SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Erkan AYDER** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Özgen ÇOLAK Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **07 Haziran 2013**

Anneme ve babama,

ÖNSÖZ

Son yıllarda büyük gelişme kaydeden havacılık sektörü başta olmak üzere, yüksek hızlarda çalışma gerektiren sistemlerde temaslı sızdırmazlık elemanlarının kullanılması, sürtünme ve aşınma gibi sebeplerden ötürü sızdırmazlık fonksiyonunun yitirilmesine ve kullanım ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Bu gibi durumlarda temassız sızdırmazlık elemanları tercih edilmedilir.

Beni, bu zamana kadar üzerinde fazla çalışma yapılmamış ve son derece merak uyandıran aktif sızdırmazlık elemanları konusunda çalışmaya teşvik eden ve çalışmalarım boyunca yönlendiren tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ'e, deneysel çalışmaların planlanması ve sonuçların değerlendirilmesinde desteğini esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR ve Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU'na, deney düzeneğinin kurulmasında ve iyileştirilmesinde en büyük pay sahibi olan tekniker Orhan KAMBUROĞLU'na, deney düzeneğinin kurulması ve tez yazımı dönemlerinde manevi desteğini hissettiğim Doç. Dr. Cemal BAYKARA'ya, çalışmalarımda beni motive eden ofis arkadaşlarım Arş.Gör. Şengül ARI ve Arş. Gör. Ersin KAMBUROĞLU'na, yüksek lisans öğrenimim boyunca ekonomik olarak çok büyük desteğini gördüğüm TÜBİTAK'a içten teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2013

Eren MUTLU
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Özeti 3
2. SIZDIRMAZLIĞIN ANA PRENSİPLERİ **9**
2.1 Sızıntı Türleri 10
2.1.1 Difüzyon 10
2.1.2 Konveksiyon 10
2.1.3 Basınç farkından dolayı akış 10
2.2 Sızdırmazlık Sistemlerinin Temel Yapısı 10
2.3 Sızdırmazlık Performansına Etki Eden Faktörler 12
2.4 İkincil Sızdırmazlık 13
2.5 Ön Gerilme Kuvveti 13
2.6 Sızdırmazlık Modları 14
2.6.1 Pasif sızdırmazlık 14
2.6.2 Aktif sızdırmazlık 14
2.6.3 İki aşamalı sızdırmazlık 15
3. SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI **17**
2.1 Sızdırmazlık Elemanlarının Sınıflandırılması 17
3.1.1 Temaslı sızdırmazlık elemanları 18
3.1.1.1 O-ringler 19
3.1.1.2 Contalar 22
3.1.1.3 Sızdırmazlık macunları ve sıvı contalar 24
3.1.1.4 Radyal Keçeler 25
3.1.1.5 Salmastralar 29
3.1.1.6 X-ringler 30
3.1.1.7 U-ringler 31
3.1.1.8 T-ringler 32
3.1.1.9 V-ringler ve takım halkaları 33
3.1.1.10 Piston başı keçeleri 34
3.1.2 Temassız sızdırmazlık elemanları 35
3.1.2.1 Labirent sızdırmazlık elemanları 36
3.1.2.2 Petek profilli sızdırmazlık elemanları 37
3.1.2.3 Fırça tipi sızdırmazlık elemanları 37
3.2.1.4 Lamelli sızdırmazlık elemanları 38

4. VİDALI TİP SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI 41
4.1 Temel Fonksiyon 41
4.2 Karakteristik Eğri Kavramı 44
4.3 Sızıntısız Kullanım Limiti 45
4.4 Gaz Sızdırmazlığı 48
4.5 Yardımcı Sızdırmazlık Elemanı 49
5. DENEY TESİSATI VE DENEYLERİN YAPILIŞI 51
5.1. Deney Tesisatının Kurulması 51
5.2. Sensörlerin Kalibrasyonu 57
5.3. Deneylerin Yapılışı 59
6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME 61
6.1. Değerlendirme Sonucu ve Öneriler 76
KAYNAKLAR 79
EKLER 83
ÖZGEÇMİŞ 115

KISALTMALAR

NASA **:** National Aeronautics and Space Administration
PTFE **:** Politetrafloretilen

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : İstekler listesi..... 51
Çizelge 5.2 : Deney numunelerinin genel özellikleri. 56
Çizelge 5.3 : Kalibrasyon değerleri. 59

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Hasar maliyeti karşılaştırması.....2
Şekil 2.1 : Sızdırmazlık sistemi.. 9
Şekil 2.2 : Sızdırmazlık elemanlarının temel yapısı.. 11
Şekil 2.3 : Sızdırmazlık performansına etki eden faktörler.. 13
Şekil 2.4 : İkincil sızdırmazlık..... 13
Şekil 2.5 : Sızdırmazlık elemanlarında ön gerilme..... 14
Şekil 2.6 : Pasif sızdırmazlık. 15
Şekil 2.7 : Aktif sızdırmazlık..... 15
Şekil 2.8 : İki aşamalı sızdırmazlık..... 16
Şekil 3.1 : Sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması.. 18
Şekil 3.2 : O-ring. 19
Şekil 3.3 : Basınç altında çalışan O-ring.. 20
Şekil 3.4 : O-ringlerde destek bileziği kullanımı..... 20
Şekil 3.5 : O-ring kullanımı için izin verilen basınç ve boşluk.. 21
Şekil 3.6 : Conta kullanımına örnek gösterim. 22
Şekil 3.7 : Contaların maruz kaldığı kuvvetler..... 24
Şekil 3.8 : Dudaklı radyal keçe geometrisi..... 26
Şekil 3.9 : Radyal keçenin dudak sıkılığı.. 27
Şekil 3.10 : Radyal keçelerde basınç profili.. 28
Şekil 3.11 : Salmastra kutusu.. 29
Şekil 3.12 : X-ring kesit görünümü.. 31
Şekil 3.13 : U-ring kesit görünümü.. 32
Şekil 3.14 : T-ring kesit görünümü..... 32
Şekil 3.15 : (a) V-ring takım halkaları (b) Delikli baş halkalı takım halkaları..... 33
Şekil 3.16 : Piston başı keçeleri..... 34
Şekil 3.17 : Labirent sızdırmazlık elemanları..... 36
Şekil 3.18 : Petek profilli sızdırmazlık elemanları.. 37
Şekil 3.19 : Fırça tipi sızdırmazlık elemanı..... 38
Şekil 3.20 : Yaprak (lamelli) sızdırmazlık elemanları..... 39
Şekil 4.1 : Eğimli bariyer ile sürüklenen akışkanın yönünün saptırılması.. 42
Şekil 4.2 : Vidalı sızdırmazlık prensip şeması..... 43
Şekil 4.3 : Vidalı sızdırmazlık karakteristik eğrisi.. 44
Şekil 4.4 : Vidalı sızdırmazlık elemanı geometrisi..... 45
Şekil 4.5 : Vidalı sızdırmazlık elemanlarında akış bileşenleri.. 46
Şekil 4.6 : Helis yönündeki akış bileşenleri.. 47
Şekil 4.7 : Vidalı sızdırmazlık elemanlarında sıvı bariyer kullanımı. 48
Şekil 4.8 : Yardımcı sızdırmazlık elemanı.. 49
Şekil 5.1 : Yardımcı sızdırmazlık elemanı.. 52
Şekil 5.2 : Deney tesisatının 3D modeli. 52
Şekil 5.3 : Deney tesisatının son hali ve boyutları..... 53
Şekil 5.4 : Deney düzeneğinin genel yapısı..... 53

Şekil 5.5 : Pleksiglass şeffaf gövde ve basınç sensörleri. 54
Şekil 5.6 : Deney numuneleri. 56
Şekil 5.7 : Budenberg ölü ağırlık basınç test cihazı. 57
Şekil 5.8 : Sensörlerin numaralandırılması. 58
Şekil 5.9 : Kalibrasyon eğrileri 59
Şekil 5.10 : Sensörlerin sisteme tanıtılması 60
Şekil 6.1 : Deney 1 – Sensör 2 basınç değişimi 61
Şekil 6.2 : Deney 1 – Sensör 3 basınç değişimi 62
Şekil 6.3 : Deney 1 – Göbek boyunca basınç değişimi 62
Şekil 6.4 : Deney 1 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 63
Şekil 6.5 : Deney 2 – Basınç dağılımı 64
Şekil 6.6 : Deney 2 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 64
Şekil 6.7 : Deney 3 – Basınç dağılımı 65
Şekil 6.8 : Deney 3 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 66
Şekil 6.9 : Deney 4 – Basınç dağılımı 67
Şekil 6.10 : Deney 4 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 67
Şekil 6.11 : Deney 5 – Basınç dağılımı 68
Şekil 6.12 : Deney 5 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 69
Şekil 6.13 : Deney 6 – Basınç dağılımı 70
Şekil 6.14 : Deney 6 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 70
Şekil 6.15 : Deney 7 – Basınç dağılımı 71
Şekil 6.16 : Deney 7 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 72
Şekil 6.17 : Deney 8 – Basınç dağılımı 72
Şekil 6.18 : Deney 8 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 73
Şekil 6.19 : Deney 9 – Basınç dağılımı 74
Şekil 6.20 : Deney 9 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 75
Şekil 6.21 : Deney 10 – Basınç dağılımı 75
Şekil 6.22 : Deney 10 – Eksenel yöndeki basınç değişimi 76

SEMBOL LİSTESİ

mL : Dışarıya doğru kaçak akım
mR : İçeriye doğru kaçak akım
pb : Ara basınç
p1 : Giriş basıncı
p2 : Çıkış basıncı
$\mathbf{Q_L}$: Sızma debisi
$\mathbf{Q_R}$: Geri dönüş debisi
α : Basınçlı taraf radyal keçe açısı
β : Atmosfer tarafı radyal keçe açısı
η : Sıvının viskozitesi
ω : Milin açısal hızı
W : Teğetsel hız
t : Vida kanalı derinliği
h : Radyal boşluk
U : Hız bileşeni
V : Hız bileşeni
B : Vida oluğu genişliği
pB : Bariyer basıncı
pG : Gaz basıncı
pF : Ara sıvı basıncı
L : Sızdırmazlık uzunluğu
$\mathbf{L_F}$: Islak uzunluk

VİDALI TİP SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN DENEYSEL TAYİNİ

ÖZET

Yüksek hızlarda çalışan sistemlerde (turbomakinalar vb.) temaslı sızdırmazlık elemanı kullanılması durumunda, meydana gelen sürtünme nedeniyle sıcaklığın ve aşınmanın artması sızdırmazlık elemanının fonksiyonunu yitirmesine ve kullanım ömrünün azalmasına yol açar.

Bu gibi durumlarda temassız sızdırmazlık elemanı kullanılması, meydana gelen bu olumsuz etkilerin ortadan kalkmasına neden olurken, sızdırmazlık performansında ciddi oranda arttırmaktadır. Sadece sistem devredeyken görevini yerine getirebildiği için bu sızdırmazlık yöntemine aynı zamanda aktif sızdırmazlık adı verilmektedir. Bu çalışmada temassız aktif sızdırmazlık yöntemlerinden biri olan vidalı tip sızdırmazlık elemanının performans karakteristiği deneysel olarak incelenmiştir.

Bu çalışmanın amacı, farklı vida geometrilerine sahip sızdırmazlık elemanlarının karakteristiklerinin deneysel olarak elde edilmesi, bu deneysel verilerden yola çıkarak, optimum vida geometrisine sahip sızdırmazlık elemanının tasarlanabilirliği konusunda ön görüde bulunmaktır.

Yapılan çalışmada dönme hareketinin söz konusu olduğu sistemlerde kullanılan temassız sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlık performanslarının basınca ve vida geometrisine göre değişimi deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaca uygun geliştirilmiş bir deney tesisatı ile çalışmalar yapılmıştır.

Tezin başında sızdırmazlık sistemleri tanıtılarak nasıl gruplandığı hakkında genel bilgiler verilmiş, daha sonra sızdırmazlık elemanlarının teknik özelliklerinden ve kullanım alanlarından söz edilmiştir. Bununla birlikte temassız sızdırmazlık elemanları hakkında bir takım bilgiler verilerek vidalı tip temassız sızdırmazlık elemanlarının çalışma prensibi anlatılmıştır.

Bu çalışmada, aktif temassız sızdırmazlık elemanlarının performans karakteristiğinin elde edilebilmesi için uygun bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney tesisatında değiştirilebilen parametreler akışkan basıncı, çevre hızı ve vida geometrisidir. Kurulan deney düzeneğinde sızdırmazlık, vidalı mil prensibi ile sağlanmaktadır. Bu prensibe göre dönen mil ve sabit göbek arasına giren akışkan, mil üzerindeki vida profili sayesinde basınçlı bölgede tutulmakta ve sızdırmazlık sağlanmaktadır. Farklı vida profillerinin test edilebilmesi için belirli geometrilerde 4 adet vidalı sızdırmazlık elemanı numunesi hazırlanmıştır.

Sızdırmazlık bölgesinin gözlemlenebilmesi için göbek şeffaf pleksiglass malzemeden yapılmıştır. Göbek içindeki basınç dağılımı basınç sensörleri yardımıyla elde edilmektedir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kullanılan basınç mertebeleri 2 ve 3 bar olarak belirlenmiş, çevre hızları ise 5,5 m/s ve 7,4 m/s'dir.

Yapılan deneyler sonucunda vida geometrisinin sızdırmazlık performansına doğrudan etki ettiği tespit edilmiştir. Özellikle vida oluğu genişliği fazla olan numune ile yapılan deneylerde oldukça iyi sonuçlar alınmıştır. Yapılan incelemelerde basıncın artması sızdırmazlık performansını olumsuz etkilemektedir. Bunun aksine dönme hızının artması sonucunda sızdırmazlık performansında ciddi bir artış gözlemlenmektedir.

EXPERIMENTAL ANALYSIS ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF SCREW SEALS

SUMMARY

Seals used in high speed applications lose their sealing ability due to remarkably high friction and wear and their service life decreases as a result. Therefore, non-contact seals are used for high speed applications such as turbomachinery to increase system's efficiency. These seal types are referred as dynamical seals due to working only when the system is running. In this study, the performance characteristics of the screw seals which are one of the methods of non-contact active sealing are investigated experimentally.

The objective of this work is to obtain experimental sealing performance data of the seals with various geometries in order to determine whether a screw geometry with an optimum sealing performance can be designed. In this study, an experimental analysis of the screw seals, that are used in high speed rotational applications, has been made on the effects of the pressure, annulus (tip) speed and geometry of the screw seals. A new experimental apparatus has been developed to be able to do these tests.

In the beginning of the study, there will be a brief explanation about the types of sealing systems and their using areas. Then, some technical features of the non-contact sealing systems will be given. There will be a explanation about the working principle of the screw seals at the end of this chapter.

In this study, an experimental setup was designed to determine sealing performance of the non-contact seals. In this experimental setup, the variables are pressure, annulus speed and geometry of the screw seals. Screw seals (viscoseals) were used as non-contact sealing components on the experimental setup. In this seal, the flank of a thread forms the slanted barrier and diverts the circumferential shear flow induced by the rotating shaft. The pressure of the sealed fluid causes flow towards the atmospheric side, but by selecting the appropriate sense of rotation of the thread, the flank directs the entrained fluid back towards the sealed space. 4 screw seal specimens with various screw geometries were prepared to be able to compare different scew geometries. To observe the sealing area, the hub is made of transparent plexiglass. Pressure sensors are used for the obtain pressure distrubution in the transparent hub. During the tests, high pressure air is used for the liquid. Air pressure levels are 2-3 bars and annulues speeds are 5,5 m/s and 7,4 m/s.

In conclusion, screw geometry has been found to affect directly to the sealing performance. Particularly, good resulst have been obtained in experiments with the sample of wide-grooved screw. According to the analysis on liquid pressure, increase in pressure level adversely affects the performance of sealing, on the contrary significant increase in performance of sealing was obtained as a result of the increase in the rate of annual speed level.

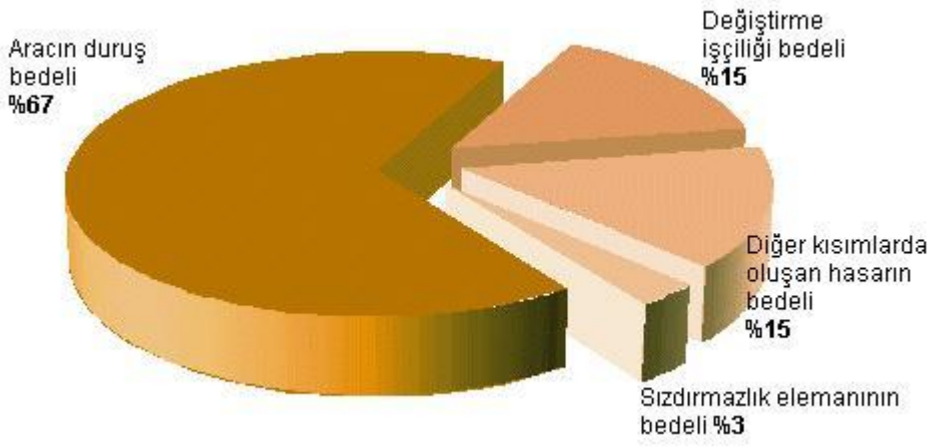
1. GİRİŞ

Mekanik bir sistemde meydana gelen kayıpların en aza indirilmesi ve sistem veriminin maksimuma ulaştırılması makine mühendisliğinin en eski ve temel amaçlarının başında gelir. Sistemde oluşan kayıplar incelendiğinde büyük bir çoğunluğu sürtünme kaynaklı olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu amaçla sistemlerin tamamında sürtünme azaltıcı önlemler alınmaktadır. Günümüzde en çok kullanılan sürtünme azaltıcı sistemler tribolojik esaslara dayanır. Yağlayıcılar, sürtünme azaltıcı sistemlerde ön planda rol alırlar. İşte bu yağlayıcıların sistem içinde muhafaza edilmesi sızdırmazlık elemanları tarafından sağlanmaktadır.

Sistem içerisinde bulunan rulmanlar, dişliler ve diğer değerli işlenmiş parçaların ömrü, sızdırmazlık elemanının kalitesine bağlı olduğundan sızdırmazlık elemanları, makine elemanları arasında, en az diğer parçalar kadar önemlidir. Sızdırmazlık elemanlarının düzgün çalışmadığı durumlarda oluşabilecek yağ kaçakları nedeniyle meydana gelebilecek hasarlar, sızdırmazlık elamanı maliyetiyle karşılaştırıldığında çok yüksektir. Bu nedenle, sistem için en uygun olan sızdırmazlık yöntemi seçimi meydana gelebilecek hasarların en aza indirilmesinde büyük önem taşır. Şekil 1.1' de yağ kaçağının oluşturabileceği maliyet çeşitlerinin sızdırmazlık elemanı bedeli ile karşılaştırılması görülmektedir. Bu inceleme bir otomobil için yapılmış, grafikte belirtilen değerler yaklaşık olarak ifade edilmiştir. Ancak ticari araç ve makinalarda bu maliyet oranları çok daha yüksektir [1]. Grafikte görüldüğü gibi, yağ kaçakları nedeniyle meydana gelen hasar maliyetlerinin yanında sızdırmazlık elemanları maliyeti sadece %3'tür.

Sızdırmazlık en genel halde ortak bir sınırı bulunan, iki farklı ortam arasındaki akışkan akışının kontrol edilebilmesi olarak tarif edilebilir. "Fonksiyonel boşluğu azaltmak" sızdırmazlık çözümlerinden biri olarak karşımıza çıkabilir. Ne kadar küçük boyutta olursa olsun, fonksiyon yüzeyleri arasındaki bir aralık daima akışkan moleküllerinin bu bölgeden geçişine olanak tanır. Bu nedenle sızdırmazlık kesin olarak moleküler akışın durdurulması olarak düşünülemez. Bunun yerine, bu akışın makul seviyede tutulması anlamında kullanılması daha doğru olur. Sızdırma veya

kaçak normal durumda sızdırmazlık elemanından geçerek sistem dışına doğru akan akışkan miktarı olarak tarif edilir.



Şekil 1.1: Hasar maliyeti karşılaştırması.

Sızdırmazlık elemanları en temel haliyle temaslı ve temassız sızdırmazlık elemanları olarak sınıflandırılabilir. Temaslı sızdırmazlık sistemlerinde mil ile gövde veya kapak arasına, her ikisi ile de temas halinde bulunan bir eleman kullanılmaktadır. Bu uygulamalarda karşılaşılan en temel problem aşınmadır. Aşınma neticesinde sızdırmazlık elemanı fonksiyonunu yitirmekte, diğer bir deyişle kullanım ömrü azalmaktadır. Özellikle yüksek hızlarda çalışan sistemlerde, meydana gelen sürtünme nedeniyle ortaya çıkan yüksek sıcaklıklar, sızdırmazlık elemanlarının yapısını bozmakta, sızdırmazlık fonksiyonunu azaltmaktadır. Temassız sızdırmazlık elemanlarının kullanıldığı sistemlerde ise çok dar kanalların akışkana karşı oluşturdukları dirençten faydalanılarak sızdırmazlık bölgesinde ters akım yaratılır. Oluşan ters akım, kaçak akıma karşı koyar. Temassız sızdırmazlık elemanları sürtünme, aşınma olmadığı için pratik olarak sonsuz ömre sahip olabilmektedirler. Ayrıca bu tip sızdırmazlık elemanları, çok yüksek çalışma hızlarına da çıkılmasına imkân sağlanmaktadır. İki yüzey arasında temas olmadığı için meydana gelen aşınmalarda ciddi azalma meydana gelir, bununla birlikte temas olmadığı için sürtünme kaynaklı sıcaklık artışı görülmez. Temassız sızdırmazlık elemanları sadece hareket halinde sızdırmazlık sağladığı için dinamik (aktif) sızdırmazlık elemanları olarak anılırlar.

Bu çalışmada, vidalı geometriye sahip aktif sızdırmazlık elemanının performans karakteristiği deneysel olarak incelenecektir. Bu amaçla ilk olarak bir deney düzeneği kurulmuştur. Farklı vida geometrilerine sahip sızdırmazlık elemanları,

farklı dönme hızları ve farklı basınçlar altında test edilerek sızdırmazlık bölgesindeki basınç dağılımı oluşturulmuştur. Aktif sızdırmazlık elemanının vida geometrisinin sızdırmazlık performansına etkisi incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.

1.1 Literatür Özeti

Sızdırmazlık elemanları üzerine çok sayıda araştırma olmasına karşın, aktif (dinamik) temassız sızdırmazlık konusunda yapılan araştırmalar oldukça sınırlı kalmıştır. Temassız sızdırmazlık konusundaki detaylı çalışmalar genel olarak "Labirent Sızdırmazlık Elemanları" konusu üzerinde yapılmıştır.

Wei-zhe Wang ve Ying-zheng Liu tarafından yürütülen çalışmada [2], kenetlenmiş labirent sızdırmazlık elemanlarındaki (interlocking labyrinth seal) ve kademeli labirent sızdırmazlık elemanlarındaki (stepped labyrinth seal) kaçak akım sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada türbülanslı kinetik enerji ve statik basınç dağılımı konularında önemli veriler elde edilmiştir. Her iki sızdırmazlık elemanı türü için mil ve göbek arasındaki radyal boşlukta kinetik enerjinin en yüksek seviyeye çıktığı ancak sızdırmazlık elemanındaki kısmi boşlukta bu enerjinin aniden düştüğü belirtilmektedir. Bunun tam aksine statik basınç dağılımı incelendiğinde, radyal boşlukta oldukça düştüğü ancak sızdırmazlık elemanındaki kısmi boşluklarda fazla değişmediği gözlemlenmiştir. Ayrıca yapılan araştırma sonucunda kademeli tip labirent sızdırmazlık elemanında statik basıncın daha fazla düşüş gösterdiği belirtilmiştir. Kademeli tip labirent sızdırmazlık elemanı, prensip olarak bizim çalışmamıza (vida profilli aktif temassız sızdırmazlık elemanı) oldukça benzemektedir. Bu nedenle Wei-zhe Wang ve Ying-zheng Liu tarafından yürütülen çalışmada elde edilen veriler bizim için oldukça önemlidir.

Dursun Eser ve Jacob Y. Kazakia tarafından 1995 yılında yapılan çalışmada [3] özellikle turbomakinalarda kullanılan birbiri ardına dizilen labirent sızdırmazlık elemanı boşluklarındaki kaçak akım, basınç dağılımı ve çevresel hız dağılımı sayısal olarak incelenmiştir. Turbomakinalarda en sık karşılaşılan durum olan yüksek basınçlı gazın düşük basınçlı bölgeye doğru olan akışının engellenmesi üzerinde durularak; diş geometrisi, labirent sızdırmazlık elemanındaki toplam boşluk sayısı, sıcaklık ve sızdırmazlık uygulanan gazın türü gibi akışı doğrudan etkileyen parametreler üzerinde durulmuştur. Çalışma sonunda elde edilen veriler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış, sızdırmazlık elemanının optimum geometrisinin

oluşturulması için önemli sonuçlar alınmıştır. Elde edilen optimum sızdırmazlık elemanı geometrileri, proje kapsamında kurulacak deney düzeneğinin tasarlanmasında önemli bir yer tutmuştur.

Labirent sızdırmazlık elemanları konusunda önceki yıllarda yapılan araştırmalar incelenecek olursa, W.N. Shade ve D. E. Hampshire tarafından 1984 yılında yapılan çalışmada [4], santrifüj kompresörlerde kullanılmak amacıyla yağ tamponlu sızdırmazlık elemanı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı, sızdırmazlık amacıyla oluşturulan yağ tamponunun çalışma gazları etkisiyle bozulmasının önüne geçmektir. Özellikle çalışma gazı olarak zehirli gazların kullanılması durumunda, oluşturulan yağ tamponunun çok daha kolay bozulduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada yivsiz düz profilli burç, vida profilli burç, dışarı akışlı ve içeri akışlı sızdırmazlık elemanı olmak üzere toplam dört farklı sızdırmazlık elemanı kullanılmıştır. Milin dönme hızının, çalışma gazı basıncının, yağ tamponunun besleme debisinin ve yağ sıcaklığının sızdırmazlık performansı üzerindeki etkileri hakkında önemli veriler elde edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmanın sonuçlarına göre sızdırmazlık bölgesinde basınç 0,2 - 2,1 bar mertebesinde azaltılmıştır. Ayrıca oluşturulan yağ tamponunun bozulmamasına rağmen içeri nüfuz eden hava partikülleri nedeniyle bir miktar basınçlı çalışma gazının kaçtığı gözlemlenmiştir. Milin dönme hızı arttıkça, yağ tamponunun oluşturulması için gerekli besleme debisi azalmakta, sızdırmazlık bölgesindeki basınç düşümü de artmaktadır. Vida profilli sızdırmazlık elemanlarında meydana gelen basınç düşüşünün, diğer sızdırmazlık elemanlarındakine göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, yapılan deneyde vida profilli sızdırmazlık elemanları kullanıldığında milin dönme hızından bağımsız olarak, yağ tamponu oluşumu için gerekli yağ debisinde ciddi düşüş saptanmıştır. Tampon oluşturmak için kullanılan yağın sıcaklık değişiminin (deneyde yağ sıcaklığı 38 °C – 68 °C arasında değiştirilmiştir) akışkan kaybına etki etmediği görülmüştür.

El-Gamal, Award ve Saber tarafından 1996 yılında yürütülen çalışmada [5], farklı geometrilere sahip labirent sızdırmazlık elemanlarının hareketsiz ve hareket halindeki performansları incelenmiştir. Çalışmada, laminer akış için üç boyutlu eksenel simetrik momentum ve süreklilik denklemleri kullanılmıştır. Sızdırmazlık uygulanan sistemdeki milin dönmesinin etkileri irdelenmiş; vida profilli mil ve vida profilli gövdenin milin dönme hareketinden çok fazla etkilenmediği ortaya atılmıştır.

Vidalı profil ile sızdırmazlık sağlanan sistemlerde milin dönme hareketinden çok mil ve göbek arasındaki radyal boşluğun sızdırmazlık performansına doğrudan etki ettiği ortaya konulmuştur. Radyal boşluğun azalmasıyla birlikte sistemde meydana gelen kaçak akışta düşme gözlemlenmiştir. Bununla birlikte milin dönme hareketinin yukarı adımlı labirent sızdırmazlık elemanında pozitif etki yaptığı, aşağı adımlı labirent sızdırmazlık elemanında ise ters etki yaptığı belirtilmiştir.

Araştırmalar şunu göstermiştir ki, labirent sızdırmazlık elemanları her türlü çalışma koşuluna uyum sağlayamamaktadır. Özellikle gaz türbini gibi turbomakinalarda yüksek sıcaklık ve yüksek dönme hızları altında çalışan sistemlerde, daha efektif sızdırmazlık yöntemlerine ihtiyaç duyulmuştur. Ancak literatür araştırması yapıldığında bu konu hakkında fazla bir araştırma yapılmadığı gözlemlenmiştir. Özellikle bu çalışma kapsamında ele alınacak yüksek hızlar için gaz türbinlerinde kullanılacak olan temassız sızdırmazlık elemanları hakkında neredeyse bu zamana kadar yapılmış deneysel bir çalışma olmadığı görülmüştür. Labirent temassız sızdırmazlık elemanlarının yanı sıra vida profilli temassız sızdırmazlık elemanları konusu üzerindeki araştırmalar da incelenmiştir.

Zhao, Nielsen ve Billdal tarafından yapılan çalışmada [6], Francis türbininin basit bir modelini temsil eden rotor-stator sistemi üzerinde, vida profili açılmış dönebilen bir disk tarafından sızdırmazlık sağlanan sistem deneysel olarak incelenmiştir. Deneyde kullanılan dönen diskin çapı 100 mm, disk ile stator arasındaki radyal boşluk ise 0,2 mm olarak belirlenmiştir. Deneyde farklı vida geometrilerinde ve farklı dönme hızlarında meydana gelen kaçak kaybı, ayrıca sistemde oluşan basınç dağılımı elde edilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda diskin dönme hızı arttığında meydana gelen kaçağın azaldığı tespit edilmiştir. Dönme hızı 1200 dev/dk' dan 2400 dev/dk' ya çıktığında, kaçak kayıp oranı %9,28'den %7,45'e düşmüştür.

Ma, Zhao ve Shen'in ortaklaşa yürüttüğü çalışmada [7], özellikle basınçlı gazların sızdırmazlığı üzerinde durularak aşağı akış yönünde açılan vida profilli silindirik sızdırmazlık elemanının 3 boyutlu modeli oluşturulmuş ve akış analizleri yapılmıştır. Sızdırmazlık elemanı geometrisinin değişimine bağlı olarak hidrodinamik gaz basıncı ve yük dağılımı, sürtünme momenti ve kaçak akımda meydana gelen değişimler elde edilmiştir. Hesaplanan sonuçlara göre akışkanın film kalınlığının arttığı bölgelerde basınçta ani artışlar gözlenmektedir. Ayrıca vida geometrisindeki değişimlerin sürtünme momentine olan etkisinin çok düşük olduğu saptanmıştır.

Sato, Ono ve Iwama çalışmalarında [8] disk ve silindirik geometriye sahip viskoz pompalarda maksimum basıncın yada debinin sağlanması için gerekli optimum vida geometrisinin elde edilmesi için teorik araştırmalar yapmıştır. Vida geometrisinin optimize edilmesi için vida açısı, vida derinlik oranı, vida genişlik oranı ve radyal boşluk parametreleri dikkate alınmıştır. Elde edilen sonuçlara göre vida derinlik oranı arttığında (vida derinliğinin artması durumunda) sistemde taşınan debide artış gözlenmiştir. Ayrıca her bir vida derinlik oranı için optimum vida geometrisi değerleri elde edilmiştir.

Jianfeng, Boqin ve Ye tarafından yapılan çalışmada [9] akışkan filminin sistemde meydana gelen sürtünme nedeniyle ısınmasından yola çıkılarak sızdırmazlık elemanının temel parametreleri (dış çap, iç çap ve genişlik) belirlenmiştir. Sızdırmazlık elemanında kullanılan vidalı profilin geometrik parametreleri (vida açısı, vida derinliği, vida genişliği) ise sıvı filmin maksimum taşıma gücünün elde edilmesiyle tayin edilmiştir. Yapılan çalışmada vidalardaki hidrodinamik etki nedeniyle meydana gelen termal deformasyonun zayıflatıcı etkilerini azaltmak için vida derinliği dış çapta maksimum düzeyde tutulurken, iç çapa doğru gidildikçe bu derinlik azaltılmıştır. Çalışma sonucunda yüksek ısı transfer performansına sahip, sızdırmazlık bölgesinde meydana gelen ısının dışarı kolay bir şekilde atılmasını sağlayan optimum vida geometrisine sahip sızdırmazlık elemanı tasarlanmıştır.

Temassız sızdırmazlık elemanları konusunun tarihi incelendiğinde, ilk çalışmaların NASA tarafından yürütüldüğü görülmektedir. 1965-1972 yılları ve sonrasında NASA, özellikle vidalı temassız sızdırmazlık elemanları konusunda bir takım deneysel çalışmalar yapmıştır. Yapılan bu çalışmalar, günümüzde kullanılan temassız sızdırmazlık elemanlarının geliştirilmesinde yol gösterici nitelik taşımaktadır [10- 19].

Ludwig, Strom ve Allen tarafından 1965 yılında yürütülen çalışmada [10], sızdırmazlık elemanında bulunan vida profillerinin basınç dağılımına etkisi araştırılmış, özellikle sızdırmazlık bölgesindeki basınçlı akışkanın bulunduğu boşluğa doğrudan açılan vida profillerinin etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak mineral yağ kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, basınçlı akışkanın bulunduğu boşluğa doğrudan açılan vidanın, bu bölgede akışın ani bozulmasına ve basınç düşümüne neden olan sınır etkisi gözlemlenmiştir. Vidanın bu bölge ile doğrudan iletişimini engelleyen yardımcı oluklar açılması ile sınır etkisi

kısmen ortadan kaldırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, bu alanda yapılan çalışmalar neticesinde bir ilk olma özelliğini taşımaktadır.

Zuk, Ludwig ve Johnson tarafından 1969 yılından yapılan çalışmada [11], vida profilli temassız sızdırmazlık elemanının basınçlı sıvı akışkana karşı gösterdiği sızdırmazlık performansı deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak mineral yağ, su ve sıvı sodyum kullanılmıştır. Yapılan deneylerde vida profili hem mil üzerinde hem de göbek üzerine açılmış, her iki durum için sızdırmazlık performansı karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan teorik çalışmalar ve akış analizleri, özellikle vida profilli temassız sızdırmazlık elemanlarının optimum vida geometrisinin tayin edilmesinde kolaylık sağlayan matematik modellerin oluşturulmasında öncülük etmiştir.

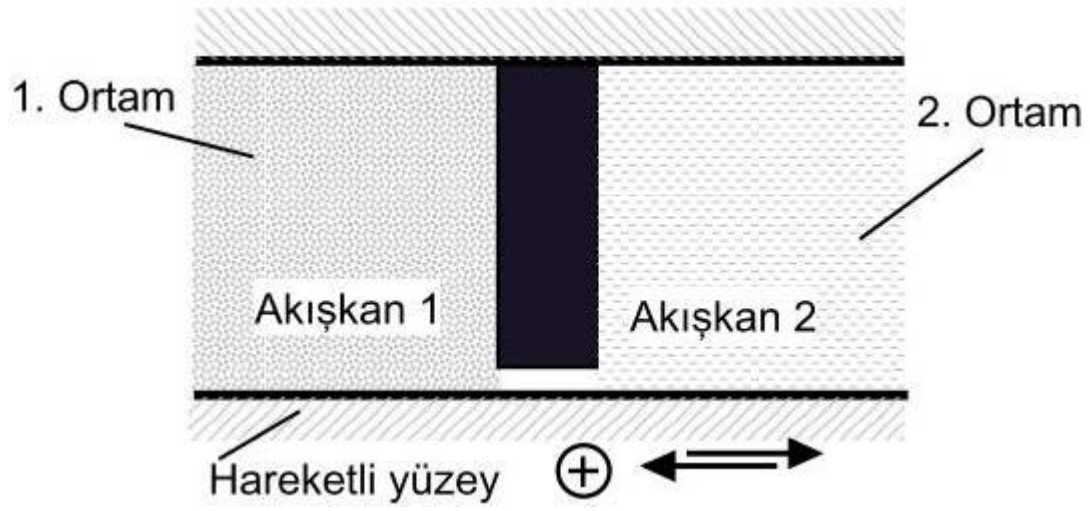
Kerry Petterson tarafından 1970 yılında NASA desteği ile yürütülen çalışmada [12], vidalı sızdırmazlık elemanları için mevcut olan matematik modeller incelenmiş, özellikle Hodgson modeli üzerinde durulmuştur. Hodgson modeli sızdırmazlık bölgesindeki kaçak oranlarının tahmin edilmesi için kullanılıyordu. Ancak akışın sıfır olduğu durumlarda, basınç farkının elde edilmesi için uygun değildi. Bu nedenle Petterson basınç farkının ölçülebilmesi için Newton modelini kullanmıştır ve böylece akışın olmadığı durumlarda dahi basınç farkı ölçülebilmektedir. Aynı zamanda bu model sayesinde optimum vida geometrisi tahminleri yapılabilmektedir.

Ludwig, Strom ve Allen tarafından yapılan ve NASA tarafından desteklenen bir başka çalışmada ise [13], vidalı tip temassız sızdırmazlık elemanlarındaki gaz geçişi farklı akış türleri için incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak su ve sıvı sodyum kullanılmıştır. Çalışmalar göstermiştir ki, Reynolds sayısının artması halinde (Reynolds sayısının 2100 üzerine çıktığı durumlarda) sıvı-gaz geçiş ara yüzeyinde meydana gelen film bozulmakta ve akış kararsız bir hal almaktadır. Bu nedenle Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda gaz geçişinin arttığı gözlemlenmektedir. Yapılan deneyler sonucunda Reynolds sayısının 10 ile 400 arasında olduğu durumlarda gaz geçişi gözlenmemiştir.

Özellikle Ludwig, Strom ve Allen tarafından yapılan çalışmalar, vida profilli temassız sızdırmazlık elemanları için bugüne kadar yapılmış olan en önemli çalışmalar arasında gelmektedir. Yapılan bu çalışmalar ağırlıklı olarak sıvı akışkanın sızdırmazlığının sağlanması konusunda yürütülmüştür.

2. SIZDIRMAZLIĞIN ANA PRENSİPLERİ

Sızdırmazlık problemi en genel halde ortak bir sınırı bulunan iki farklı ortam arasındaki akışkan akışının kontrol edilebilmesi olarak tarif edilebilir. Dinamik uygulamalarda sınır yüzeyin önemli bir izafi hareketi söz konusu iken statik halde böyle bir hareket söz konusu değildir.



Şekil 2.1: Sızdırmazlık sistemi.

İmalat ve tasarım açısından hareketli ve sabit yüzey arasında izafi olarak büyük sayılabilecek bir boşluk bırakmak gerekir. Bu boşluk ise bu bölgede bir sızdırmazlık problemi oluşmasına neden olur. "Fonksiyonel boşluğu azaltmak" sızdırmazlık çözümlerden biri olarak karşımıza çıkabilir. Bu çok hassas toleranslarda bir işleme gerektirir ve maliyeti yüksektir.

Endüstriyel uygulamalarda yağlayıcı akışkanın veya sistemde mevcut basınçlı akışkanın çalışma sırasında sistemden dışarı sızmasını önleyebilmek veya kacağı kontrol altına alabilmek amacıyla kullanılan elemanlara sızdırmazlık elemanları denir. Sızdırmazlık elemanları, fonksiyonel boşluğu azaltan elemanlar olarak da tanımlanabilir. Ne kadar küçük boyutta olursa olsun fonksiyon yüzeyleri arasındaki bir aralık daima akışkan moleküllerinin bu bölgeden geçişine olanak tanır. Bu nedenle sızdırmazlık kesin olarak moleküler akışın durdurulması olarak

düşünülemez. Bunun yerine bu akışın makul seviyede tutulması anlamında kullanılması daha doğru olur.

2.1 Sızıntı Türleri

Sızdırma veya kaçak, normal durumda sızdırmazlık elemanından geçerek sistem dışına doğru akan akışkan miktarı olarak tariflenir. Bununla beraber, bazı hallerde sistem dışındaki akışkanın makine içine doğru akışı da sızıntı veya kaçak olarak tariflenebilir. Genel halde sızıntı 3 türde tanımlanabilir [24].

2.1.1 Difüzyon

Boyutsal olarak bir nanometreden (10-9 m) küçük gaz ve buhar moleküllerinin, sızdırmazlık elemanı olmasına rağmen sistemde var olan küçük boşluklardan difüzyon yolu ile sistem dışına çıkmalarıdır.

2.1.2 Konveksiyon

Sistemde sızdırmazlık elemanının hareketi nedeni ile meydana gelen akışkan transferi sonucunda ortaya çıkar. Bazı hallerde dönen sızdırmazlık elemanı, geometrisi nedeniyle akışkanı sistem içine veya sistem dışına transfer edebilir. Aktif sızdırmazlık uygulamalarında (özellikle temassız sızdırmazlık sistemlerinde) bu özellikten faydalanılır.

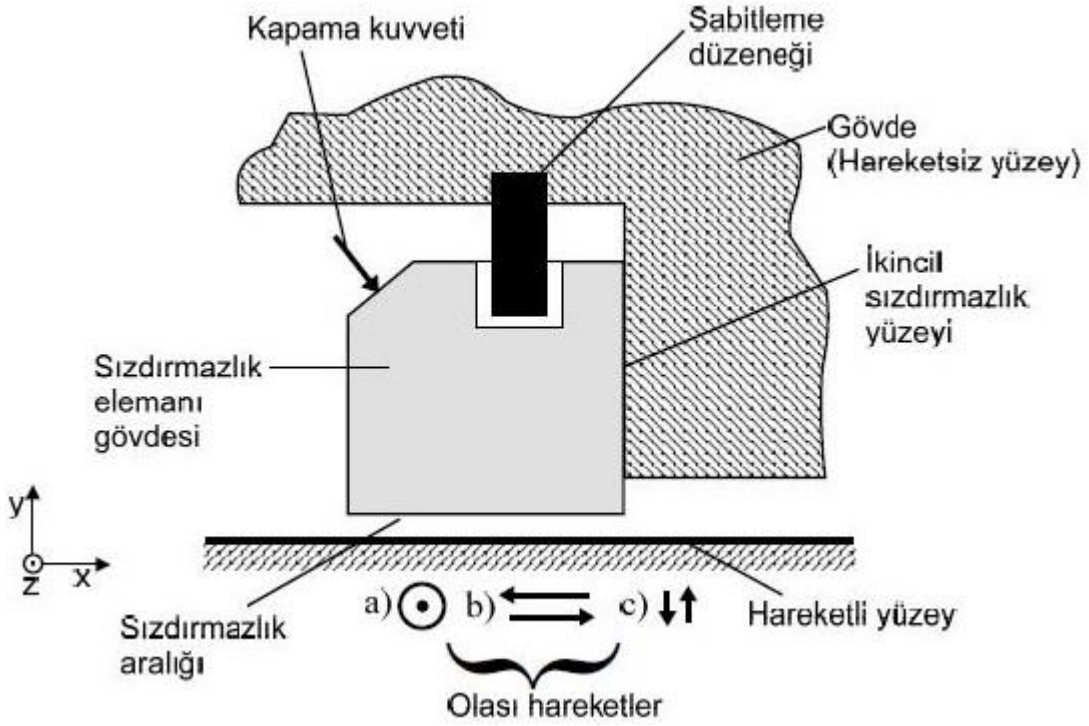
2.1.3 Basınç farkından dolayı akış

Uygulamalarda en sık görülen akışkan kaçağı türüdür. Basınç farkından dolayı oluşabilecek sıvı fazdaki yağ kaçakları damlama ile/veya normal sıvı akışı ile karşımıza çıkar. Basınç farkı ile meydana gelen akışta, başka bir parametre değişmedikçe yağ kaçağı oranı basınç gradyanı ile birlikte artar ve akışkanın viskozitesi ile birlikte azalır.

2.2 Sızdırmazlık Sistemlerinin Temel Yapısı

Şekil 2.2'de sızdırmazlık sistemlerinin temel yapısı ayrıntılı olarak gösterilmektedir. Sızdırmazlık elemanı, hareket etmeyen gövdeye sabitleme düzeneği yardımıyla bağlanır. Sabitleme düzeneği, sürtünme etkisi ile sızdırmazlık elemanı gövdesinin hareket etmesini önler. Sızdırmazlık elemanı gövdesi ile hareketli yüzey arasında

uygun büyüklükte bir boşluk bırakılmalıdır. Bu boşluğa fonksiyonel boşluk adı verilir. Sızdırmazlık sağlanan akışkan, kapama kuvveti oluşumuna neden olur. Bu kuvvet sızdırmazlık elemanının hareketli yüzey üzerine uygun bir kuvvetle basmasını sağlar. İkincil sızdırmazlık bölgesi, gövde ve sızdırmazlık elemanı arasındaki kaçağı önleme amacı gütmektedir. Sızdırmazlık yüzeyinin geometrisi, elemanın türüne bağlı olarak değişir. Yüzey silindirik ya da düzlemsel olabilir.



Şekil 2.2: Sızdırmazlık elemanlarının temel yapısı.

Film kalınlığı (veya sızdırmazlık aralığı) sızdırmazlık elemanının diğer boyutlarına oranla çok küçük olduğu için ana sızdırmazlık yüzeyindeki akış problemi iki boyutlu olarak ele alınabilir. Hareketli yüzeyin hareket doğrultusu, sızdırmazlık sisteminin yapısını temsil eder.

- X - Yönünde Hareket: Piston çubuğu ve piston keçeleri
- Z - Yönünde Hareket: Teğetsel (mil) keçeleri

Öte yandan y- doğrultusunda herhangi bir hareket ise pratik uygulamalarda önemli zorluklar yaratır. Bazı hallerde böyle eksantriklikler (hareketli yüzeyin ya da sabit göbeğin y yönünde hareket etmesi) dönen sistemle duran sistemin temasına bile neden olabilir. Olası bir temas, sızdırmazlık elemanın yüzeyinde beklenmeyen aşınmalara neden olabilir. Bu aşınmalar sızdırmazlık elemanının işlevini

kaybetmesine yol açabilir. Ayrıca meydana gelen temas nedeniyle oluşan sürtünme, sistemin aşırı ısınmasına neden olabilir. Bazı durumlarda sürtünme nedeniyle ortaya çıkan ısı, sızdırmazlık fonksiyonunu olumsuz yönde etkiler. Bu gibi sorunlardan kaçınmak için sızdırmazlık elemanının bu harekete cevap verebilecek serbestliği bulunmalı, aynı zamanda sızdırmazlık işlevini devam ettirebilmelidir.

Sızdırmazlık elemanlarında genelde 2 tip durumla karşılaşılır. Bunlar:

- Boşluğu sabitlenmiş durumlar (Labirent vb.)
- Boşluğun dinamik olarak kontrol edildiği haller

Bu tip sızdırmazlık problemleri bir dar alanda akış problemi olarak düşünülebilir. Boşluğun dinamik olarak kontrol edildiği durumda aralık μm ve altında olabilmektedir. Her iki etki de sızdırmazlık elemanı yüzeylerinin deforme olmasına ve böylece film kalınlığı ve formunun değişimine neden olur. Bu çevrim, basınç profillerini değiştirir ve çevrim böyle devam eder. Statik durumda sızdırmazlık elemanında bu boşluk artışını kapatabilecek yeterli boşluk bulunması gereklidir. Dinamik durumda sızdırmazlık elemanı mil dengesizliği, titreşim, form sapması gibi etkilerle sızdırmazlık aralığındaki çok hızlı değişimleri takip edemez. Bu gibi hallerde sızdırmazlık aralığı lokal olarak artar. Bunu etkileyen faktörler:

- Atalet
- Sönüm kuvveti
- Viskoelastik özellikler

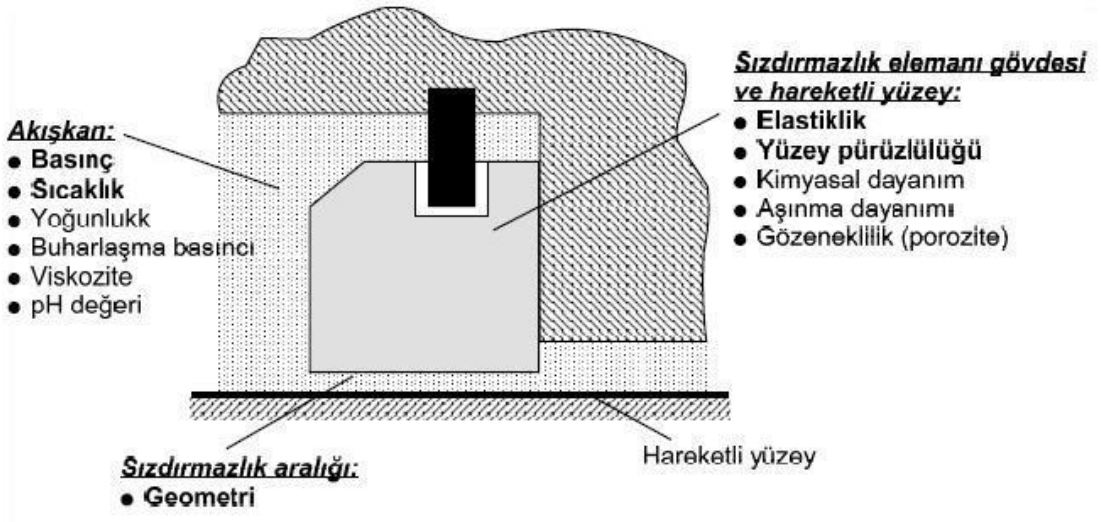
2.3 Sızdırmazlık Performansına Etki Eden Faktörler

Şekil 2.3'te sızdırmazlık performansına etki eden faktörler listelenmiştir. Bu faktörler genel olarak 3 gruba ayrılabilir:

- Akışkanın etkisi
- Sızdırmazlık elemanının fiziksel özelliklerinin etkisi
- Sızdırmazlık aralığı (fonksiyonel boşluk)

Sızdırmazlık uygulanan sistemdeki akışkanın basınç, sıcaklık, yoğunluk, buharlaşma basıncı, viskozite ve ph değeri gibi özellikleri sızdırmazlık performansına doğrudan etki eder. Sızdırmazlık uygulanan akışkanın özelliklerinin yanında sızdırmazlık elemanının fiziksel özellikleri de performansa etki eder. Bunlar; hareketli yüzeylerin

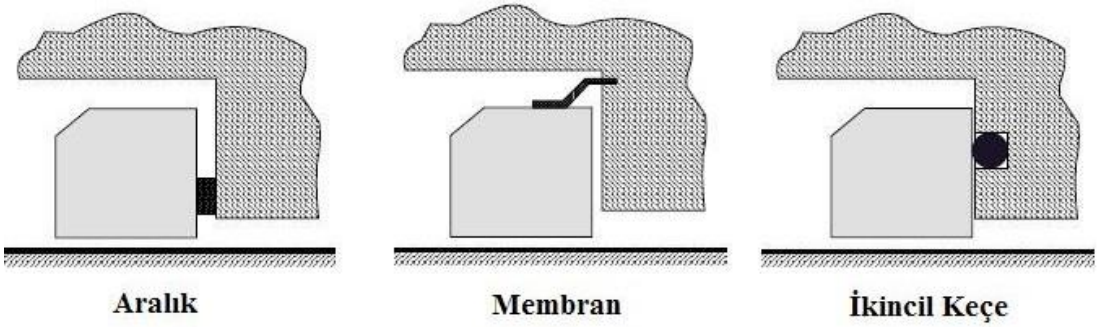
eş-eksenel olması (eksantriklik), yüzey pürüzlülüğü, kimyasal dayanım, aşınma dayanımı, gözeneklilik (porozite). Sızdırmazlık aralığı da (sistemin geometrisi) sızdırmazlık performansına etki eden faktörler arasındadır.



Şekil 2.3: Sızdırmazlık performansına etki eden faktörler.

2.4 İkincil Sızdırmazlık

İkincil sızdırmazlık yöntemi ile kaçak akışı kontrol etmenin yanında mil kaçıklığı, ısıl genleşme gibi sebeplerle oluşan ilave hareketler de tolere edebilmektedir. Şekil 2.4'te bazı ikincil sızdırmazlık yöntemleri gösterilmektedir.

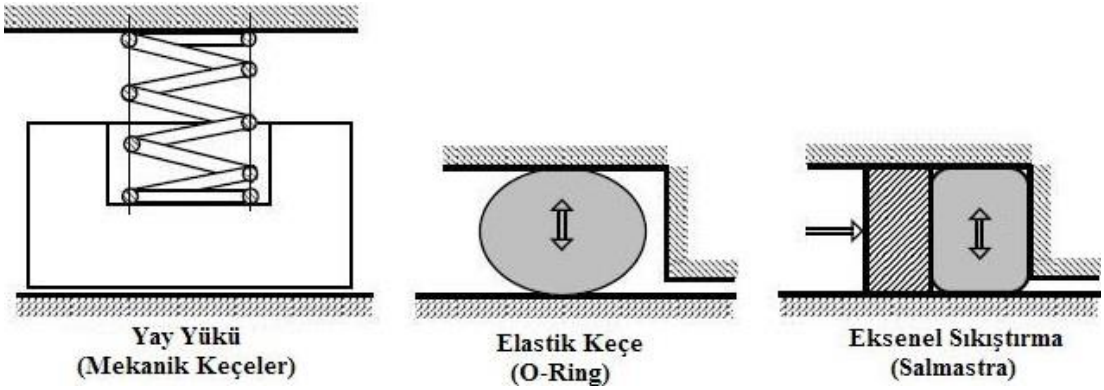


Şekil 2.4: İkincil sızdırmazlık.

2.5 Ön Gerilme Kuvveti

Dinamik olarak kontrol edilebilen fonksiyonel aralığı olan sızdırmazlık elemanları, karşı yüzeyi çok yakından takip edebilmelidir. Bu halde sızdırmazlık elemanı, kendi ataletine ve ikincil keçenin sürtünme direncine karşı çalışır. Bu nedenle sızdırmazlık uygulanan akışkanın basıncından bağımsız olarak bir ön gerilme mutlaka gereklidir.

Genel olarak basma kuvveti/sızdırmazlık alanı değeri olan toplam yük, akışkan basıncından daha az bir değer almamalıdır. İkincil keçe için de bir ön gerilme gereklidir. Şekil 2.5'te sızdırmazlık elemanlarında uygulanan bazı ön gerilme yöntemleri gösterilmektedir.



Şekil 2.5: Sızdırmazlık elemanlarında ön gerilme.

Ön gerilmenin ilk etapta mümkün olduğu kadar düşük olması için keçeler akışkan basıncı ile ön gerilme oluşturulacak şekilde tasarlanır. Ancak bu halde de keçenin radyal yükü, akışkan basıncından daha fazla olmalıdır. Kendi kendine yardım prensibine dayanan bu otomatik sızdırmazlık, özellikle yüksek basınçlarda çok iyi sonuç verir.

2.6 Sızdırmazlık Modları

Ekonomik gereksinimler nedeniyle basit, ucuz sızdırmazlık çözümlerinde bir dereceye kadar sızdırmaya izin verir. Dinamik sızdırmazlık elemanlarının sızdırması (bir dereceye kadar) kaçınılmaz bir olaydır. Pratikte kaçak akışın sıfıra indirilmesi mümkün değildir. Sızdırmazlık, en temel haliyle 3 farklı yöntem ile sağlanmaktadır.

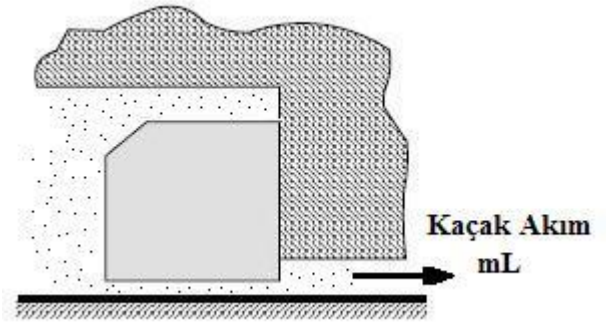
2.6.1 Pasif sızdırmazlık

Şekil 2.6'de şematik olarak gösterilen pasif sızdırmazlık yöntemi sadece aralık daraltma esasına dayanır. Buradaki kaça akım (mL) sonlu bir değerdir. Basınç düşmesi büyükse buharlaşma olur. Sıvı fazda bir akış görülmeyebilir.

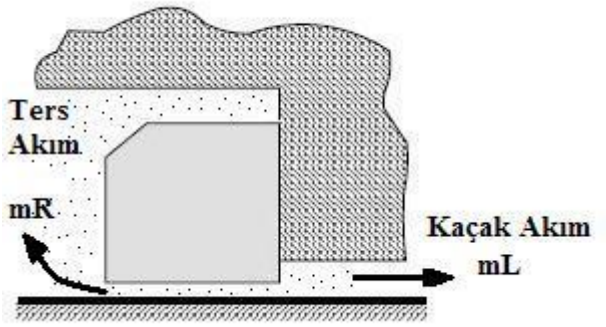
2.6.2 Aktif sızdırmazlık

Sızdırmazlık yüzeyi, şeklinden dolayı geriye doğru bir pompa etkisi ile ters akım yaratılır. Bu da kaçak akıma karşı koyar. Bu pompa etkisi yaratacak geometri imalat

esnasında elde edilir. Şekil 2.7'da aktif sızdırmazlık yöntemi şematik olarak gösterilmiştir. Bu konu aynı zamanda bizim çalışma konumuzu da kapsamaktadır.



Şekil 2.6: Pasif sızdırmazlık



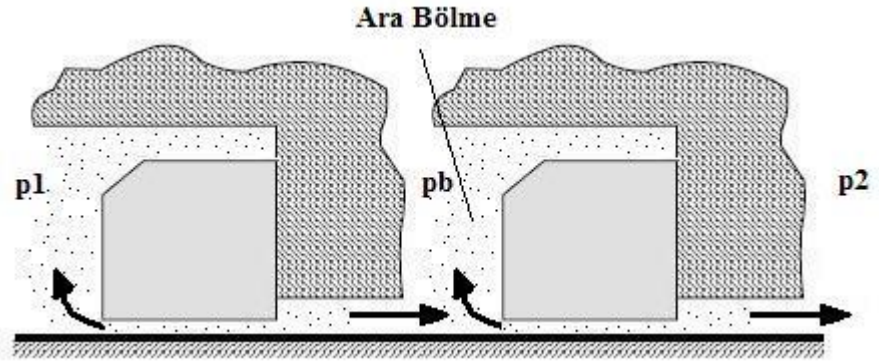
Şekil 2.7: Aktif sızdırmazlık.

2.6.3 İki aşamalı sızdırmazlık

İki aşamalı sızdırmazlık yönteminde, birbiri arkasında dizilen iki sızdırmazlık elemanı arasında farklı bir akışkan bulunmaktadır. Ara bölmedeki akışkan sıvı veya gaz olabilir. İki keçe de aynı tip olmak durumunda değildir. Örneğin, içteki mekanik keçe iken dıştaki bir labirent veya dudaklı keçe olabilir. Şekil 2.8'de iki aşamalı sızdırmazlık sistemini şematik olarak gösterilmektedir. İki aşamalı sızdırmazlık sistemlerinde arada faklı bir akışkanın bulunmasındaki ana amaç tam sızdırmaz bir sistem elde edebilmektir. İki aşamalı sızdırmazlık sistemi 3 şekilde çalışabilir:

- Pb basıncına sahip bir akışkanın ara bölmede bulunması
- Ara bölmedeki akışkanın sürekli olarak dışarı akmaması
- İkinci keçenin emniyet olarak bulunması

Ara bölme basıncı (pb) önemli bir tasarım parametresidir. Ara bölme akışkanı sızdırmazlık sistemini soğutur, her bir kademede basıncı azaltır, sızdırmazlık yüzeyini yağlar, buharlaşan kaçak akışkanın kristalize olmasını engeller ve sızdırmazlık sağlanan sıvıda abrasifler varsa bunları uzaklaştırır.



Şekil 2.8: İki aşamalı sızdırmazlık.

3. SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI

Sızdırmazlık kısaca ortak bir sınırı paylaşan iki ortam arasındaki akışkan geçişinin kontrolü olarak tanımlanabilir. Endüstriyel uygulamalarda yağlayıcı akışkanın veya sistemde mevcut basınçlı akışkanın çalışma sırasında sistemden herhangi bir şekilde dışarı sızmasını önleyebilmek veya kontrol edebilmek amacıyla kullanılan elemanlara sızdırmazlık elemanları denir.

Sızdırmazlık sistemlerinde sınır bölge genelde silindirik ve düz halka seklindedir. Bir uygulamanın yapısı, tasarımı ve toleransları üzerinde düşünülürken, sabit ve hareketli yüzeyler arasında irili ufaklı boşluklar oluşabilir. Bu oluşan boşluklar ile ortaya çıkan sızıntı problemini sistem tek basına, yardım almadan çözemez. Sızdırmazlık elemanları ile bu boşluk boyutları istenilen uygun boyutlara kadar azaltılır. Boşlukların sebep olacağı akışkan sızıntısı, uygulamalarda basınç, sıcaklık, hız değişimleri, moleküler etkileşimler, çevresel kuvvetlerin değişimi gibi fiziksel proseslerin yönlenmesine sebep olurlar.

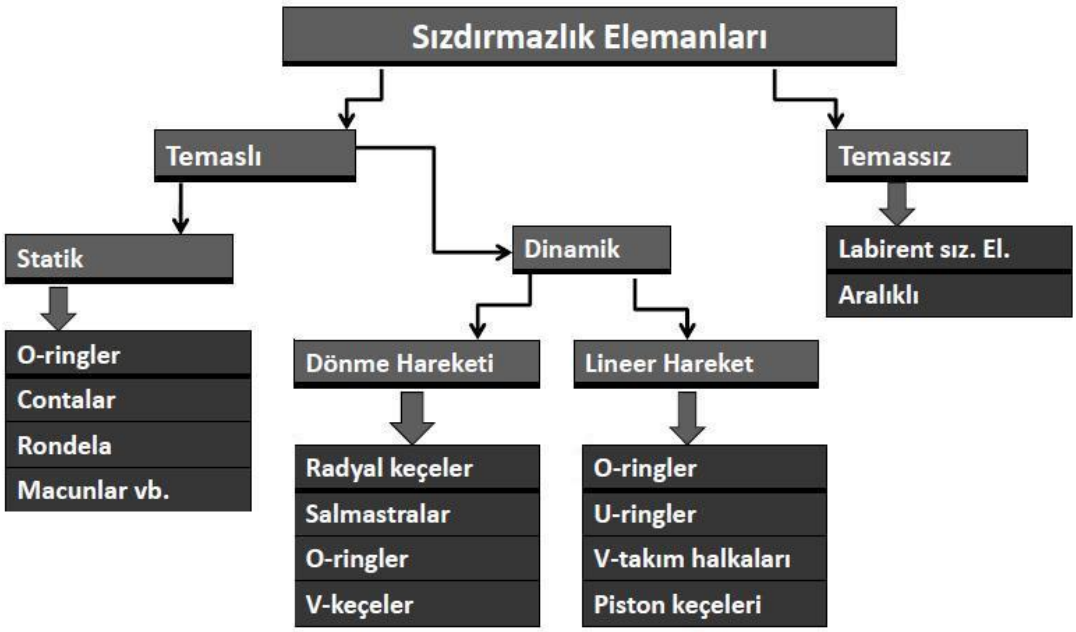
Sitemde meydana gelen sızıntı her iki yöne doğru da olabilir. Akışkanlar yüksek basınçtan düşük basınca doğru hareket etmek istedikleri için genelde sızıntı sistem dışına doğrudur. Oluşan bu sızıntı, daha önce de bahsedildiği gibi difüzyon, konveksiyon ve basınç farkından dolayı meydana gelmektedir [24].

2.1 Sızdırmazlık Elemanlarının Sınıflandırılması

Sızdırmazlık elemanları en genel haliyle temaslı ve temassız sızdırmazlık elemanları olarak iki grup altında sınıflandırılabilir. Temaslı sızdırmazlık sistemlerinde mil ile gövde veya kapak arasına her ikisi ile temas halinde bulunan bir eleman kullanılmaktadır. Temassız sistemlerde ise çok dar kanalların yağ akışına karşı oluşturdukları dirençten faydalanılır. Temassız sızdırmazlık elemanları sadece sistem hareketliyken fonksiyonunu yerine getirebildiğinden bu tür sızdırmazlık elemanlarına aktif sızdırmazlık elemanları da denilir. Temassız sızdırmazlık elemanlarında sürtünme, aşınma olmadığı için sonsuz ömre sahip olabilmektedirler. Sürtünme

nedeniyle meydana gelebilecek aşınma minimize edilmiştir. Bunun yanında sürtünme nedeniyle ortaya çıkan ısının olumsuz etkileri görülmez.

Şekil 3.1'de genel haliyle temaslı ve temassız olarak sınıflandırılan sızdırmazlık elemanları gösterilmektedir.



Şekil 3.1: Sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması.

3.1.1 Temaslı sızdırmazlık elemanları

Temaslı sızdırmazlık elemanları, adından da anlaşılacağı gibi mil ve gövde ya da kapak arasında her ikisi ile de temas halinde bulunan elemanlardır.

Temaslı sızdırmazlık elemanları da kendi içerisinde dinamik ve statik olmak üzere iki alt gruba ayrılabilir. Statik sızdırmazlık elemanları iki hareketsiz yüzey arasındaki akışkan geçişini kontrol ederken, dinamik sızdırmazlık elemanları ise birbirine göre izafi hareket eden iki yüzey arasındaki akışkan geçişini kontrol etmektedir. Bu elemanlar için kesin sızdırmazlık bahsedilemez. Moleküler seviyede dahi mutlaka akışkan geçişleri görülmektedir. Bu nedenle akışın kontrolünü sağlayan elemanlardır.

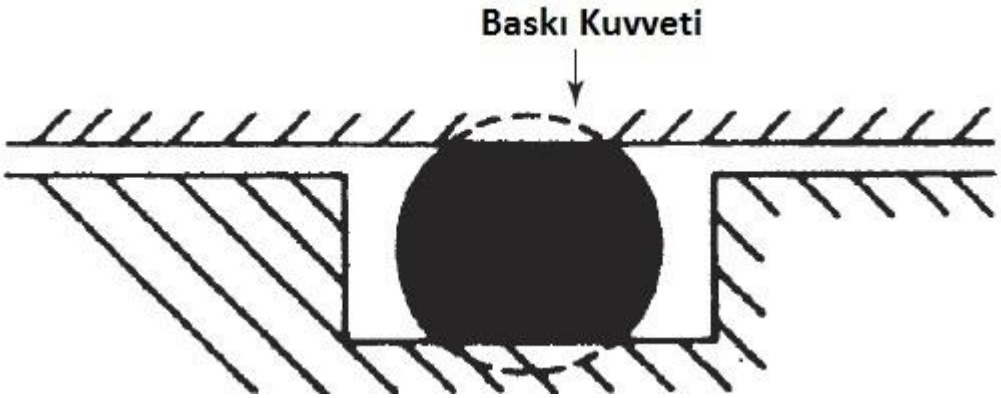
Statik sızdırmazlıkta, hareketin olmadığı iki yüzey arasındaki akışkan geçişinin kontrol edildiği durumlar söz konusudur. Örnek olarak contalar, metal O-ringler ve dolgu macunları verilebilir. Standart uygulamaların dışında bakır pul, kauçuk pul, contalık yassı malzemeler ve madeni contalar da kullanılır. Bakır pullar ve benzeri yumuşak contalar uygulanan baskı kuvveti altında yüzeyin girinti ve çıkıntılarına tam

uyum sağlarlar. Bu tip contaların küçük yüzeyleri ile sızdırmazlık sağlamaları mümkündür. Elastomer sızdırmazlık elemanları esnek oldukları için aynı uyumu gösteremezler bu nedenle daha büyük temas yüzeylerine gerek duyulur.

Dinamik sızdırmazlıkta ise, ortak sınırda kayda değer bir kayma hareketi mevcut olduğu ve bu hareketin sınır bölgesine genelde paralel olduğu durumlarda görülür. Örnek olarak radyal keçeler, salmastralar, O-ringler, V-keçeler ve piston keçeleri verilebilir. Dinamik ortamlarda çalışan elemanlarda sürtünme, aşınma ve sızıntı, kontrol edilmesi gereken sorunlardır. Uygun şartlar elastomer malzemeler sayesinde elde edilir, ancak sızıntı konusu malzemeye bağlı olduğu kadar akışkanın türüne de bağlıdır.

3.1.1.1 O-ringler

O-ringler en çok bilinen ve kullanım alanı itibariyle en geniş yer tutan keçelerdir. Hem statik hem dinamik sızdırmazlık için kullanımı mümkün olan bu keçeler için en önemli kriter doğru montaj yapılmaları ve kullanımdan önce çalışma sınırlarının biliniyor olmasıdır [23]. Şekil 3.2'de tipik bir O-ring kullanımı gösterilmektedir.

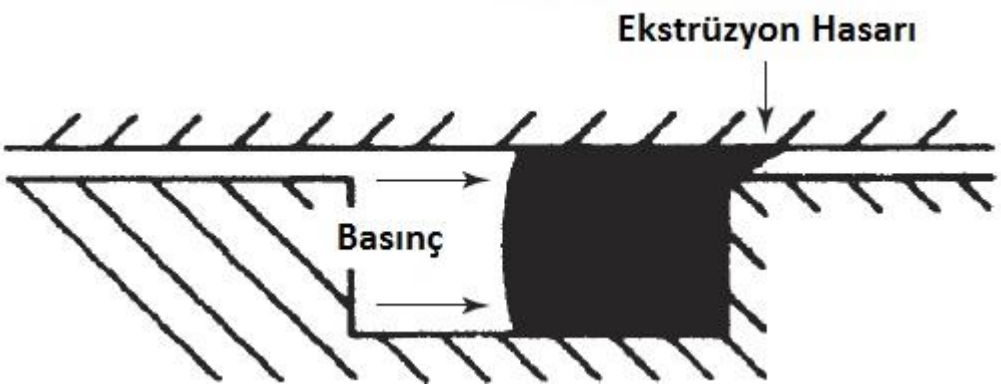


Şekil 3.2: O-ring

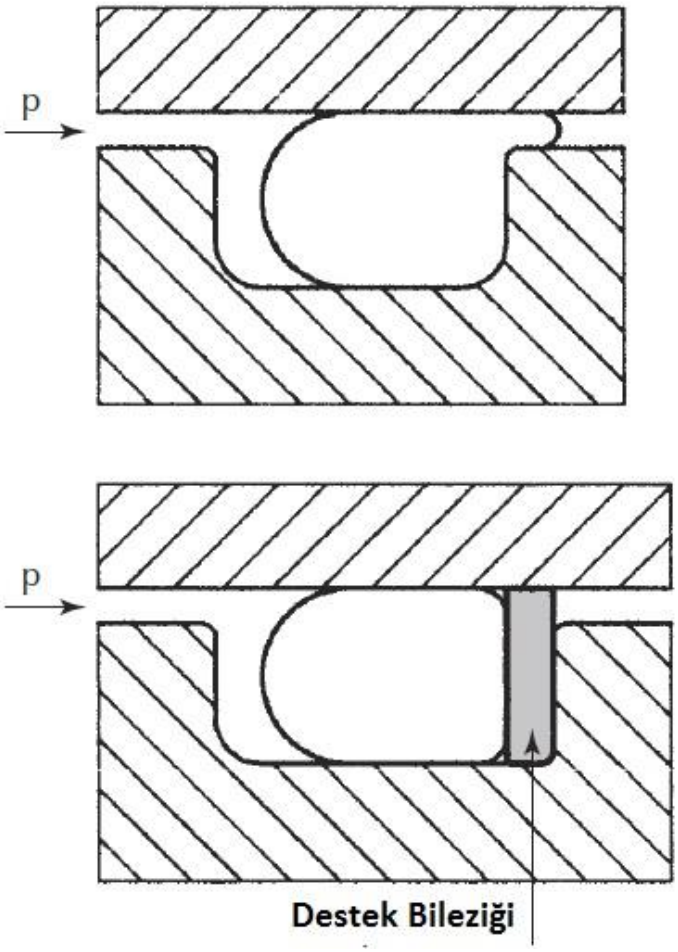
O-ring, elastomer veya metalden imal edilebilir ve sızdırmazlık bölümleri arasında sıkıştırılır. Eğer temel baskı kuvveti, O-ring üzerine eksenel olarak etki ettirilirse bağlantıya flanş bağlantısı, eğer radyal olarak etki ettirilirse bağlantı salmastra bağlantısı olarak bilinir.

Standart oluk ölçülerine göre imal edilen O-ringler, 1500 Psi basınç altında, kesitlerine bağlı olarak %15-30 oranında efektif bir şekilde sıkıştırılabilirler [23]. Ancak sızdırmazlık yüzeyi ile yuva kenarları arasındaki boşluk çok fazla ise veya basınç O-ringin şekil değiştirme sınırını geçiyorsa, malzemede akma görülür.

Şekil 3.3.'de basınç altında çalışan O-ring görülmektedir. Şekilde görüldüğü üzere O-ringe uygulanan basınç veya çalışma boşluğu kabul edilebilir sınırlar dışına çıkmıştır. Bu nedenle O-ringde akma (kalıcı hasar) meydana gelmiştir. Bu gibi durumlarda malzemenin çalışma boşluğunun dışına akmasını engellemek için tek veya her iki yönde destek bileziği kullanılması gerekir. Şekil 3.4'te destek bileziği kullanımı gösterilmektedir.

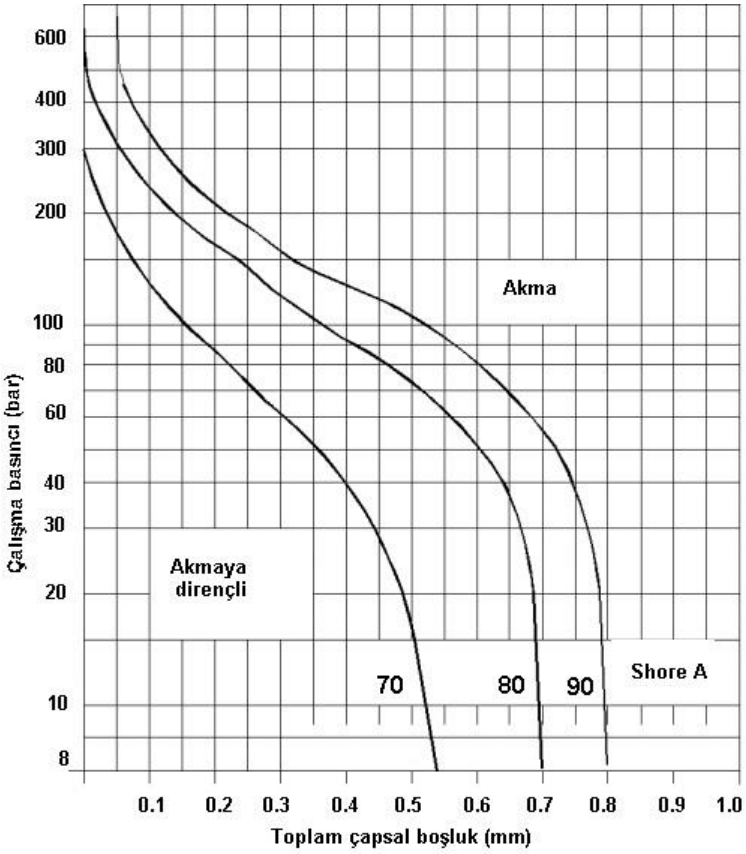


Şekil 3.3: Basınç altında çalışan O-ring.



Şekil 3.4: O-ringlerde destek bileziği kullanımı.

O-ringlerin malzeme akması gerçekleşmeden çalışabildikleri en yüksek basıncı belirlemek için O-ring sertliği ve çalışma boşluğu kontrol edilir. Şekil 3.5'te bu sertlik ve çalışma boşlukları gösterilmiştir.



Şekil 3.5: O-ring kullanımı için izin verilen basınç ve boşluk.

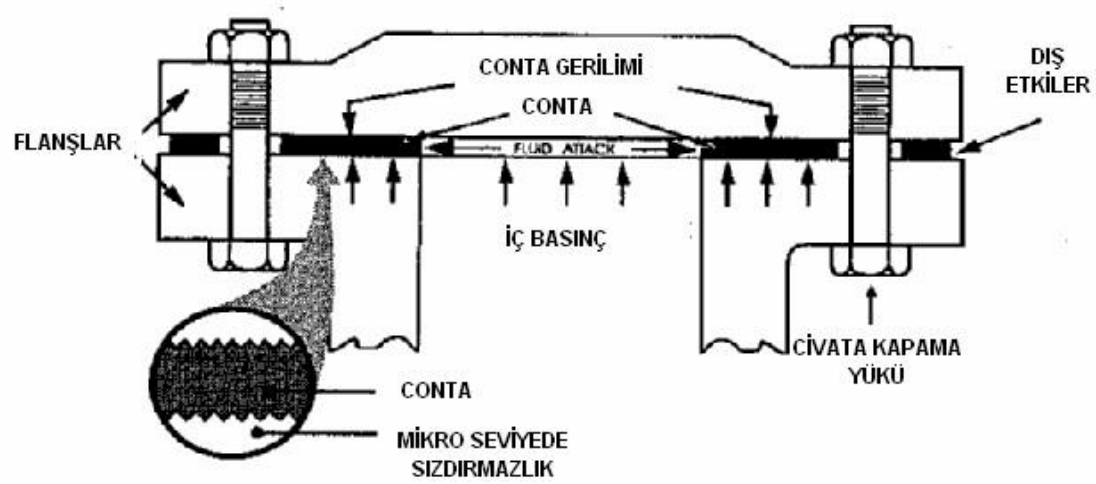
Hareketli sistemlerde kullanılan O-ringler, çalışma ilk başlarken hafifçe yuvarlanırlar. Daha sonra O-ring ile çalışma yüzeyi arasında yağ filmi oluşur ve kayma baslar. Eğer montaj sırasında bu yuvarlanmaya izin vermeyecek derecede sıkı bir montaj yapılmışsa O-ringde aşınmaya neden olunur. Bu sebeple montaj esnasında O-ringi yağlamakta fayda vardır.

O-ringlerin genel olarak avantajları şu şekilde sıralanabilir:

- İmalatı kolay ve ucuzdur
- Boyutlarının küçük olması sebebiyle fazla yer kaplamaz
- Yanlış montaj gibi bir durum söz konusu değildir ve her iki yönde de çalışırlar
- Yuvaların işlenmesi kolaydır

3.1.1.2 Contalar

Conta, mekanik bir bağlantının ayrılabilir iki elemanı arasına yerleştirilmiş, malzeme veya malzemeler kombinasyonudur. Bu malzemenin görevi karşılıklı çalışan yüzeyler arasında sızdırmazlık etkisi göstermek ve bunu uzun süre korumaktır. Statik kullanım durumu için uygun olan conta, temas yüzeylerinin sızdırmazlığını sağlayabilir özellikte olmalı, ortama karsı sızdırmaz ve dirençli olmalı ve uygulama sıcaklığına ve basıncına dayanabilmelidir. Şekil 3.6'da contanın kullanımına bir örnek gösterilmektedir.



Şekil 3.6: Conta kullanımına örnek gösterim

Teoride bir mekanik bağlantıda yer alan flanş yüzeylerinin mükemmel bir pürüzsüzlüğe, paralelliğe ve rijitliğe sahip olması ve bu yüzeyleri birbirine cıvatalarla bağlanması ile contasız sızdırmazlık sağlanabilir. Ama pratikte flanş yüzeyleri pürüzlü ve sınırlı rijitliktedir. Nitekim pratikte pürüzsüz yüzeyli temas yüzeylerine ulaşmak için yüksek maliyet ve teknoloji gerektiren proseslere ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak pahalı yöntemler kullanılmasına karsın güvenilir değildir. Ek olarak, flanşlar birbiri ile montajı esnasında genellikle düzensiz yüke maruz kalırlar.

Bu yüzden contalar mekanik bağlantılarda;

- Düzensiz yüke maruz kalan flanşları ve oluşan flanş distorsiyonlarını (sapmaları) dengeleyerek
- Flanş yüzeyi düzensizliklerini uyumlu hale getirerek

sızdırmazlığı sağlaması ile tanımlanır.

Birbiri ile temas halinde bulunacak flanşların kalınlığı ve yüzey pürüzlülüğü ve cıvataların çapları, sıkma momentleri, montaj mesafeleri ve boyları gibi çevresel faktörler contanın performansını etkileyen önemli parametrelerdir.

Contaların sınıflandırılması literatürde farklı başlıklar altında görülebilir. Çalışma şekline göre, malzeme çeşidine göre, montaj şekline göre, imalat yöntemine göre, uygulama alanına göre contalar gibi başlıklarda sınıflandırmalar yapılabilir. Çalışma şekline göre 2 farklı conta bulunmaktadır:

- Kendi kendine yardım prensibini kullanarak sızdırmazlık sağlayanlar
- Sızdırmazlığı sıkıştırma oranı nispetinde sağlayanlar

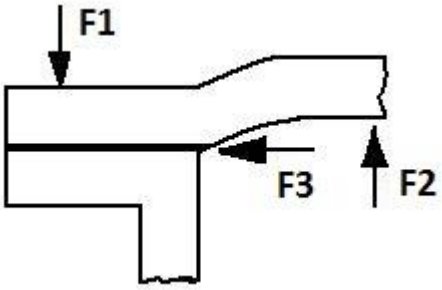
Contaların flanş bağlantılarında kullanılması durumunda, eğer flanşlar oldukça pürüzsüz, paralel ve sağlam olurlarsa otomatik kilitlenmeleri mümkündür. Ancak pratikte flanşlar, pürüzlü yüzey bitimleri ve kısıtlı rijitliğe sahiptirler. Tam olarak paralel değillerdir ve cıvatalarla sağlamlaştırılmış olup bu cıvatalar üniform olarak flanş üstünde konuşlanmamışlardır. Bu durumlara bağlı olarak flanş yüklemesi her zaman üniform değildir. Conta bu üniform olmayan yüklenmeyi karşılamalıdır. Ayrıca flanştaki düzensizlikleri de normalleştirmelidir. Conta bağlantılarında statik sürtünme katsayısını azaltmamak için montaj öncesi yüzeylere yağ veya gres sürülmemelidir. Conta çalışma sıcaklığına ulaştıktan 1 saat sonra flanş cıvataları, montaj momenti ile yeniden sıkılmalıdır.

Şekil 3.7'de contanın kullanımı sırasında maruz kaldığı kuvvetler gösterilmektedir. Contalar genelde 3 tip kuvvete maruz kalır:

- Sıkıştırma Kuvveti (F1): Montaj esnasında contayı sıkıştırmak için uygulanan kuvvet
- Hidrostatik Kuvvet (F2): Sıkıştırmaya ters yönde, kapağı açmaya çalışan kuvvet
- Akışkan Kuvveti (F3): İç basınç sebebiyle contayı akışa zorlayan kuvvet

Bu durumda uygulanan net kuvvet aşağıdaki gibi olmalıdır:

$$Fnet = (F1 - F2).\mu > F3 \tag{3.1}$$



Şekil 3.7: Contaların maruz kaldığı kuvvetler.

3.1.1.3 Sızdırmazlık macunları ve sıvı contalar

Daha kolay bakım ve onarım için kendiliğinden sertleşip contalaşabilen sıvı macunlar, kâğıt, fiber mantar contaların yerine kullanılmaktadır. Bu tip contalık macunlar dişli boru bağlantılarında, flanşlı bağlantılarda, döküm ve toz metalürjisi ile elde edilen parçaların bağlantılarında yaygın kullanılırlar. Sızdırmazlık macunları dinamik uygulamalarda kullanılmaz.

Boru bağlantılarında metal ile metalin %100 teması sağlanamaz. Dişlerde kusur olabilir. Montaj koşulları düşünülerek zayıf sıkıştırma momentleri oluşabilir veya yanlış montaj söz konusu olabilir. Titreşim ve darbelerden kaynaklı gevşemeler, hasarlanmalar da olabilir. Bu gibi sebeplerden dolayı dişli boru bağlantılarında sızdırmazlık problemi, sıvı contalar ile çözülebilir. Flanş sızdırmazlığında klasik conta elemanlarına seçenek olarak anaerobik reçineler ya da sıvı contalar kullanılmaktadır. Oda sıcaklığında vulkanize olan sıvı silikon sertleştiğinde elastik ve sıvıya dayanıklı contadır. Katalizöre gereksinim duymadan atmosfer ile temasta sertleştiğinden montajdan önce bir süre bekletmek gerekir. Vulkanize olan kısım, yerinde şekil alan conta olarak adlandırılır. Havada vulkanize olan kısım daha kalındır ve flanş hareketlerine daha uyumludur. İlk sızdırmazlık için daha fazla cıvata basıncı gerekir ve contanın bir tarafı flanşa yapışmaz. Montajdan önce tamamen vulkanizasyon elde edilirse flanşlar contayı bozmadan defalarca sökülüp takılabilir. Genellikle sıvı silikon contalar toz keçesi ya da düşük basınç keçesi olarak kullanılır, çünkü bir yüzeyinde yapışma olmadığından, flanşta şişme sızmaya yol açar. Sıvı silikon uygulanan flanşlarda yüzey yağlardan temizlenmiş olmalıdır. Genellikle NC robotlar ile uygulanırlar. Sıvı conta uygulanacak parça geometrisine göre izlenecek yol programlanır.

Anaerobik sızdırmazlık macunları, dimetakrilat esterin özel maddeler ile karışımından elde edilir. Hava ile temasta sıvı durumdadırlar, oksijen ile temasları kesilince otomatik olarak polimerize olurlar ve montajdan sonra sertleşirler. Sertleştikten sonra esnektirler ancak silikona göre esneklikleri oldukça düşüktür. Metal ile metalin temasını sağlarlar. Bu nedenle makine yapıştırıcısı olarak adlandırılırlar. Flanşlarda yerinde şekil alan sıvı conta kullanılmasının avantajları kısaca şunlardır:

- Daha fazla sıkıştırma kuvveti uygulanabilir
- Metal ile metal temas ettiğinde conta gevşemesi sorunu yoktur
- Bazı contalara göre daha ucuzdur
- Karmaşık şekillere kolayca uygulanır, pahalı kalıplar gerekmez
- Akma meydana gelmez
- Kimyasal maddelere karşı dirençlidir
- Conta stoklama sorunu yoktur

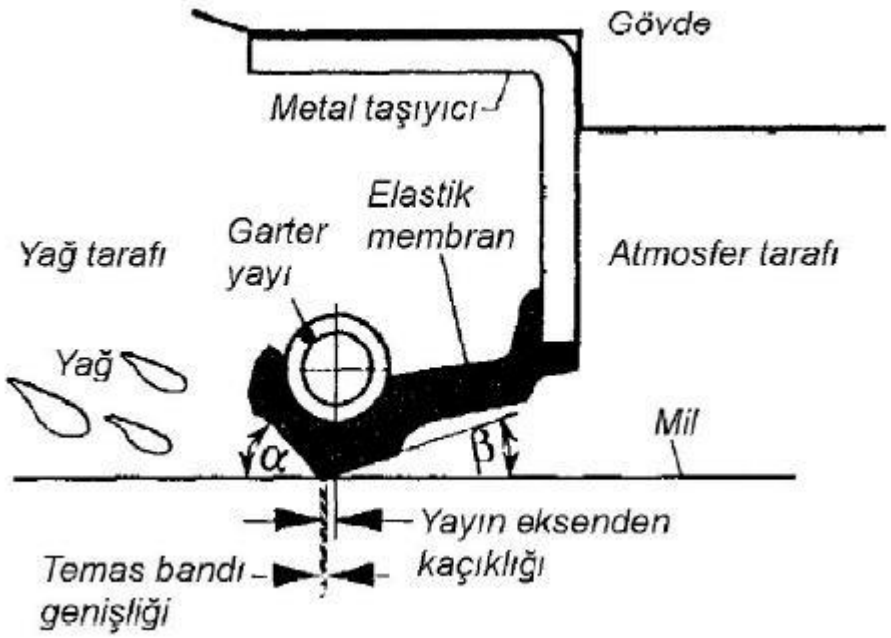
Döküm ve toz metalürjisi ile elde edilen parçalarda da gözenekler arasında sızma önemli sorunlar yaratabilir. Gözenek döküm teknolojisinde fiziksel bir olayın doğal neticesidir. Karmaşık şekillerde kristal oluşumu ve büzülme birbirine uygun olmadığından gözenek kaçınılmazdır. Makro gözeneklerin ise bazı durumlarda üstünlükleri olduğundan parça tasarımlarında istenen özellik olabilir. Toz metalürjisi ya da siner metal tekniği ile elde edilen parçalar doğal olarak gözeneklidirler. Bu parçaların basınçlı sıvı sistemlerinde kullanılması sıvı sızdırmazlık maddelerinin gözeneklere emdirilmesi ile mümkündür.

3.1.1.4 Radyal Keçeler

Sızdırmazlık üzerine yapılan araştırmalar, etkin bir sızdırmazlık için elastomer elemandan ziyade, keçe geometrisinin, temas bandının ve bu bandın yaya göre konumunun daha önemli olduğunu ortaya koymuştur.

Radyal keçeler, rulmanlı yataklar ve dişlilerde kullanılmakla beraber, otomotiv endüstrisi (krank milinde, transmisyonda, tekerleklerde, aks pinyonlarında) ve beyaz eşya endüstrisi en yaygın kullanım alanlarıdır. Kullanım alanının genişliğinden ötürü, yanlış tasarımların sonucu ortaya çıkacak çevresel ve ekonomik zararın boyutları da

büyük olur. Dolayısıyla sızdırmazlık mekanizmasının ve sızdırmazlığa etki eden parametrelerinin iyice anlaşılması, tasarımların tecrübeden çok deneysel ve matematiksel çalışmalara dayanması gerekmektedir. Şekil 3.8'de radyal dudaklı keçenin şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 3.8: Dudaklı radyal keçe geometrisi.

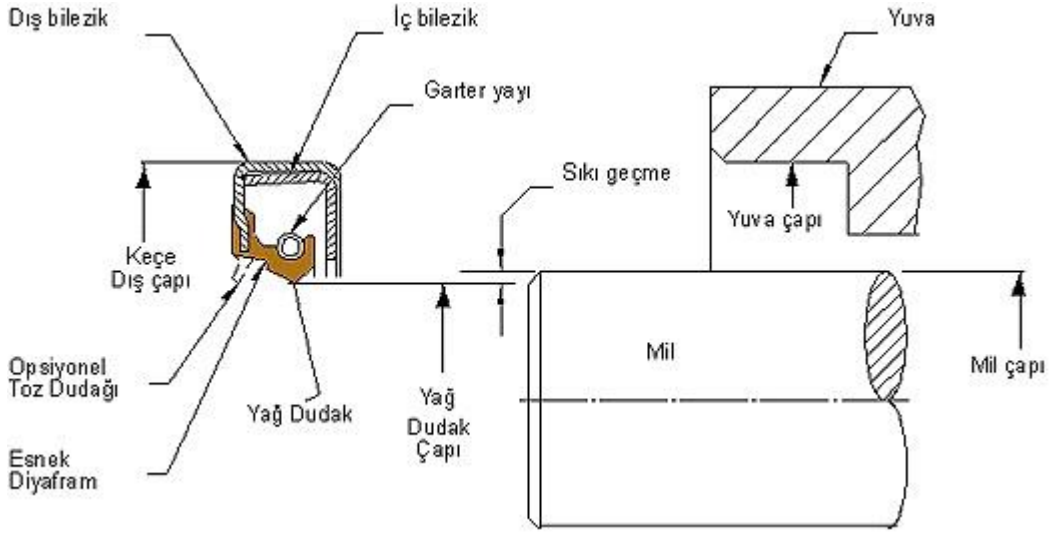
Yağ kullanılan taraftaki α açısının hava tarafındaki β açısından oldukça büyük olması gereklidir. Keçe montajında bu hususa dikkat edilmez ise keçenin sızdırması kaçınılmazdır. Optimum sızdırmazlık için yaklaşma açıları:

- $\alpha = 40\text{-}60°$
- $\beta = 20\text{-}35°$

Yağ keçesi (döner mil keçesi), dönme hareketi veya bazı özel durumlarda doğrusal (gel-git) hareketi olan, iki ayrı ortamdaki akışkanın birbirlerine karışmasını önlemek, diğer bir deyişle yağ olan ortamdaki yağın o ortamda kalmasını sağlamak amacıyla kullanılan bir makine elemanıdır.

Sızdırmazlık fonksiyonları, keçe profili, keçe kauçuk malzemesi, dönen mil yüzeyi, devir, ortam sıcaklığı, ortam basıncı, titreşim, eksenel hareket miktarı ve bunların zaman içindeki değişimleri gibi birçok faktöre bağlıdır. Keçenin yağ dudağı ile mil arasında dinamik olarak sızdırmazlık sağlanır. Keçe üretilirken, dudağın yaysız çapı, mil çapından belli oranda küçük işlenir. Bu, mili bir miktar sıkar. Bu sıkılık, keçe dudağına yay takıldıktan sonra bir miktar daha artar. Bu toplam sıkılık, sızdırmazlığı

sağlayan radyal kuvveti oluşturur. Bu kuvvet, keçe tasarlanırken çalışma yerine göre, belli değerlerde kalacak şekilde ayarlanmıştır. Radyal keçenin dudak sıkılığı Şekil 3.9'da ayrıntılı olarak gösterilmektedir.



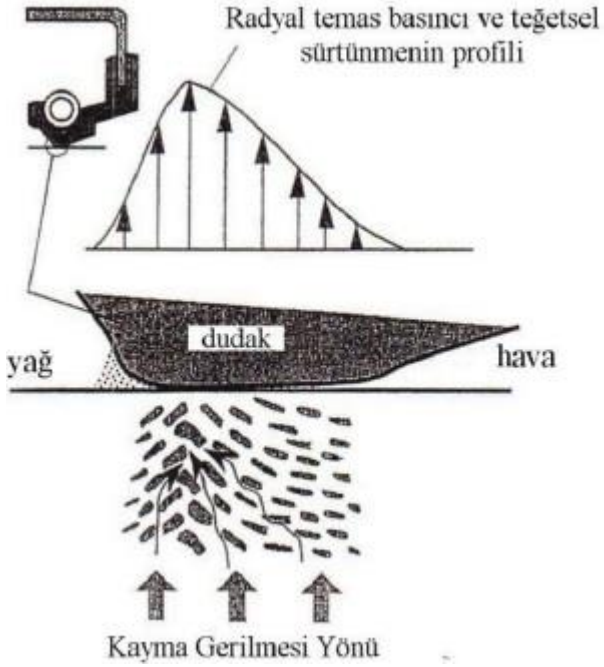
Şekil 3.9: Radyal keçenin dudak sıkılığı.

Teorik olarak radyal (çap yönünde etki eden) kuvvet, sızdırmazlığı sürekli sağlayacak kadar fazla, dudağı aşındırmayacak kadar azdır. Mil döndüğünde bu sıkılık aynı zamanda sürtünme momenti de oluşturur. Bu sürtünme momenti güç harcar ve aracın verimliliğini düşürür. Sürtünme momenti, sistemde kullanılan yataklar ve keçe için zararlı olan sıcaklığı da oluşturur.

Uygun elastomer secimi ile imal edilmiş dudaklı sızdırmazlık elemanının yüzeyinde yuvaya monte edildikten sonra milin ilk birkaç dönüşünde karakteristik aşınma dokusu (characteristic wear pattern) oluşur [24]. Diğer bir deyişle imalatta kalıptan pürüzsüz yüzeyli olarak çıkan elastomer yüzeyinde alışma suresinde birkaç mikrometre derinliğinde dalgalanma ve pürüz oluşumu gözlenir. Bu pürüzler, daha fazla aşınmaya sebep olmayacak şekilde yağ cepleri oluştururlar. Mil döndükçe, yağ bu cepleri teğetsel yönde kayma gerilmesine maruz bırakır. Birim genişlikte yaklaşık 8-10 adet mikro boyutlardaki pürüze rastlanır. Dudak temas genişliği hiç kullanılmamış keçeler için 0,1-0,15 mm, 500-1000 saat çalışmış keçeler için 0,2- 0,3 mm, abrasif ortamda ise 0,5-0,7 mm arasında olur [24].

Keçe montajı yapıldıktan sonra radyal yük sebebiyle dudak mil ile temasa geçer ve temas çizgisinde bir basınç oluşumu gözlenir. Dudak profilinde yağ tarafındaki yaklaşma açısı hava tarafındakinden büyük olduğu için ($\alpha > \beta$), oluşan temas basıncı

profili asimetrik olur. Aşağıda Şekil 3.10'dan da görüleceği gibi oluşan radyal temas basıncı profilinin maksimum noktası temas bölgesinin yağ tarafına daha yakındır. Milin dönmesi ile temas bölgesinde sürtünme kaynaklı kayma gerilmesi oluşur. Bu kayma gerilmesi de elastomer yüzeyini maksimum teğetsel şekil değişimi ile maksimum radyal temas basıncı çakışacak şekilde deforme eder. Bir başka deyişle teğetsel şekil değişimi dağılımı temas basıncı dağılımını yansıtır.

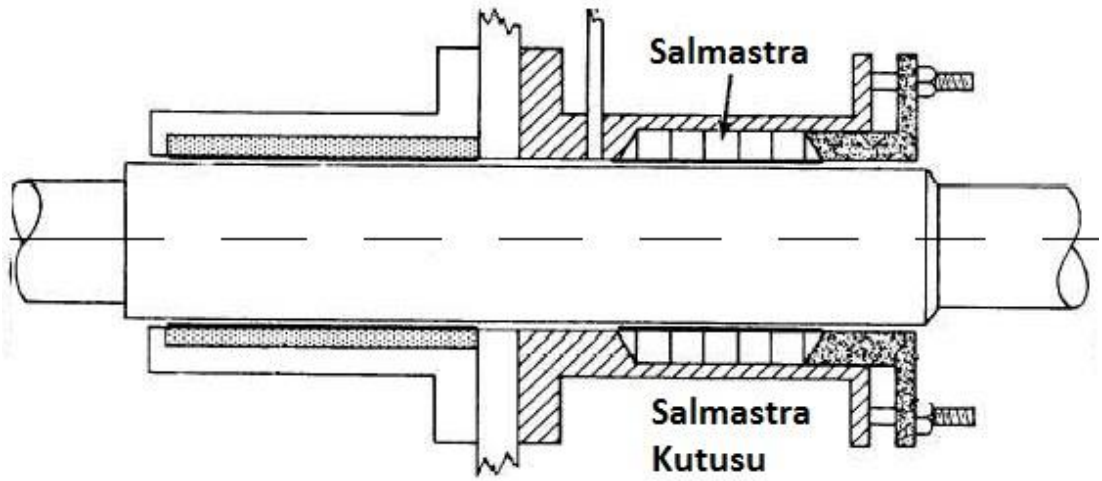


Şekil 3.10: Radyal keçelerde basınç profili.

Şekil 3.10'dan da görüleceği üzere, kayma gerilmesi etkisi altında pürüzler maksimum temas basıncının iki tarafında birbirine ters yönlerde deforme olurlar. İçleri yağ dolu olan, birbirlerine göre ters yönlenmiş pürüzler, yağı temas basıncının maksimum olduğu noktaya doğru pompalarlar. Bu yön değiştirici durum karşısında dudak geometrisi sebebiyle hava tarafında yağ tarafında olduğundan daha fazla deforme olmuş pürüz bulunur. Pompalama kapasitesi de buna bağlı olarak temas çizgisinin iki yanında farklıdır. Böylece kapiler etki ile temas bölgesindeki pürüzlere nüfuz etmiş olan yağ mikro pompalama ile hava tarafından yağ tarafına pompalanır. Böylece klasik hidrodinamik ve yatak teorisine göre yağ filminin oluştuğu durumlarda eksenel yönde yağ kacağının görülmesi beklenirken, sızdırmazlık mikro pompalama ile sağlanmış olur.

3.1.1.5 Salmastralar

Salmastra, pompalanmakta olan akışkana sızdırmazlık sağlayan eleman olup, genel olarak tekstil elyaflarından halat şeklinde imal edilir. Salmastralar dönme hareketi sırasında sızdırmazlık sağlamaktadır, bu nedenle dinamik sızdırmazlık elemanı olarak anılırlar. Şekil 3.11'de tek parça sıkı dokunmuş bir salmastra kutusu örnek gösterilmiştir. Bu düzende, pompanın iç kenarında, pompa salmastra yuvası içinde bir dayanma yuvası mevcuttur (İç kenar basılan akışkana en yakın olan kenardır).



Şekil 3.11: Salmastra kutusu.

Salmastra baskı kapağı salmastra halkalarının dıştaki ucu üzerine basacak tarzda yerleştirilmiştir. Salmastra halkaları aşındıkça ve kaçak arttıkça, kaçak miktarını azaltmak üzere baskı kapağı ayarlanabilir. Tek parça sıkı doldurulmuş salmastra kutusunun kendinden yağlama imkânı bulunmaması nedeniyle salmastra aşırı sıkarak ezilmemelidir. Mil ile salmastranın soğutulması ve yağlanması için, dakikada sadece birkaç damla gibi, az miktar kaçak gereklidir.

Pompalarda basılan akışkana hareket veren çarklar ve pistonlar her zaman millerle tahrik edilmektedir. Tahrik mili boyunca akışkan kaçağını önlemek üzere sızdırmazlık elemanları kullanılır. Mil sızdırmazlık elemanları, pompa milinin aşınmasına neden olmaksızın akışkan kaçağını kontrol altına alabilmelidir. Eğer mil aşınması olursa, pahalı ve büyük zaman kaybına yol açacak mil değiştirme işleminin yapılması zorunlu olacaktır. Her ne kadar mil sızdırmazlık elemanları, pompadaki akışkan kaçaklarını kontrol altına almak üzere tasarlanmışsa da, pek çok pompada sızdırmazlık elemanlarından az miktarda bir kaçak olması istenir. Bu kaçak, mil ile sızdırmazlık elemanlarının yağlanmasını ve temas yüzeylerinin soğumasını sağlar.

Bazı pompaların sızdırmazlık bölgesiyle bir akışkan besleme hattının bağlantısı vardır. Bu besleme hattı, akışkanı soğutma ve yağlama yapmak üzere salmastraya yöneltir. Soğutucu akışkan basılan akışkan olabilir. Eğer basılan akışkan sıcak, kimyasal ya da mekanik aşındırıcı nitelikteyse, bir dış kaynaktan akışkan verilir.

Salmastra kutuları, elle sıkı doldurulmuş ve ayarlanmış sızdırmazlık bölümleridir. Bunlar örgülü pamuk, teflon, karbon, grafit ya da sentetik sızdırmazlık malzemeleri içerir. Mekanik salmastralar, yaylar ya da diğer sabit basınç aygıtlarıyla yerlerinde tutulan kalıplanmış ürünü sızdırmazlık elemanlarıdır.

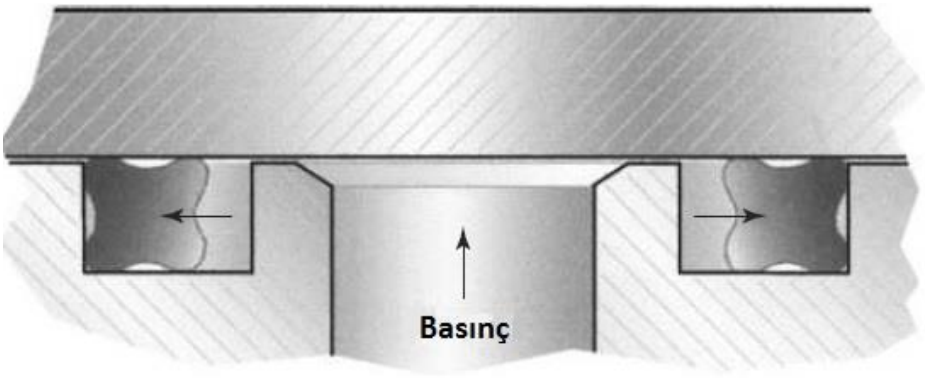
Mekanik salmastralar ise, akışkan kaçağını önlemek üzere, birçok pompada kullanılmaktadır. Mekanik salmastralar, mevcut bir uygulamadaki salmastraya kıyasla iki nedenle tercih edilir. Birincisi, mekanik salmastralar, salmastralardan daha iyi bir akışkan sızdırmazlığı sağlar. İkinci olarak, mekanik salmastralar çoğunlukla salmastradan daha az bakım gerektirir. Eğer pompa gözden uzak, sapa bir yerdeyse, bu oldu özellikle avantajdır. Üçüncü olarak, mekanik salmastralar, salmastra kutularından daha yüksek basınçlara dayanabilir.

Mekanik salmastralarda, mille dönen salmastra parçası arasında ikinci bir sızdırmazlık elemanına ihtiyaç vardır. Çoğu kez, kama mil kesitli ya da O-ring sızdırmazlık elemanları kullanılır. İçteki akışkan basıncı ya da yay baskısı, sızdırmazlık aksamı ile mil arasındaki teması koruyarak sürdürmek için gerekli olan kuvveti sağlar.

3.1.1.6 X-ringler

Kesiti X seklinde olan bu keçeler bazı uygulamalarda O-ringlerin yerine kullanılırlar. Çalışma prensipleri O-ringlerle aynıdır. X-ringe uygun yuva genişliği eşdeğerde bir O-ring yuvasına göre daha dardır. Bunun nedeni X-ringin radyal kuvvetler altında sıkışması sonuncunda göstermiş olduğu yatay yayılmasının daha az olmasıdır.

X-ringler kauçuğun bir kalıp içerisinde vulkanize edilmesi yoluyla imal edilirler. Kesiti kareye çok benzeyen X-ringin kesiti Şekil 3.12'de gösterilmiştir [24]. X-ringlerde sızdırmazlık O-ringlerde olduğu gibi radyal yönde sıkıştırma sağlanarak elde edilir. Sistem içindeki hidrolik basınç arttıkça sızdırmazlık yüzeyine doğru itilen X-ring yüzeyler arasından sıvı kaçışını engeller.



Şekil 3.12: X-ring kesit görünümü.

-ringler de çift yönlü çalışmaya imkân tanırlar. X-ringin O-ringle karşılaştırıldığında sağladığı avantajlar su şekilde sıralanabilir:

- Şekil olarak birden fazla kulakçığa sahip olduğu için standart O-ringe göre daha fazla sızdırmazlık yüzeyi sağlar.
- Çoklu sızdırmazlık noktasına sahip olduklarından, etkin bir sızdırmazlık için çok az sıkıştırılmaları yeterlidir. Böylece daha az sürtünme ve aşınma, daha fazla ömür sağlarlar.
- X-ringlerin iç ve dış çapında bulunan oluklar içeride yağlayıcıyı tutarak daha düşün sürtünme ve daha uzun ömür sağlarlar.
- X-ringler, standart O-ring ölçüleri için hazırlanan yuvalarda kolaylıkla kullanılabilirler.
- Birçok uygulamada U-ring tipi keçelerin yerine kullanılarak daha az yer kaplarlar.

3.1.1.7 U-ringler

U-ringler genellikle düşük ve orta derecedeki basınçlarda sızdırmazlığı sağlamak amacıyla kullanılırlar. O-ringlere göre dinamik uygulamalarda kullanılmaya daha uygundurlar. Kesit alanları küçük olan O-ringler ölçüsel değişimlere zor uyum sağlar. Bu nedenle O-ringlerin dinamik uygulamalarda kullanılmaları durumunda yuvalarının çok daha dar toleranslarda işlenmesi gerekir. Ancak U-ringlerde bu durum söz konusu değildir. O-ringlere nazaran daha zor şartlar altında bile geniş toleranslarla çalışıp, aşınmaya ve sızdırmaya karşı daha fazla direnç gösterirler. Şekil 3.13'te U-ring kesiti gösterilmektedir.



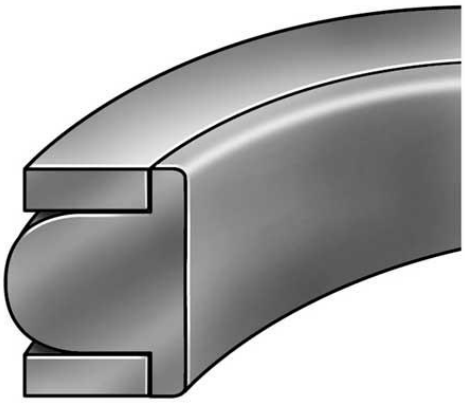
Şekil 3.13: U-ring kesit görünümü.

U-ringler farklı kesitlere sahip olabilirler. Tabanları düz ya da yuvarlak, dudakları uzun, kısa hatta çift dudaklı olabilirler. Dudaklar çalışma sekline göre içten ya da dıştan dudak şeklinde olabilir. Çalışma şartlarının ağırlaştığı durumlarda keçenin çalışma boşluğuna akmasını önlemek için gerekli kenarına naylon ya da PTFE gibi malzemelerden imal edilmiş destek halkaları kullanılabilir.

Statik olan dudağa ve iç boşluğa yağ gelmesi için iç taraftaki dudak daha kısa tasarlanabilir. Statik taraftaki dudağın daha geniş olması ise keçenin yuva içerisinde dönmesini engelleyerek fayda sağlar. Bu tip U-ringlerde sıkılık daha fazladır. Dıştan takılanların montaj sırasında hasar görmemeleri için sertlikleri 75 Shore A'dan daha fazla olmamalıdır. İçten çalışanlar için sertlik 90 Shore A'ya kadar olabilir. Kauçuktan imal edilen U-ringler 100 Bar sistem basıncına, poliüretan malzemeden imal edilenler ise 400 Bar sistem basıncına kadar çalışabilirler [31].

3.1.1.8 T-ringler

Kullanım koşullarının X-ringlere göre daha ağır olduğu durumlarda T-ringler kullanılır. Her iki tarafında da destek halkası bulunan T-ringlerin bu sebeple maliyetleri daha yüksektir. Bu keçeler de yine artan basınç altında sızdırmazlık yüzeylerine itilerek sızdırmazlığı sağlarlar. Dinamik sızdırmazlık elemanları sınıfına girerler.

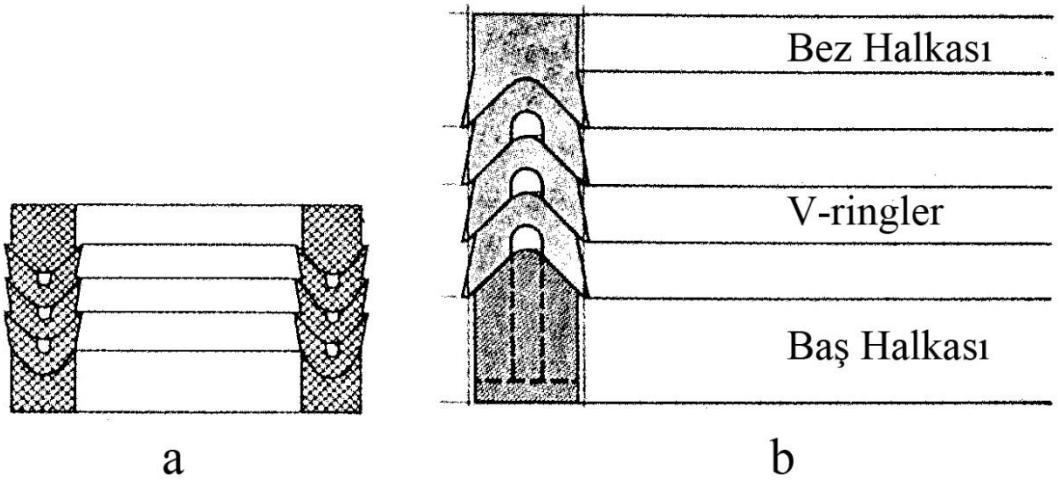


Şekil 3.14: T-ring kesit görünümü.

T-ringlerde destek halkaları basınç altında işlevlerini yerine getirirler ve ekstrüzyon tehlikeleri düşüktür. Daha küçük sıkıştırma kuvvetinden ötürü sürtünme miktarları azdır. Şekil 3.14'te T-ring kesit görünümü gösterilmektedir.

3.1.1.9 V-ringler ve takım halkaları

Chevron keçeleri olarak da bilinen V-ringler, U-ringlere nazaran daha güçlü bir kesite sahip oldukları için eksenel ve radyal yüklere karsı daha fazla direnç gösterebilirler. Basınç kapasiteleri ve düşük basınç yetenekleri iki ya da daha fazla ring takım halinde, erkek ve dişi adaptör kullanılarak arttırılabilir. Şekil 3.15'te bu uygulamalara örnek verilmiştir.



Şekil 3.15: (a) V-ring takım halkaları (b) Delikli baş halkalı takım halkaları.

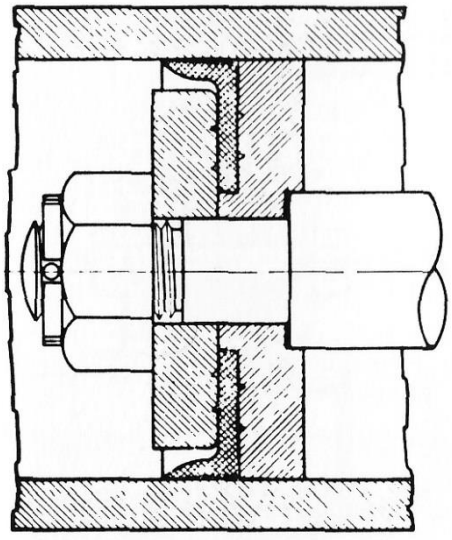
Bu durum V-ringlerin tek baslarına kullanılmasına oranla daha sık yapılan bir uygulamadır. Bas kısmı oluşturan baş halkası delikli veya dolu olarak kullanılabilir. Bazı durumlarda ise aşınma kompanzasyonu sağlamak amacıyla yaylı baş halkaları da kullanılmaktadır. V-ringler tarafından sağlanan sızdırmazlık basınçla orantılıdır. Artan basınçla birlikte V-ring genişler, sıkılık miktarı artar. Tersi durumda ise basınç azaldıkça kendisini bırakır bu sebeple de sürtünme azalır. V-ringlerin takım halinde kullanılmalarının diğer bir faydası da tek halde kullanılmaları sırasında meydana gelen ani kaçakların, takım halinde kullanılma durumda gerçekleşmemesidir.

Sürtünme kuvvetine birçok farklı etmen etki eder. Bunlar metal yüzeyin özellikleri, sıcaklık, yağ ve yağlama özelliği, keçe malzemesinin yapışma özelliği ve temas yüzeyinin yapışma değeri olarak sayılabilir. Örneğin sert malzemelerde sürtünme kuvveti daha yüksek olur. Dudakların yağlanması durumunda ise aşınma ve ısınma

miktarında azalma görülür. Yağ filminin sürekliliğinin sağlanması da aşınmayı önleyici bir etmendir. Metal yüzeylerinin parlatılmış olması önemlidir. Aşınmayı arttırıcı en önemli etmen ise aşırı basınçtır. Tek bir V-ring yerine birden fazla halkadan oluşan takımlar kullanmak basınç dağılımını sağlarken aşınmayı da azaltır.

3.1.1.10 Piston başı keçeleri

Öteleme hareketi için uygun olan keçelerin tamamı piston sızdırmazlığında kullanılabilir. Ancak sadece piston başlarında kullanılmak üzere tasarlanmış keçeler de mevcuttur. İlk başlarda piston başı keçeleri hidrolik endüstrisinde kullanılmak üzere deriden yapılmaktaydı. Deri kullanılmasındaki önemli sebep yüzey kalitesinin düşük olduğu durumlarda da sızdırmazlık sağlayabilmesiydi. Zaman içerisinde daha yüksek kuvvet ve sertlik elde edebilmek amacıyla katmanlar halinde bezler kullanılmaya başlandı. Piston bası keçeleri diğer bezli sızdırmazlık elemanlarına oranla daha ucuzdur. Geniş tolerans aralıklarında çalışmaya uygun olan bu keçeler özellikle yatay halde çalışan sistemlerde kullanılmaya uygundur. Şekil 3.16'da piston başı keçesi uygulaması görülmektedir.



Şekil 3.16: Piston başı keçeleri.

Piston bası keçeleri basınç altında görevlerini yerine getiriler. Diğer keçelere oranla ince dudaklara sahip olan piston bası keçeleri sahip oldukları esneklik sayesinde düşük basınçlarda bile temas yüzeylerine kuvvetlice temas ederek sızdırmazlığı sağlarlar. Yapıları itibariyle tek yönlü sızdırmazlık sağlayan bu keçeler iki tanesinin

sırt sırta monte edilmesiyle iki yönlü sızdırmazlık sağlamak amacıyla da kullanılabilirler. Bu durumda performans montaj sırasındaki titizliğe bağlıdır.

3.1.2 Temassız sızdırmazlık elemanları

Temassız sızdırmazlık elemanlarında, temaslıda olduğu gibi mil ve göbek birbiri ile temas halinde değildir. Bu tip sızdırmazlık durumunda yağlama maddesinin, yağlama boşluğundaki kendi sürtünmesi dışında başka bir sürtünme söz konusu olmaz.

Temassız sızdırmazlıkta mile veya yatağa özel profil vererek, çok dar kanalların yağ akışına karşı oluşturdukları dirençten faydalanılır. Temassız sızdırmazlık elemanları sürtünme, aşınma olmadığı için pratik olarak sonsuz ömre sahip olabilmektedirler. Ayrıca bu tip sızdırmazlık elemanları, çok yüksek çalışma hızlarına da çıkılmasına imkân sağlanmaktadır.

Temassız sızdırmazlık elemanlarının en çok dikkat çeken avantajları şöyledir:

- Çok düşük sürtünme
- Yüksek hızlarda çalışma kapasitesi
- Aşınma olmaması (sürtünme kaynaklı aşınma görülmez)
- Aşırı sınma olmaması
- Çok uzun kullanım ömrü
- Aşınma artıkları nedeniyle sızdırmazlık elemanında kir birikme durumunun gözlenmemesi

Bunların yanında temassız sızdırmazlık elemanları oldukça basit geometrilerde ve oldukça düşük maliyetle üretilmektedirler. Turbomakinalar gibi yüksek mühendislik ve teknoloji gereken uygulamalarda sık kullanılırlar.

Bu bölümde kısaca temassız sızdırmazlık elemanları çeşitlerinden bahsedilecektir. Temassız sızdırmazlık hakkında daha detaylı bilgi ilerleyen bölümlerde verilecektir. Özellikle projenin asıl konusu olan vidalı temassız sızdırmazlık elemanları ayrı bir başlık altında değerlendirilip, detaylı olarak incelenecektir. Temassız sızdırmazlığın kinematiğine ve çalışma prensibine bu bölümde fazla değinilmeyecektir.

3.1.2.1 Labirent sızdırmazlık elemanları

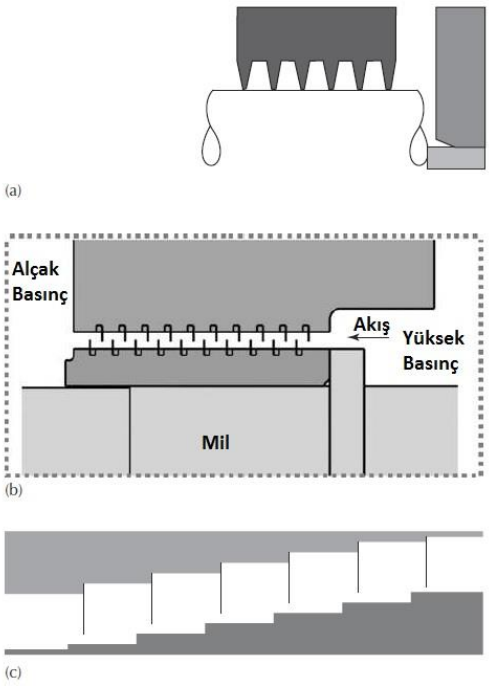
En yaygın kullanılan temassız sızdırmazlık elemanları labirent keçelerdir. Labirent sızdırmazlık elemanların yüksek hızlar için oldukça uygundur. Ayrıca sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirebilmesi için yüksek hızlara ihtiyaç duymaktadır.

Adından da anlaşılacağı üzere sızıntıya karşı dolambaçlı bir yol gösteren, bu karmaşık yapısı sayesinde sızan akışkanın çeperlere çarparak basıncının azalmasına neden olan sızdırmazlık elemanlarıdır. Labirent sızdırmazlık elemanları sistem çalıştığı durumlarda fonksiyonunu yerine getirmektedir, bu nedenle aktif sızdırmazlık elemanı olarak tanımlanabilir.

En genel haliyle iki farklı çalışma prensibi vardır:

- Radyal yüzlerin izafi olarak dönmesi sonucunda oluşan santrifüj etki sayesinde sızmakta olan sıvı yada partiküller havadan ayrılır.
- Sızmakta olan akışkanın kademeli olarak kısılması sonucunda basıncın düşmesi sağlanır

En yaygın kullanıldığı yerlerin başında turbomakinalarda sızdırmazlık için olduğunu daha önce belirtmiştik. Bunun yanında, sistemde kullanılan yatakları sıvıların olumsuz etkilerinden korumak için labirent sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Şekil 3.17'de labirent sızdırmazlık elemanı uygulamalarına örnekler gösterilmiştir.



Şekil 3.17: Labirent sızdırmazlık elemanları.

3.1.2.2 Petek profilli sızdırmazlık elemanları

Petek profilli sızdırmazlık elemanları labirent sızdırmazlık elemanlarına alternatif olarak geliştirilmiştir. Yapıları petek şeklinde olduğundan bu ismi taşımaktadırlar. Labirent sızdırmazlık elemanlarına göre en büyük avantajı, oluşturduğu girdap akımlarıdır. Bu akımlar sayesinde amortisör görevi görerek makine rotorunun stabilize edilmesi için kullanılır.

En çok kullanıldığı yerler gaz türbinleri, buhar türbinleri ve döner kompresörlerdir. Sızdırmazlık elemanının geometrisi, kullanım alanına göre değişim göstermektedir. Bununla birlikte sızdırmazlık elemanı malzemesi yine kullanıldığı yere bağlılık göstermektedir [23].

Özellikle gaz türbinlerinde çalışma sıcaklığına göre tasarım yapılması büyük önem taşımaktadır. Sızdırmazlık elemanının çalışma sıcaklıklarındaki aşınabilirliği dikkate alınmalıdır. Çünkü oluşacak aşınma sızdırmazlık elemanında bulunan radyal boşluğun değişimine, yani sızdırmazlık performansının etkilenmesine neden olacaktır. Şekil 3.18'de petek profilli sızdırmazlık elemanından bir kesit gösterilmektedir.

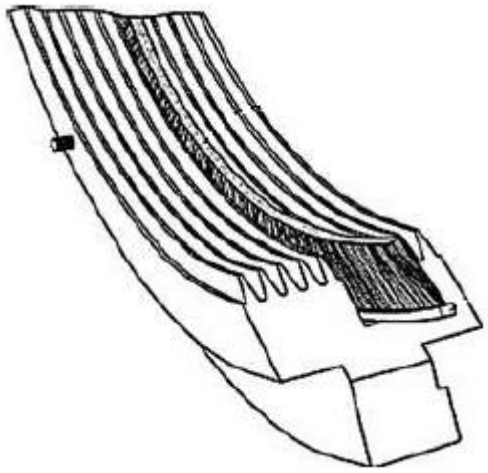


Şekil 3.18: Petek profilli sızdırmazlık elemanları.

3.1.2.3 Fırça tipi sızdırmazlık elemanları

Fırça tipi temassız sızdırmazlık elemanı, mil üzerinde bulunan bir dizi fırça profilinden oluşmaktadır. Burada kullanılan fırça profilleri ile göbek arasında çok küçük bir boşluk bırakılmaktadır, ancak kesinlikle temas söz konusu değildir. Fırça tipi temassız sızdırmazlık elemanları 25 yılı aşkın bir süredir gaz türbinlerinde kullanılmaktadır ancak bu konudaki araştırma-geliştirme çalışmaları halen devam etmektedir.

Fırça tipi sızdırmazlık elemanının labirent sızdırmazlık elemanına göre oldukça çok avantajı vardır. Bunların başında radyal olarak daha az yer kaplaması gelmektedir. Bunun yanında uygun radyal boşluk sağlanırsa aynı şartlar altında kullanılan labirent sızdırmazlık elemanına göre sızıntı miktarı yaklaşık %20 oranında azalmaktadır. Boyutları dikkate alındığında kullanıldığı makine sistemlerinde verimi arttırır ve ağırlığın azalmasını sağlar. Ayrıca fırça tipi sızdırmazlık elemanları, milin salgısından en az etkilenen temassız sızdırmazlık elemanlarının başında gelmektedir. Şekil 3.19'da fırça tipi sızdırmazlık elemanının kesit görünüşü gösterilmektedir.



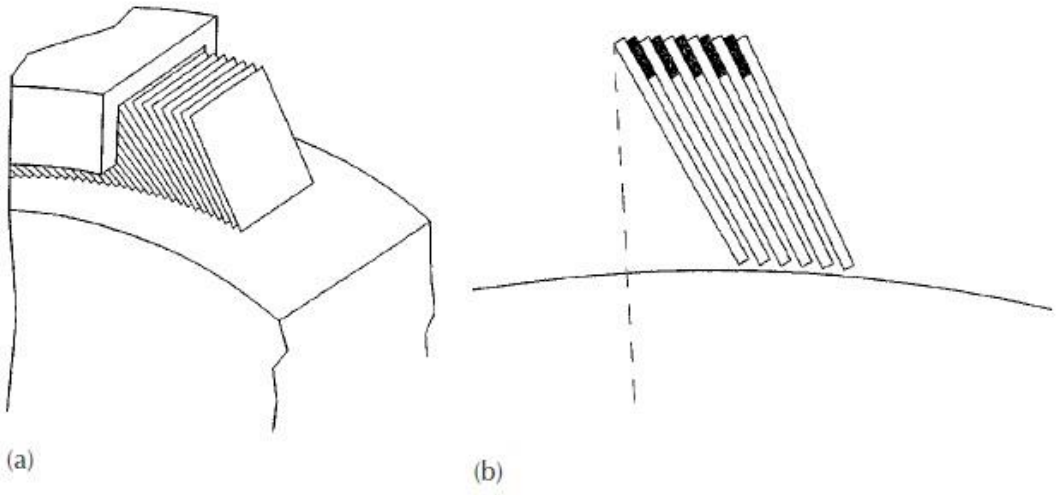
Şekil 3.19: Fırça tipi sızdırmazlık elemanı.

3.2.1.4 Lamelli sızdırmazlık elemanları

Aynı zamanda yaprak tipi sızdırmazlık elemanı olarak bilinirler. Fırça tipi sızdırmazlık elemanlarının daha gelişmiş hali olarak da tanımlanabilirler. Belli başlı avantajları şunlardır:

- Eksenel olarak daha rijittir, bu nedenle daha yüksek basınç düşümleri elde edilir
- Fırça tipi sızdırmazlık elemanlarında görülen kilitlenme sorunu yoktur
- Aerodinamik yağlama sağlayarak sürtünmeyi ve aşınmayı en aza indirir
- Gelişmiş saptırma yeteneği sayesinde mil salgıları kompanse edilebilir

Şekil 3.20'de lamelli tip sızdırmazlık elemanının bir kesiti gösterilmektedir. Burada yaprak formundaki birbiri arkasına gelen elemanların sızdırmazlık elemanı sistemini oluşturduğu görülmektedir.



Şekil 3.20: Yaprak (lamelli) sızdırmazlık elemanları.

4. VİDALI TİP SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI

Temassız sızdırmazlık elemanlarında, temaslıda olduğu gibi mil ve göbek birbiri ile temas halinde değildir, mile veya yatağa verilen özel çok dar kanalların yağ akışına karşı oluşturdukları dirençten faydalanılır. Vidalı sızdırmazlık elemanları için belki de en genel tanım bu olabilir.

Vidalı sızdırmazlık elemanında mil ve ya göbek üzerine belirli bir geometriye sahip vida profili açılır. Açılan bu profilden dolayı bu tip sızdırmazlık elemanlarına vidalı tip sızdırmazlık elemanı adı verilir.

Bu çalışmanın amacı, temassız sızdırmazlık elemanı grubuna giren vidalı tip sızdırmazlık elemanlarından istenen özelliklere uygun geometriler geliştirmektir. Bu amaçla geliştirilen geometrilerin performansları ve akış karakteristiği deneysel olarak incelenecektir. Belirli bir mil çapı ve çevre hızında belirli aralıklarla yerleştirilecek olan basınç sensörleri yardımıyla akışkanın sızdırmazlık yüzeyi boyunca basınç dağılımı elde edilecek ve optimum sızdırmazlık elemanı boyutları ve geometrisi belirlenecektir.

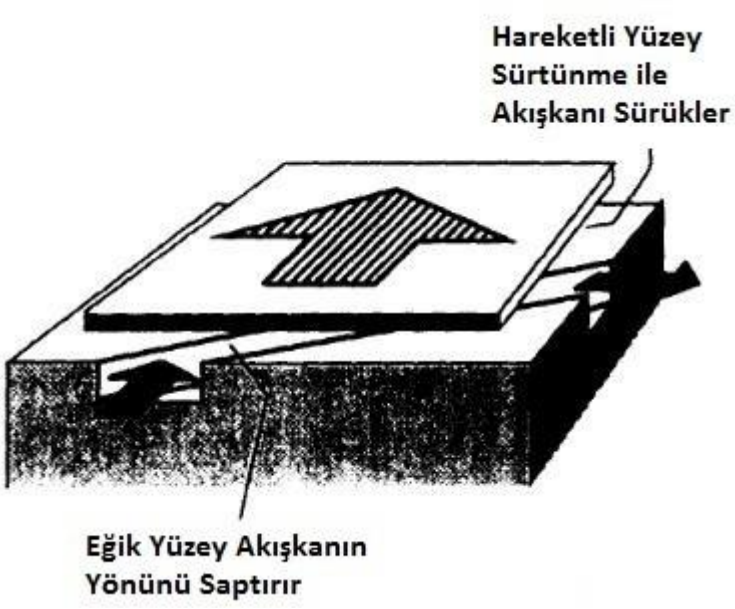
Bu bölümde vidalı tip sızdırmazlık elemanlarının çalışma prensibi ve teknik özelliklerinden detaylı olarak bahsedilecektir.

4.1 Temel Fonksiyon

Genelde sızdırmazlık uygulamalarında, sistem içerisinde sızdırmazlık uygulanan sınırlarda çok küçük boşluk bırakılarak sızıntının (sızan akışkanın) kısılması ile sızdırmazlık sağlanması prensibi kullanılır. Sızdırmazlık yöntemleri incelendiğinde fonksiyonel boşluk oluşturarak sızdırmazlık sağlamanın dışında, farklı prensiplerin de kullanıldığı görülmüştür. Bu prensiplerin başında da aktif sızdırmazlık prensibi gösterilebilir. Sistemde kullanılan sızdırmazlık elemanı geometrisi nedeniyle akışkanı sistem içine veya sistem dışına transfer edebilir (konveksiyon). Böylece sızan akışkanın kendiliğinden geri dönmesi sağlanabilir. Birbirine temas etmeyen iki

yüzeyin neden olduğu dinamik akış basıncı, sızan akışkanın geriye doğru akmasını sağlar.

Bu sistem daha detaylı anlatılacak olursa, dar bir boşlukta sürüklenen akışkan, ilk hareketi ile aynı yönde kıvrılan bir yüzey (bariyer) ile karşılaşır. İşte bu yüzeye sürüklenme yüzeyi adı verilir. Şekil 4.1'de sürüklenme yüzeyi ayrıntılı olarak gösterilmiştir [24]. Aslında bu bariyer, vida boşluğunun yüksekliği ile oluşan kademeli bir engel olarak tanımlanabilir. Akışkan vida boşluğu yönünde ilerler. Bu boşluk yönleri ile akışkan ilk geldiği yöne doğru yönlendirilir.



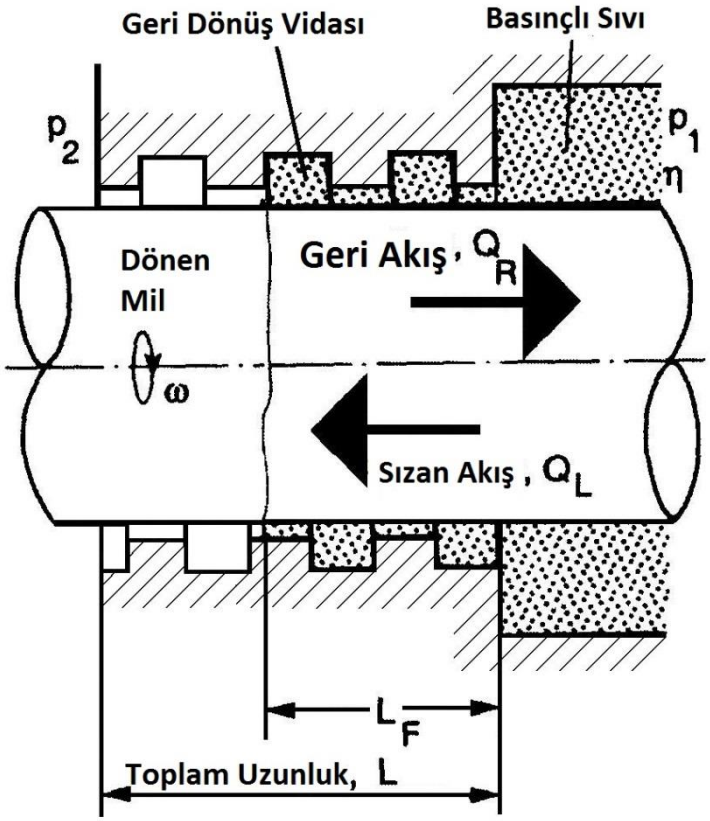
Şekil 4.1: Eğimli bariyer ile sürüklenen akışkanın yönünün saptırılması.

Bu sisteme göre, yüksek basınçlı bölgeden düşük basınçlı bölgeye doğru olan akışın kendiliğinden geri dönme prensibi, vidalı sızdırmazlık prensibi ile açıklanabilir. Bu sızdırmazlık yönteminde, dişlerin olduğu kısım, eğik bir bariyer (engel yüzey) oluşturur ve dönen milin etkisiyle akışın kesilmesini sağlar.

Sızdırmazlık uygulanacak olan sıvıdaki basınç, bulunduğu ortamdan daha düşük basınçlı ortama doğru (örneğin atmosfer basıncına doğru) sıvının akmasına neden olurken, vidalı mil uygun yönde döndürüldüğü takdirde bu basınçlı sıvı, yüksek basınçlı ortama geri döner.

Bu yöntemde gerçekleştirilen temassız sızdırmazlığı sağlamak için QL sızma debisi (leak flow rate) ile QR geri dönüş debisi (return flow rate) birbiri ile uyumlu olmalıdır. Bunun yanında, vidalı milde, sızdırmazlık boşluğu için kullanılan Reynolds Sayısı, sadece laminer akış için geçerlidir. Pratikte, viskoz akışkanlar için,

vida derinliği ve göbek ile mil arasında kalan boşluk, milimetrenin onda biri olması halinde, akış laminer olur. Şekil 4.2'de vidalı tip sızdırmazlık elemanlarının prensip şemasını göstermektedir. Burada L_F ıslak uzunluk olarak tanımlanmaktadır. Sızdırmazlık elemanının akışkan tarafından ıslatılan bölümüdür.



Şekil 4.2: Vidalı sızdırmazlık prensip şeması

Helisel vidalar, geri dönüş debisi QR'yi oluşturuyor. Sızan akış debisi QL ise basınç farkından dolayı oluşuyor. (Atmosfer ile sıvının bulunduğu ortam arasındaki ΔP basınç farkı). Eğer vidalı milin pompa kapasitesi, sızan akışı yenerse, mil ile göbek arasında sıvı + hava karışımı bir yapı oluşur. Vidalı sızdırmazlık elemanında, L_F uzunluğu, eksenel yönde sıvı nüfuziyetini gösterir.

Özetleyecek olursak vidalı sızdırmazlık bir temassız, dinamik sızdırmazlık yöntemidir ve hareket eden yüzeyin oluşturduğu dinamik akış basıncı ile sızan akışkan geriye doğru sürüklenir. Sızdırmazlık uygulanacak olan bölgede akışkan, bulunduğu ortamdan daha düşük basınçlı ortama doğru hareket ederken, vidalı milin uygun yönde dönmesi ile bu akışkan yüksek basınçlı bölgeye geri basılır. Bu durumda yüksek basınç bölgesine yakın bir yerde geçiş bölgesi adı verilen,

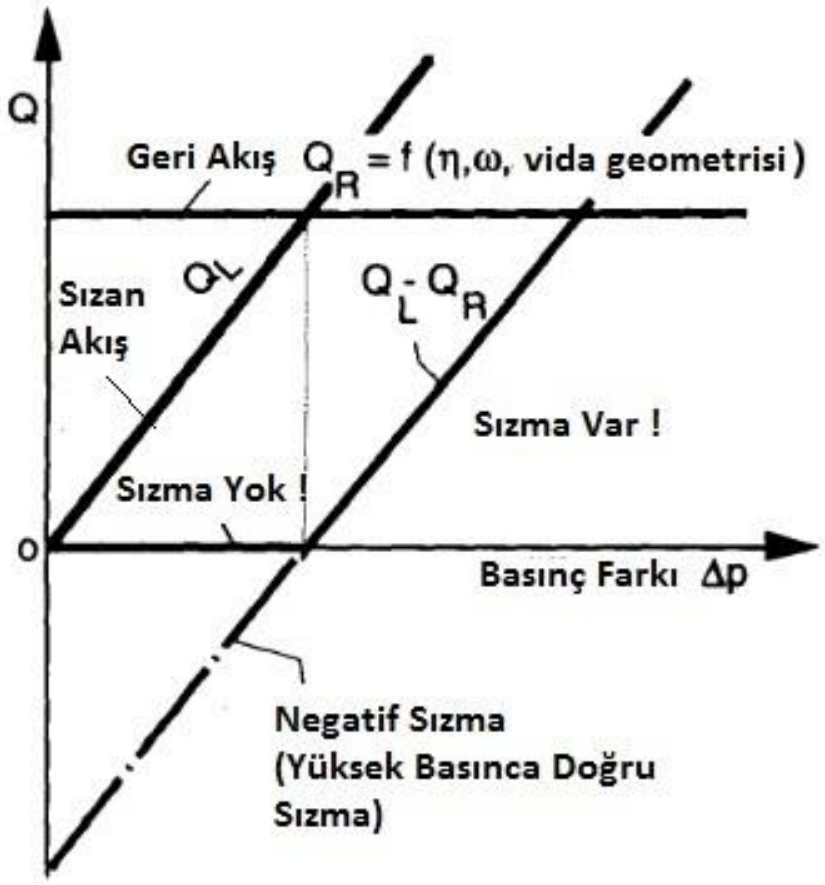
akışkanlar arası bir film meydana gelir. Oluşan bu filmin vidalı sızdırmazlık elemanı sınırları içerisinde olmasına dikkat edilir.

Vidalı sızdırmazlık elemanlarının avantajlarından bazıları sistemde aşınma olmaması, sürtünme kaynaklı ısınma olmaması, ekstra yağlamaya ihtiyaç duyulmaması, neredeyse sınırsız ömür, kolay montaj, minimum montaj alanı.

Bunun yanında vidalı sızdırmazlık elemanının bazı dezavantajları vardır. Bunlardan belki de en önemlisi sadece mil döndüğünde sızdırmazlık sağlanmasıdır. Ayrıca sızdırmazlık sağlamak için çok küçük boşluk gerekmektedir. Sistemdeki akışkanın fiziksel özellikleri sızdırmazlığa doğrudan etki etmektedir.

4.2 Karakteristik Eğri Kavramı

Sızan akış debisi (QL), basınç farkı ΔP arttıkça, lineer olarak artar. Eğer vidalı sızdırmazlık elemanı genişliği (L), akışı geri döndürmeye yetecek kadar uzunlukta değilse, harici bir sızma oluşur. Ancak bu durumda bile, sızma katsayısı vida açılmamış düz bir burçtan daha düşük olacaktır.



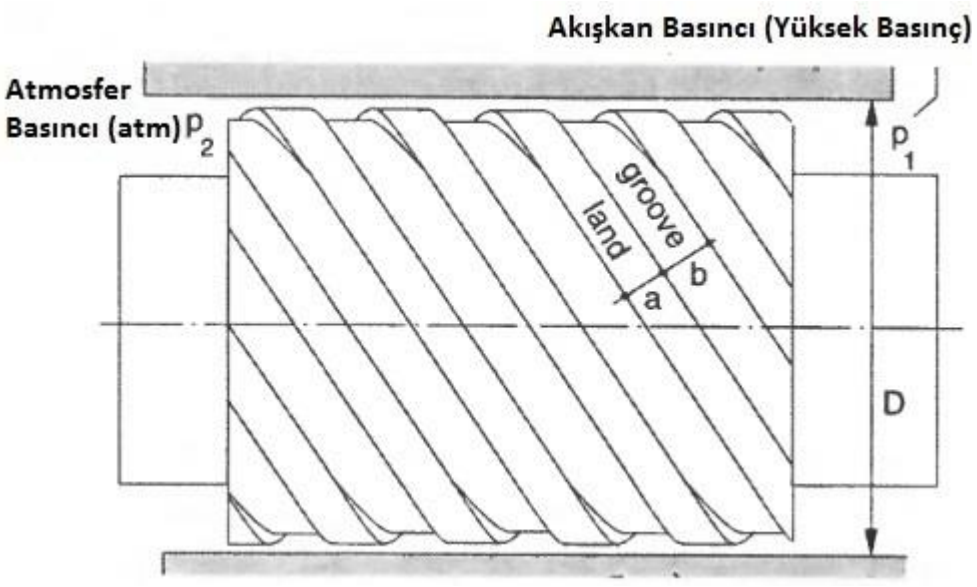
Şekil 4.3: Vidalı sızdırmazlık karakteristik eğrisi.

Geri dönüş debisi (QR); sıvının viskozitesine (η), Milin açısal hızına (ω) ve vida geometrisine bağlıdır. Şekil 4.3'te vidalı sızdırmazlık elemanlarındaki sızan akış-geri akış karakteristik eğrisi görülmektedir.

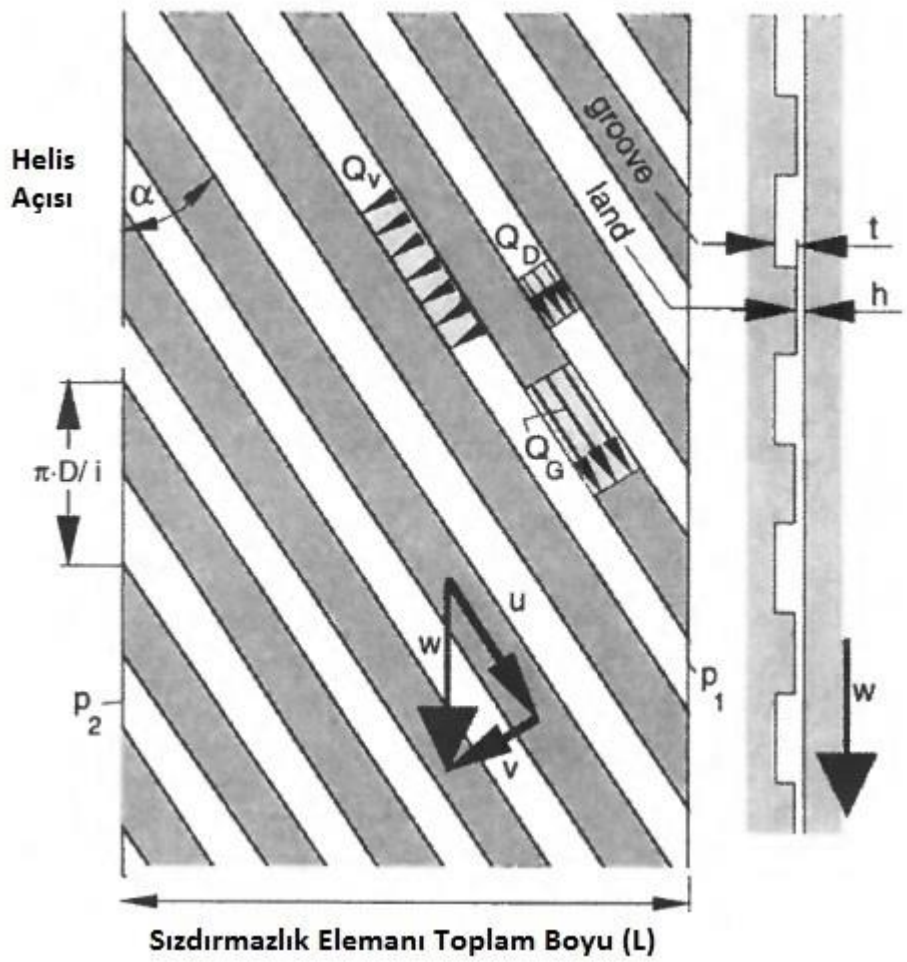
Eğer dış ortamda gaz varsa ve vidalı milin pompalama basıncı yeterli ise, hava ile sıvının karıştığı ara yüzeyin pozisyonu ayarlanabilir. Ancak dış yüzeyde sıvı varsa ve bu sıvının basıncı, sızdırmazlık uygulanan iç ortamdan fazla ise (P2>P1) negatif sızma görülür. Dış ortamda bulunan sıvı, sızdırmazlık uygulanan iç ortama geçer. Bu olay, istenmeyen bir durumdur. Bunlara ek olarak şunu belirtmek gerekir. Vidalı sızdırmazlık elemanları ile her türlü akışkan (su, yağ, sıvı metal ve hatta gazlar) sızması önlenebilir. Eğer optimum bir vida yapısı belirlenir ve viskozite ile yüzey hızı çarpımı kararlı bir hal alırsa, temassız sızdırmazlık sağlanır. Viskozitesi düşük akışkanlar için (özellikle gazlar için), çok yüksek dönme hızları ve mil ile göbek arasında çok küçük boşluklar gerekmektedir.

4.3 Sızıntısız Kullanım Limiti

Prensipte, sızıntısız kullanım limiti, vida içinde oluşan sürüklemeli akımın eksenel bileşenleri hesaplanarak yapılır. Bu sürüklemeli akımda geri akış, milin dönmesi ve vida geometrisi ile sağlanırken, sızan akış ile basınç farkı nedeniyle oluşmaktadır. Şekil 4.4'te vidalı sızdırmazlık elemanı geometrisi gösterilmektedir. Şekil 4.5'te ise vidalı sızdırmazlık elemanındaki akış bileşenleri gösterilmektedir.



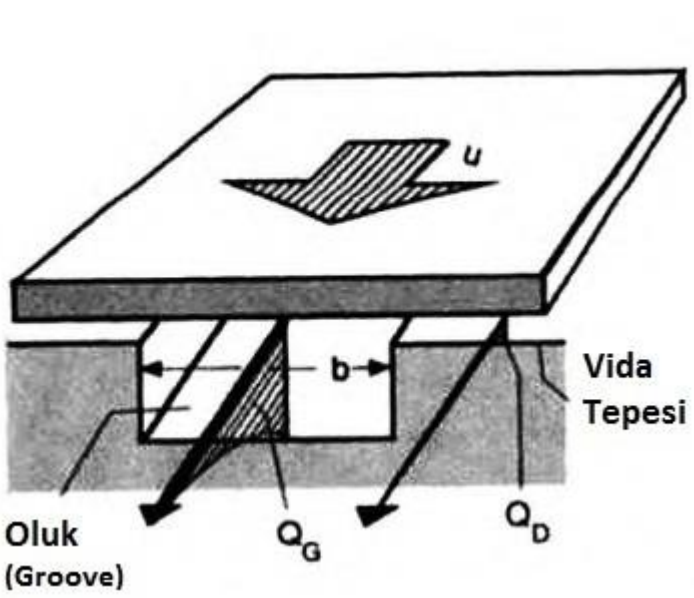
Şekil 4.4: Vidalı sızdırmazlık elemanı geometrisi.



Şekil 4.5: Vidalı sızdırmazlık elemanlarında akış bileşenleri.

Şekil 4.4'te göbeğin içi düzlemsel olarak gösterilmiştir. Göbeğin iç çapının W teğetsel hızı ile döndüğü kabul edilmiştir. Burada α: helis açısı, t: vida kanalı derinliği, h: vida tepesi ile göbek iç çapı arasındaki fark olarak kabul edilmektedir. Burada hızın U ve V olmak üzere iki farklı bileşeni vardır. U bileşeni vida kanallarının yan yüzeyine paralel olan hız bileşenidir.

U bileşeni akışkanı vida boşluğu içine sürüklemektedir. Bunun yanında ΔP=P1-P2 basınç farkı da, bu akışın karşı yönünde bir akış oluşturur (sızma akışı). Şekil 4.6'da kayma sonucunda (göbek ile mil arasındaki hareket) ve basınç nedeniyle oluşan hız bileşenleri açık bir şekilde gösterilmektedir. Bu şekle bakıldığında, geri dönüş için QG akışı oldukça uygundur. Ancak t vida boşluğu derinliği çok fazla olursa, üstteki şekilden de anlaşılacağı gibi geri dönüş akışı azalırken, sızıntı akış söz konusu olacaktır.



Şekil 4.6: Helis yönündeki akış bileşenleri.

Göbek ile akışkanın sürtünmesi sonucunda oluğun üst kısmında geri dönüş akışı meydana gelmektedir. Ancak oluğun derinlerine indikçe bu sürtünme etkisi kaybolmakta ve geriye dönüş akışı azalma görülmektedir. Bu durumda sızıntı akış, geri dönüş akışını yenebilir. Bu nedenle oluk derinliği çok olmamalıdır. Bunun tam tersi olarak oluk genişliği (b) büyük olmalıdır. Böylece göbeğin içi ile akışkanın temas alanı artar, sürtünme artar ve geri dönüş akışı fazlalaşmış olur.

Ayrıca, hızın diğer bileşeni V, oluk içinde akan akışkanı, bir yandaki vida oluğu içine sürüklemeye, yani sızdırmaya çalışır. Bu nedenle bu hız bileşeninin sızdırmazlık için bir faydası yoktur. Tam aksine negatif etki yapmaktadır. Temas olmadan sızdırmazlık sağlamak için (sızıntı olmaması için) eksenel yöndeki akışların toplamının sıfır olması gerekmektedir.

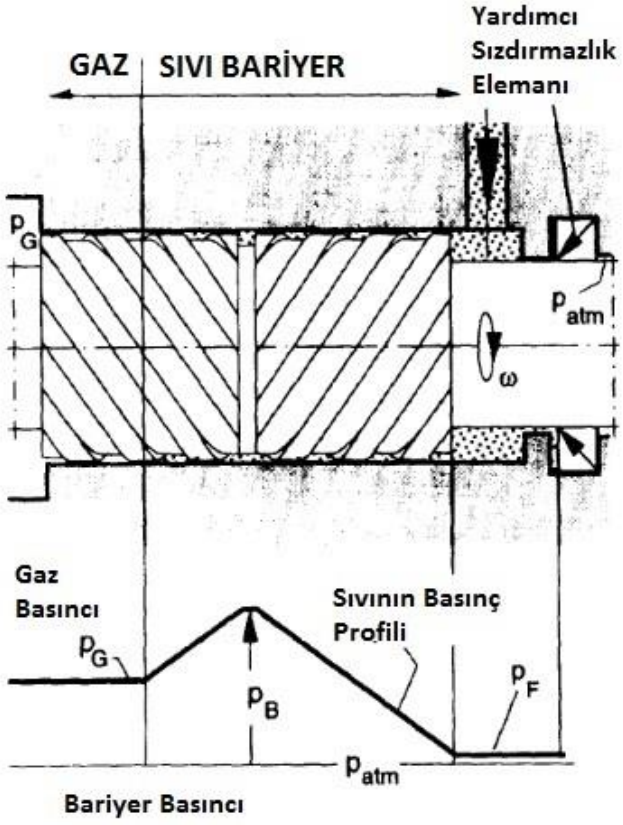
Temassız vidalı sızdırmazlık elemanları oldukça güvenilirlerdir, bu nedenle uzay mekiği dâhil, havacılık sektöründe kullanılırlar. Yoğunluğu yüksek sıvılarda, yüksek mil hızında akış türbülanslı karakter gösterir. Türbülanslı akış koşullarında sızıntı olasılığı, laminer duruma göre daha yüksektir (daha kararsız bir durum söz konusudur).

Yüksek hızlı çalışan temassız vidalı sızdırmazlık elemanlarının en temel problemi, hava/yağ geçiş düzleminde degassing olayıdır [24]. Bu durumda, yağ tabakası bozulur ve yağ içine hava geçişi olur. İçeri sızan hava, yağ içinde hava

kabarcıklarının oluşmasına neden olur. Bu oluşan hava kabarcıkları nedeniyle köpüklenme meydana gelir. Oluşan bu köpük tabakası düşük viskoziteli bir sıvı gibi davranır ve vida oluğu içinde yukarı doğru (iç çap sınırına doğru) yükselmeye başlar. Burada iç yüzey ile sıvı arasındaki sürtünmeyi engelleyen köpük yapı, geri dönüş akışını azaltır. Bu durumda sızıntı akışı baskın geleceğinden, sızdırmazlık tehlikeye girer. Bu durumu önlemek için, hava/yağ sınır tabakasının olduğu vidaya harici bir basınç kaynağı bağlanmalıdır. Ancak bunun için ek bir tutucu sızdırmazlık elemanı gerekir.

4.4 Gaz Sızdırmazlığı

Gazların viskozitesinin düşük olması, vidalı sızdırmazlık elemanlarının gazlar üzerindeki sızdırmazlık performansını olumsuz yönde etkiliyor. Yapılan araştırmalar sonucunda bir takım fikirler ortaya atılıyor. İki gaz ortamı arasında sıvı bariyer kullanılması bu fikirlerin arasında yer alıyor. İki gaz ortamı arasında kullanılan sıvı ile çok yüksek basınçlı gazlarda bile sızdırmazlık sağlanıyor. Şekil 4.7'de gaz sızdırmazlığı için sıvı kullanımı ve sızdırmazlık sistemindeki basınç dağılımının şematik gösterimi var.



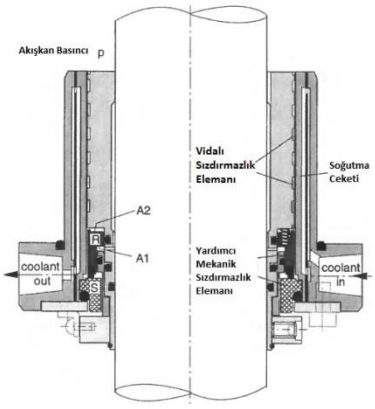
Şekil 4.7: Vidalı sızdırmazlık elemanlarında sıvı bariyer kullanımı

Burada birbirinin tam tersi yönde vida profilleri kullanılıyor. Böylece sızdırmazlık elemanının ortasında maksimum basınç bölgesi oluşturuluyor. Bu maksimum basınç bölgesi aynı zamanda geçiş bölgesi görevi üstleniyor. Geçiş bölgesinde maksimum basınç elde edilerek, yüksek basınçlı gazın düşün basınçlı bölgeye geçmesinin önüne geçiliyor. Bu yöntem ile sıvı bariyer kullanılmadan da sızdırmazlık sağlanıyor. Bu yöntem aynı zamanda bu proje kapsamında uygulanan yöntemi temsil etmektedir.

Sızdırmazlık için arada kullanılan sıvı, gaz ile uyumlu olmalıdır. Sıvının olduğu kısımda seçilen vida yönü ile sıvı burada hapsedilir. Burada sıvı PB bariyer basıncını oluşturur. Gaz basıncı PG arttığı zaman, hava/sıvı sınır bölgesi, vidalı mil üzerinde yer değiştirerek gerekli sızdırmazlığı sağlar. Burada vidalı sızdırmazlık elemanı tasarımında dikkat edilecek en önemli husus, bariyer basıncının, maksimumum gaz basıncından büyük olması gerekliliğidir. Düşük gaz basıncının olduğu tarafta (atmosfer basıncı tarafı), sıvı PF basıncı ile vidalı sızdırmazlık elemanına basılır. Bu durumda yardımcı sızdırmazlık elemanı kullanılmalıdır.

4.5 Yardımcı Sızdırmazlık Elemanı

Vidalı tip sızdırmazlık elemanlarının kullanıldığı sistemlerde mil hızı belli bir seviyenin altına düştüğü zaman, vidalı sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık performansı azalmaktadır. Milin çalışmadığı durumlarda ise vidalı sızdırmazlık elemanları görevini yerine getirememektedir. Bu durumda da sızdırmazlık fonksiyonun yerine getirilmesi için temaslı sızdırmazlık yöntemi kullanılmaktadır. Yardımcı sızdırmazlık adı verilen bu sistem, milin çalışmadığı durumlarda devreye girerek sızdırmazlığın sürekli olarak devam ettirilmesini sağlıyor. Şekil 4.8'de yardımcı sızdırmazlık elemanının yapısı ayrıntılı olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.8: Yardımcı sızdırmazlık elemanı.

Temassız sızdırmazlığın en büyük özelliği aşınmanın sıfır olmasıdır. Bulunan uygun bir yöntem ile bu avantaj korunmaktadır. Milin çalışmadığı durumlarda temaslı sızdırmazlık yapılırken, vidalı sızdırmazlık elemanının çalışabileceği hızlara çıkıldığında, bu yardımcı sızdırmazlık elemanının teması ortadan kaldırılıyor. Bu yardımcı sızdırmazlık elemanının kaldırılması, santrifüj (merkezkaç) kuvvetler ile kendiliğinden oluyor.

5. DENEY TESİSATI VE DENEYLERİN YAPILIŞI

5.1. Deney Tesisatının Kurulması

Yapılan literatür araştırmasında vidalı tip sızdırmazlık elemanlarının performans karakteristiğini ölçebilmek için örnek bir deney düzeneği sistemine rastlanmamıştır. Bunun yanında, birebir aynı olmamakla beraber benzer sistemler için kurulan deney düzenekleri, tasarlanan düzenek için esin kaynağı olmuştur.

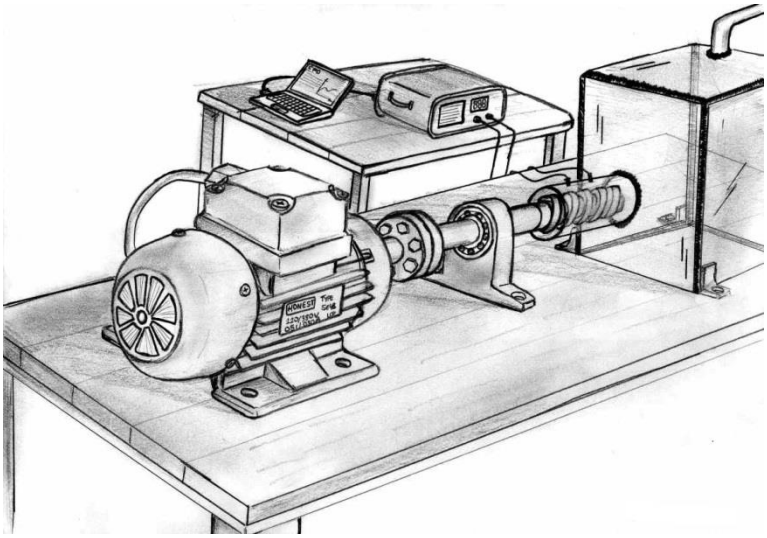
Deney düzeneğinin tasarlanması adımlarına başlamadan önce, Gerhard Pahl ve Wolfgang Beitz [33] tarafından ortaya atılan sistematik konstrüksiyon prensipleri uygulanmıştır. Bu kapsamda, deney düzeneğinden nelerin beklendiğini, tasarımın hangi kısıtlamaları içerdiğini belirten istekler listesi hazırlanmıştır. Buna göre istekler listesi aşağıdaki gibi oluşmuştur.

Çizelge 5.1: İstekler listesi

	İSTEKLER
1	Sistem yüksek hızlarda çalışabilmeli
2	Eş-eksenlilik toleransı çok dar olmalı
3	Farklı geometrideki vidalı millerin test edilmesine olanak sağlamalı
4	Göbek şeffaf malzemeden yapılmalı
5	Deney düzeneği düz bir yüzey üzerine kurulmalı
6	Sızdırmazlık sağlanacak göbek boyunca basınç dağılımı ölçülebilmeli
7	Yüksek basınçlı gazın bulunduğu tank 4 bar basınca kadar dayanıklı olmalı
8	Şeffaf göbek, farklı profilleri test etmeye olanak tanımalıdır
9	Tank içindeki gaz basıncı, basınçölçer ile sürekli kontrol edilebilmeli (A)
10	Sistemde oluşacak titreşim minimuma indirilmelidir
11	Sistemin toplam maliyeti 20000 TL'den az olmalıdır
12	Sistem farklı devir sayılarında test yapımına uygun olmalıdır
	(A) Alternatif istekler

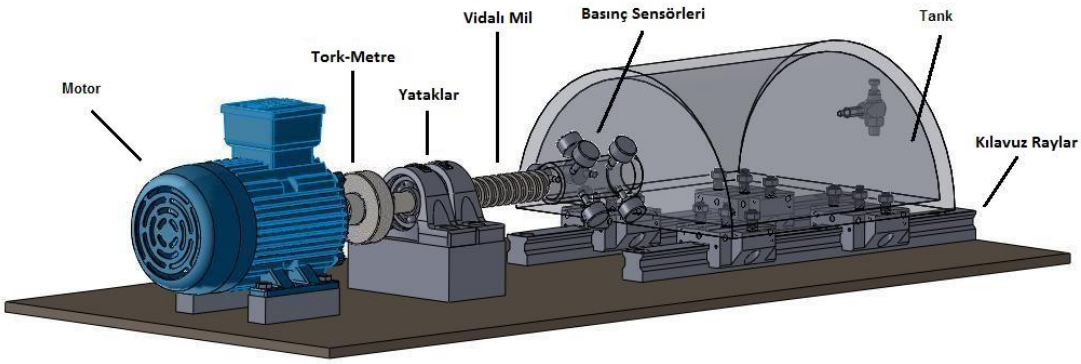
İstekler listesinde belirtilen özellikleri yerine getirecek birkaç model üzerinde durulmuştur. Bu modellerin kendi arasındaki avantaj ve dezavantajları belirlenmiş ve yine Gerhard Pahl ve Wolfgang Beitz tarafından ortaya koyulan sistematik konstürksiyon yöntemleri kullanılarak eleme yapılmıştır. Kurulacak sistem için

uygun olduğu düşünülen modelin kaba hatları ilk olarak el çizimi ile ortaya çıkarılmıştır (Şekil 5.1).



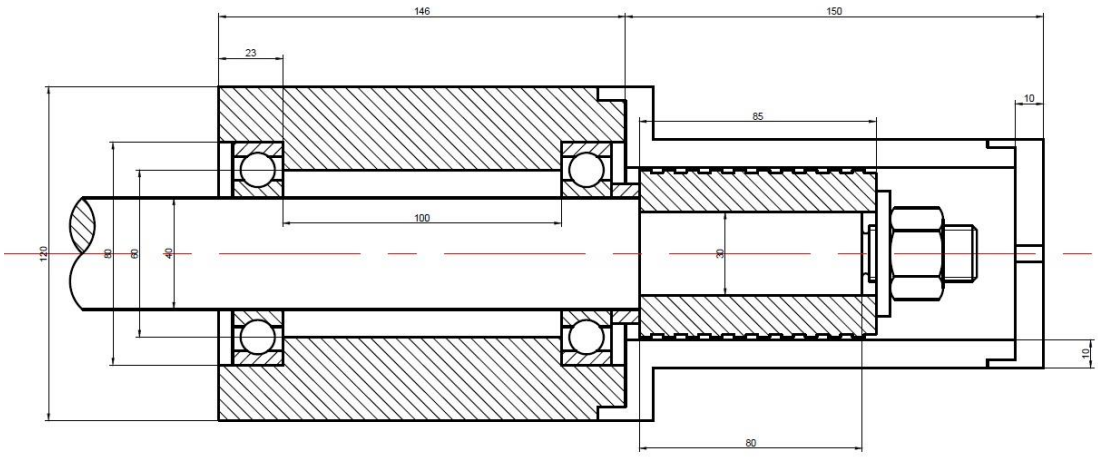
Şekil 5.1: Deney tesisatının ana hatları (el çizimi)

Hazırlanan el çiziminin ardından, deney tesisatının boyutlarının belirlenmesi aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada 3D modelleme programları kullanılarak, deney tesisatının genel yapısı ortaya koyulmuştur (Şekil 5.2).



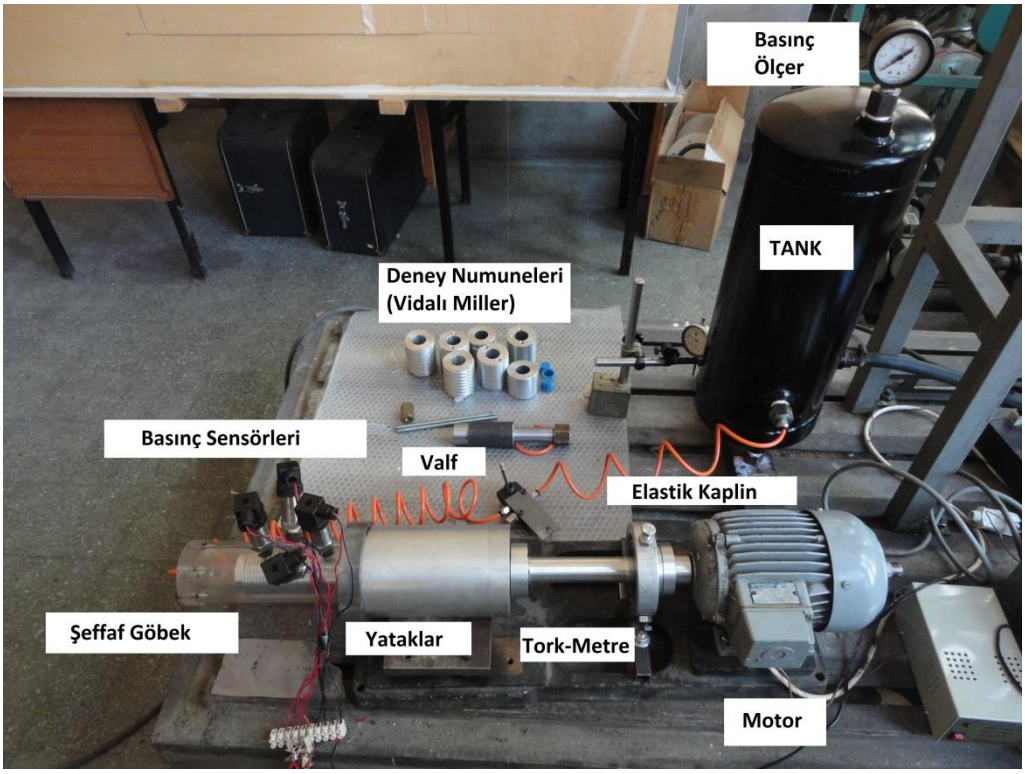
Şekil 5.2: Deney tesisatının 3D modeli

Kılavuz raylı sistemin kullanılması, eksenel tolerans hassasiyetini olumsuz etkilediğinden alternatif tasarımlar üzerinde durularak raylı sistemin düzenekten kaldırılması çalışmaları yapılmıştır. Yapılan yeni tasarımda, basınçlı tankın sistemden harici bir noktada durmasına karar kılınırken, şeffaf göbek yatakların yer aldığı housing bölümüne cıvatalar yardımıyla sabitlenmiş, bu durumda, sistemin tasarımı yeniden değişmiş ve en son halini almıştır (Şekil 5.3).



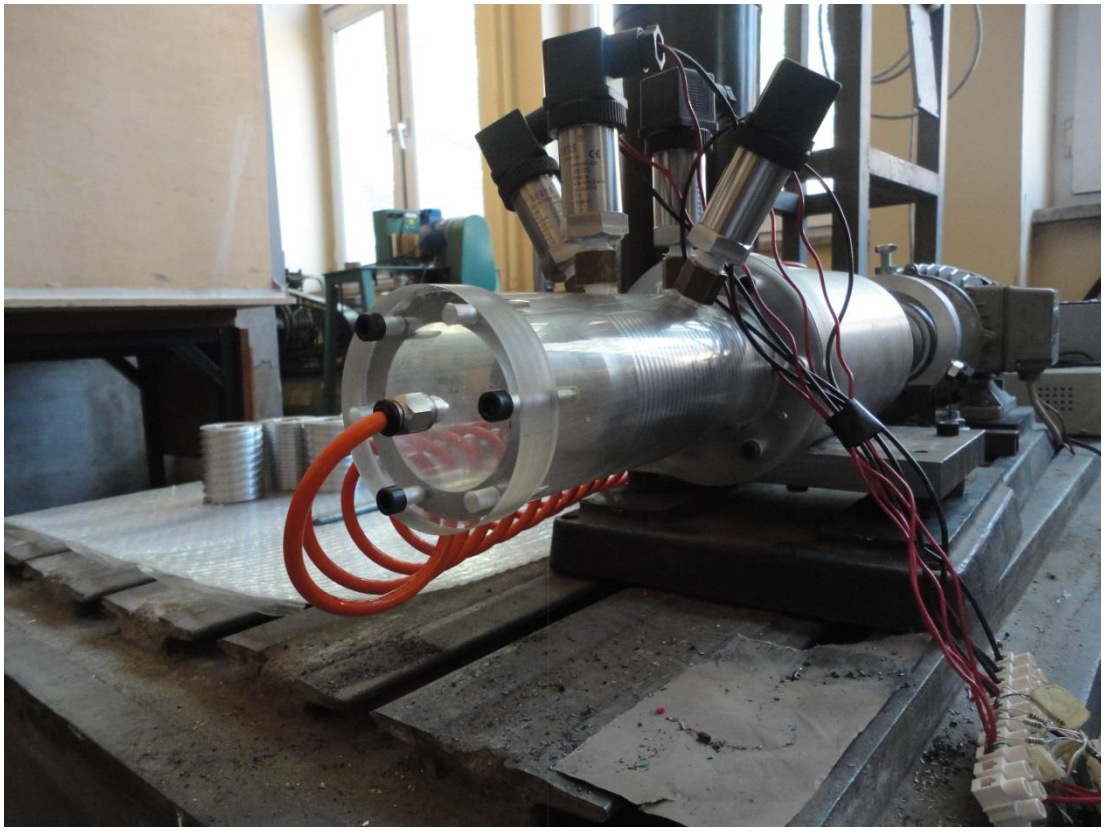
Şekil 5.3: Deney tesisatının son hali ve boyutları

Şekilde görülen milin tahriki 1,2 kW'lık güç üreten, devir sayısı 0…2600 d/dk arasında kademesiz olarak ayarlanabilen AC motorla gerçekleştirilmiştir. Motorun devir sayısı kontrol paneli aracılığıyla ayarlanabilmekte ve gözlenebilmektedir. Motor titreşimlerinin tesisatın geri kalanına aktarılmaması için motor kauçuk ayaklar üzerine oturtulmuştur. Motor mili ile test edilen vidalı mil arasında da titreşimleri sönümleyen bir elastik kavrama bulunmaktadır. Ayrıca milin dengesiz radyal hareketinin doğurabileceği titreşimlerinin giderilmesi için eğik bilyalı ön gerilmeli rulmanlar kullanılmıştır.



Şekil 5.4: Deney düzeneğinin genel yapısı

Deney tesisatında motordaki hareketin sızdırmazlık bölgesine aktarılmasında kullanılan milin çapı 30 mm'dir. Kullanılan mil krom kaplı indüksiyonlu taşlanmış olup Ck 55 malzemeden imal edilmiştir. Milin yüzey sertliği HRC 62 (+/-2)'dir. Mil toleransı yataklarla uyumu gereği h7 olarak seçilmiştir. Vidalı millerin takıldığı bölüm 20 mm çapa düşürülmüştür. Sistemde SKF marka 6206-2Z serisi bilyalı rulmanlar kullanılmıştır. Ayrıca sistemde NTN marka 7206 serisi eğik bilyalı rulmanlar kullanılmıştır. Kullanılan rulmanlara gerekli ön gerilmeler verilerek sistemin eksenel toleransı arttırılmış, bunun yanında milin dengesiz radyal hareketinin doğurabileceği titreşimlerinin giderilmesi amaçlanmıştır. Sistemde yatakların bulunduğu ve aynı zamanda şeffaf göbeğin bağlandığı bölüm, işlenebilirlik kolaylığı bakımından 5000 serisi sert alüminyumdan yapılmıştır. Bu bölümün dış çapı, şeffaf göbeğin cıvatalar yardımıyla kolaylıkla bağlanabilmesi için 120 mm olarak tasarlanmıştır. Aynı zamanda bu bölüm, doğrudan tablaya bağlanmaktadır. Şeffaf göbek akrilik malzemeden yapılmıştır. Burada 80 mm dış çap ve 60 mm iç çap ölçülerine sahip pleksiglass boru kullanılmıştır. Basınç ölçümü için üzerine belirli aralıklarla delikler açılmıştır.



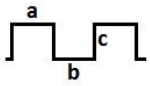
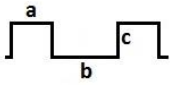
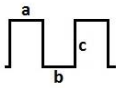
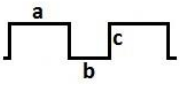
Şekil 5.5: Pleksiglass şeffaf gövde ve basınç sensörleri

Şeffaf göbeğin ön kısmı, vidalı millerin değiştirilmesine olanak tanıyacak şekilde tasarlanmıştır. Cıvatalar ile göbeğe tutturulan ön kapak çıkarılıp, deney numuneleri sökülebilmektedir. Ayrıca kapağın tam ortasından açılan delik ile sisteme basınçlı hava gönderilmektedir. Deney tesisatında bulunan basınçlı hava tankı 7 bar basınca kadar dayanabilmektedir. Laboratuvar bünyesinde bulunan pistonlu kompresöre bağlı olan tank üzerinde anlık basıncı okumaya yarayan basınçölçer yer almaktadır. Sisteme gelen basınçlı hava, tankın çıkışındaki 2 yollu valf ile sağlanmaktadır.

Deney düzeneğinde kullanılan vidalı numuneler de 5000 serisi alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Bu nedenle hem işlemesi daha kolaylaşmış, hem de hafifleşmiştir. Deney düzeneğinde basınçlı gaz sızdırmazlığı testi yapılacağı için deney numunesi üzerinde iki farklı yönde vida açmak gerekmektedir. Bu durumda numuneler iki parça olarak hazırlanıp, her parçada tek yönlü vida bulunmaktadır. Bu durum vidalı millerin göbek içine montajını kolaylaştırmakta ayrıca istenilen vida profilinin daha kolay elde edilmesine olanak tanımaktadır.

Yapılan deney için 4 farklı numune hazırlanmıştır. Birinci numune 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahiptir. Tek ağızlı olarak imal edilen bu numune bir tanesi sağ helis vida profiline, diğeri ise sol helis vida profiline sahip iki elemandan meydana gelmektedir. Numunenin dış çapı (D1) 58,65 mm, göbek ile vidalı mil arasındaki radyal boşluk (h) 40 μm mertebesindedir. İkinci numune ise 2 mm vida tepesi genişliğine, 4 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahiptir. Tek ağızlı olan bu numunenin dış çapı 58,60 mm, göbek ile vidalı mil arasındaki radyal boşluk 65 μm'dir. Üçüncü numune 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 4 mm vida derinliğine sahiptir. Tek ağızlı olan bu numunenin dış çapı 58,62 mm, göbek ile vidalı mil arasındaki radyal boşluk 55 μm'dir. Dördüncü ve son numune, diğer numunelerden farklı olarak 3 ağızlı olarak işlenmiştir. Bu numune 4 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahiptir. Numunenin dış çapı 58,65 mm, göbek ile vidalı mil arasındaki radyal boşluk 40 μm'dir. Çizelge 5.2'de, hazırlanan deney numunelerinin boyutları, özellikleri ve vida profilleri ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Vidalı millerin göbek içinden kolay sökülüp takılması için, eksen yönündeki alın yüzeylerine delik delinmiş ve bu deliklere diş açılmıştır. Böylece, saplama kullanılarak vidalı mil göbek dışına doğru ekseni boyunca çekilerek çıkarılmaktadır.

Çizelge 5.2: Deney numunelerinin genel özellikleri

Numune No	Vida Profili	Vida Ağız Sayısı	Numune Dış Çapı (D1) (mm)	Radyal Boşluk (h) (µm)	a (mm)	b (mm)	c (mm)
1		Tek	58,65	40	2	2	2
2		Tek	58,6	65	2	4	2
3		Tek	58,62	55	2	2	4
4		Üç	58,65	40	4	2	2



Şekil 5.6: Deney Numuneleri

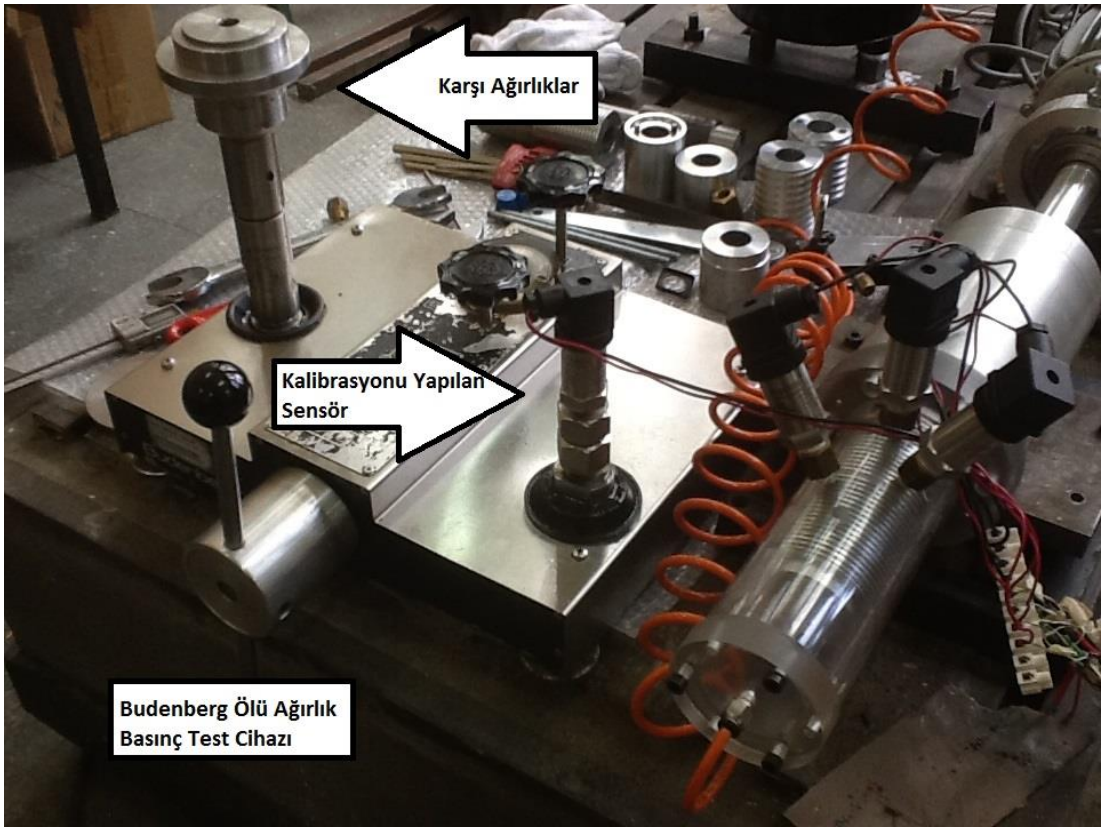
Yapılan deneyde göbek içindeki basınç dağılımı elde edilecektir. Bu nedenle göbek üzerine belirli mesafeler ile basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Özellikle ortadaki basınç sensörleri, radyal yöndeki basıncı da ölçebilmesi için şaşırtmalı olarak göbeğe bağlanmıştır. Deney düzeneğinde 4 adet Mesens marka basınç sensörü kullanılmıştır. Bu basınç sensörlerinin ölçüm aralığı 0…6 bar ve 0…2200 bar'a kadardır. Negatif basınçları da ölçebilmektedir. Sensörlerin sinyal çıkışı 4…20 mA, 0…10 V, 1…5 V'tur. Hassasiyeti %0,25'tir. Akışkan sıcaklığı -40 °C…+120 °C arasında ölçüm yapabilmektedir. Kuru hava ölçümü için uygundur. Sensörden alınan veriler SoMaT eDAQ markalı data logger ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Kullanılan data

logger 4 kanallıdır ve her biri farklı basınç sensörüne bağlanmıştır. Böylece deney sırasında aynı anda 4 farklı sensörden veriler okunabilmektedir.

5.2. Sensörlerin Kalibrasyonu

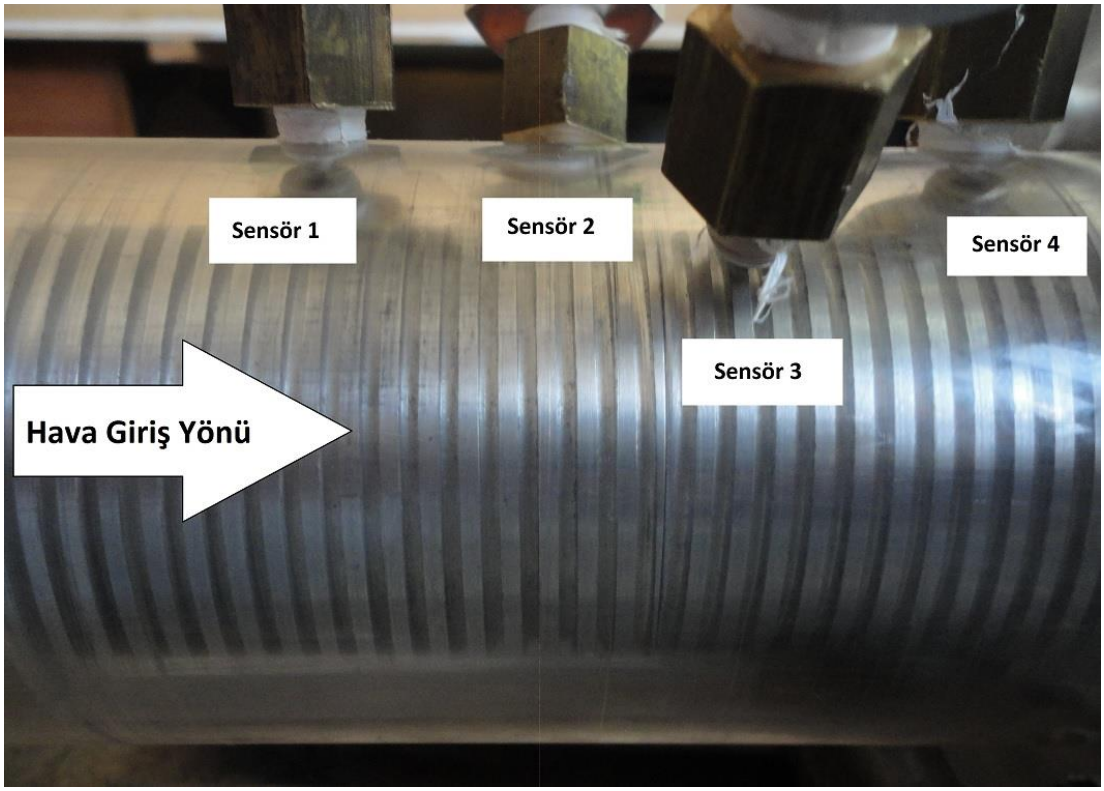
Deney düzeneğinde, göbek içindeki basınç dağılımı basınç sensörleri vasıtasıyla elde edilmektedir. Meydana gelen basınç değişimlerinin doğru ve hassas olarak ölçülebilmesi için, sistemde kullanılan sensörlerin kalibrasyonu yapılarak, her bir sensör için ayrı ayrı kalibrasyon eğrileri elde edilmiştir.

Deney düzeneğinde kullanılan sensörler 4…20 mA çıkışlı olduğundan, iki uçludur. Uçlardan + işaretli olan güç kaynağında + beslemeye bağlanır. Diğer uç ise mA'den voltaja çeviren devreye bağlanır. Burada 4…20 mA'lik akımı voltaja çevirmek için gelen uç 100 ohm'luk direnç ile toprağa (GND) bağlanır ve direncin üst ucundan çıkış alınır. Güç kaynağından 20 mA'lik akım verildiğinde sensörler 2V çıkış vermektedir. Yani sensörler yüksüz (boş) durumda iken 2V voltaj verir. Data logger ile bilgisayar ortamında sensörlerden ölçülen çıkış değeri sıfırlanarak yüksüz (boş) durumda 0V olarak okunur.



Şekil 5.7: Budenberg ölü ağırlık basınç test cihazı

Bu çalışmada, sensörlerin kalibrasyonu için Budenberg marka ölü ağırlık basınç test cihazı kullanılmıştır (Şekil 5.7). Hidrolik olan cihazda kullanılan ağırlık sistemi ile, sensörün takıldığı bölümde bilinen bir basınç değeri elde edilmektedir. Kalibresi yapılacak sensör cihaza bağlanmadan önce, kol cihaz boştayken döndürülür ve içerideki havanın dışarı atılması sağlanır. Sensör bağlandıktan sonra ağırlıklar teker teker takılarak, istenilen basınç değerleri elde edilmektedir. Bu basınç değerlerine karşı sensörden ölçülen çıkış değeri (voltaj) not edilmektedir. Sensörlere, konumlarına göre numaralandırma yapılmıştır ve sızdırmazlık sağlanan göbek 4 bölüme ayrılmıştır.

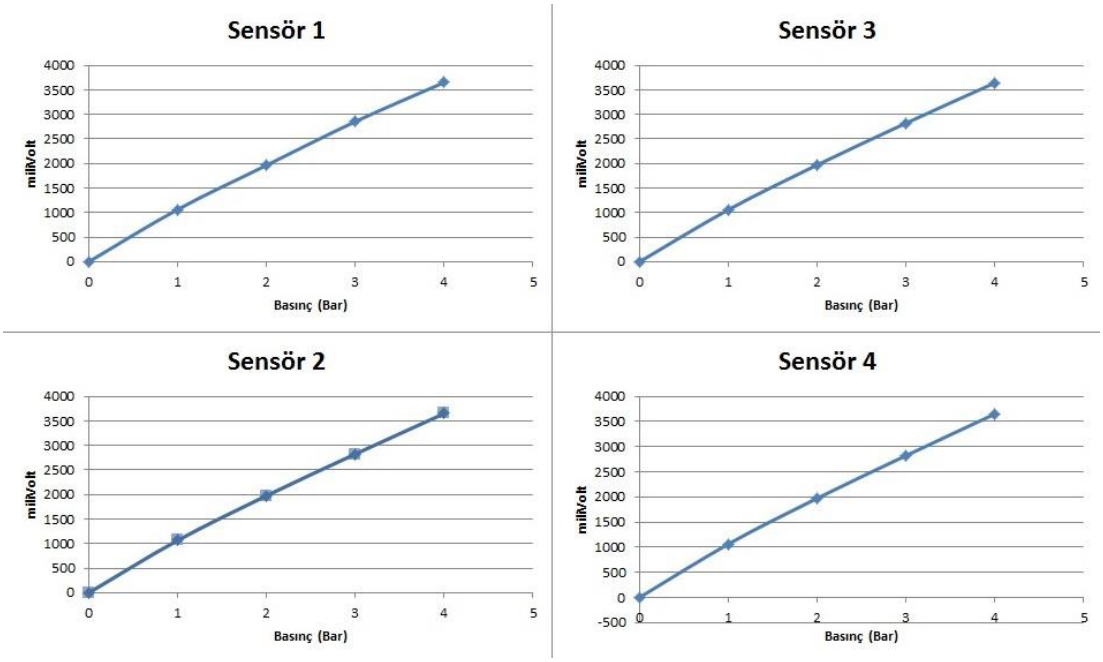


Şekil 5.8: Sensörlerin numaralandırılması

İlk olarak boş durumdaki voltaj değeri okunmuştur. Ardından 1 bar basınca karşılık gelen en küçük ağırlık cihaza yerleştirilmiştir. Bu basınç değerine karşılık gelen voltaj değeri belirlenmiştir. Daha sonra sırasıyla 2 bar, 3 bar ve 4 bar basınç değerlerine karşılık gelen voltaj değerleri okunmuştur (Çizelge 5.3). Her bir sensör için kalibrasyon eğrileri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, sensörlerin çalışma aralığında (0-3 bar) lineer karakter sergilediği gözlemlenmiştir. Kalibrasyon eğrileri Şekil 5.9'da ayrıntılı grafik olarak gösterilmiştir.

Çizelge 5.3: Kalibrasyon değerleri

Sensör 1		Sensör 3	
Basınç (Bar)	Okunan Voltaj Değeri (mV)	Basınç (Bar)	Okunan Voltaj Değeri (mV)
0	0	0	0,2
1	1065	1	1061,45
2	1965,5	2	1973,15
3	2856,6	3	2824,9
4	3651,45	4	3646,15
Sensör 2		**Sensör 4**	
Basınç (Bar)	Okunan Voltaj Değeri (mV)	Basınç (Bar)	Okunan Voltaj Değeri (mV)
0	0	0	-0,15
1	1066,8	1	1063,75
2	1977,7	2	1974,95
3	2826,95	3	2824,35
4	3652,1	4	3652,75



Şekil 5.9: Kalibrasyon eğrileri

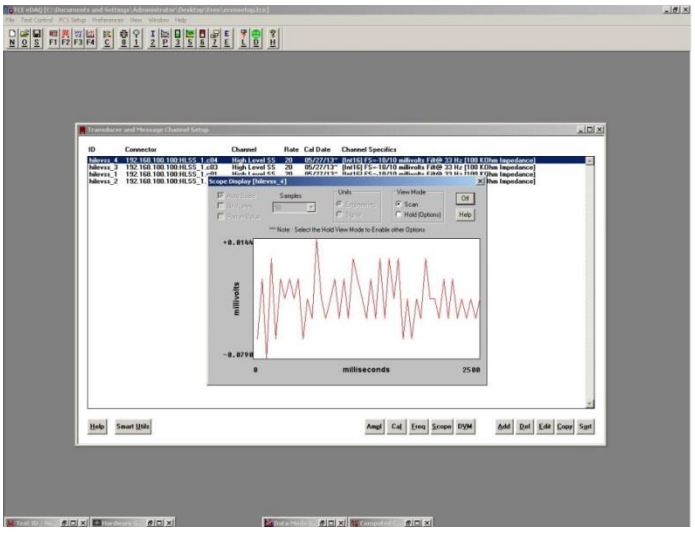
5.3. Deneylerin Yapılışı

Deneye başlamadan önce, laboratuvardaki pistonlu kompresör ile tank içine basınçlı hava basılmıştır. Deneylerde 2 bar ve 3 bar basıncında hava kullanılmıştır. Tank üzerindeki basınçölçer ile basınç sürekli kontrol edilip sabit tutulması sağlanmıştır. Hız kontrol ünitesi yardımıyla motor istenilen hıza getirilir ve sistem çalıştırılır. Bu

deneyde 3 farklı motor dönme hızı için basınç dağılımları elde edilmiştir. 1800 d/d, 2100 d/d ve 2400 d/d için değerler okunmuştur. Ayrıca motorun hızı deney süresi boyunca optik takometre ile kontrol edilmiştir. Motorun dönme hızı sistemin yüklü ve yüksüz olmasına göre farklılık gösterebilmektedir.

Mil istenilen dönme hızına ulaştığında tank çıkışındaki valf açılarak sisteme basınçlı havanın girmesi sağlanır. Sisteme şeffaf göbeğin kapağından giren basınçlı hava, bu göbeğin yatak bölmesine bağlanan kısmında açılan delikten dışarı çıkar. Deney sırasında geçiş bölgesinin oluşması için belli bir süre (20-30 sn) beklenir. Bu süre zarfında basınç sensörleri ile göbek içindeki basınç dağılımı elde edilir ve bilgisayara kaydedilir. Birbirine göre ters açılan vida profilleri sayesinde geçiş bölgesinin milin tam ortasında olması arzulanır. Bunun nedeni sağ ve sol vidaların, dönme yönüne göre göbeğin ortasına dışarıdan hava taşıması ve bu bölgedeki basıncı arttırmasıdır. Bu bölgede oluşan basınç, tanktan yollanan basınç değerini aştığı anda sistem sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirmeye başlamaktadır. Sisteme basınçlı hava verildikten sonra milin dönme hızı takometre ile yeniden ölçülmeli ve kontrol edilmelidir. Yaklaşık 60-70 sn bir süre sonunda önce basınçlı hava kesilir, ardından motor durdurularak test sona erdirilir.

Data okuyucu sistem motora yol vermeden önce aktif hale getirilir. Bunun yanında, her bir sensör farklı kanala bağlanarak bilgisayara tanıtılmıştır. Yapılan deneylerde 4 farklı deney numunesi için 2 ve 3 bar basıncındaki hava, 1800 d/d, 2100 d/d ve 2400 d/d dönme hızlarında ayrı ayrı denenmiş ve sızdırmazlık bölgesi içindeki basınç dağılımları elde edilmiştir.

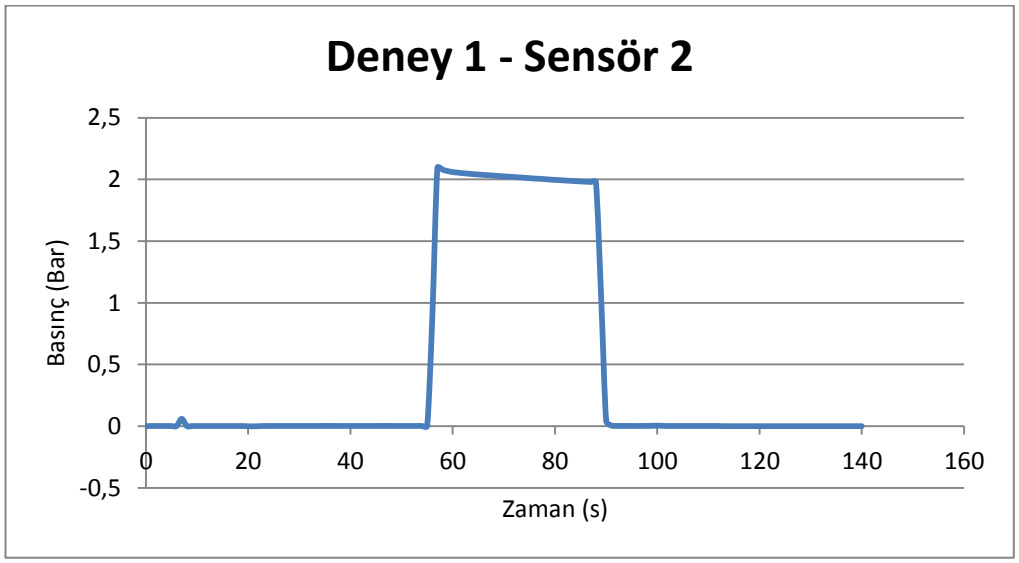


Şekil 5.10: Sensörlerin sisteme tanıtılması

6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Farklı vida profilleri için farklı hızlarda ve farklı basınçlarda deney setleri hazırlanarak, vida profilinin, dönme hızının ve basıncın sızdırmazlık performansına yaptığı etki incelenmiştir.

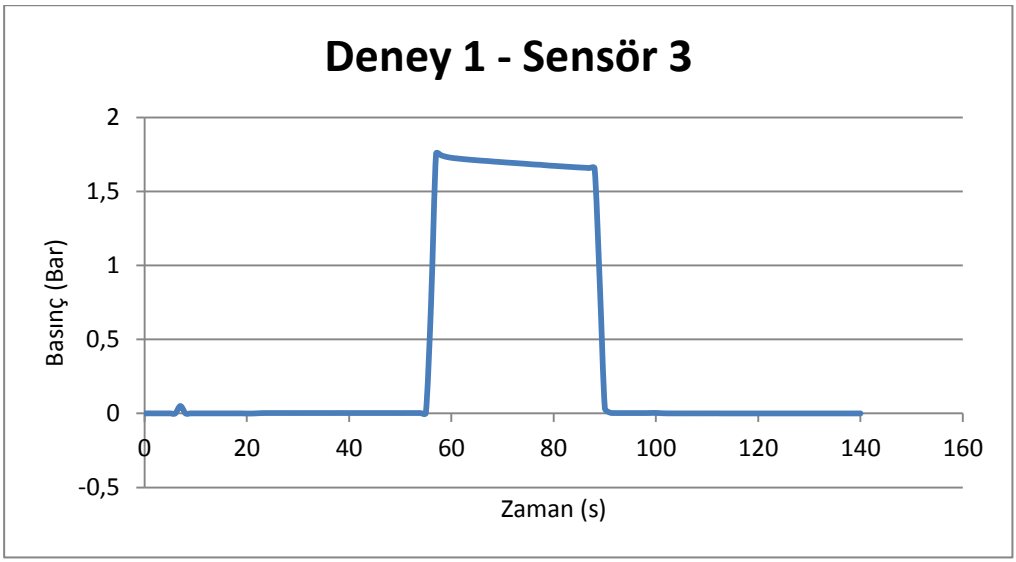
Deney 1, 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan birinci numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 1'de kullanılan gaz basıncı 2 bar, çevre hızı yaklaşık olarak 5,5 m/s, dönme hızı yüksüz durumda 1803 d/d, yüklü durumda ise 1801 d/d'dır. Deney başladıktan 8 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla tüm sensörlerde anlık bir basınç artışı gözlemlenmiştir. 55 saniye sonunda valf açılarak sisteme basınçlı gaz gönderilmiştir. Şekil 6.1'den de anlaşılacağı gibi Sensör 2'nin bulunduğu orta bölümde basınç 2,094 bar mertebesine çıkmıştır.



Şekil 6.1: Deney 1 – Sensör 2 basınç değişimi

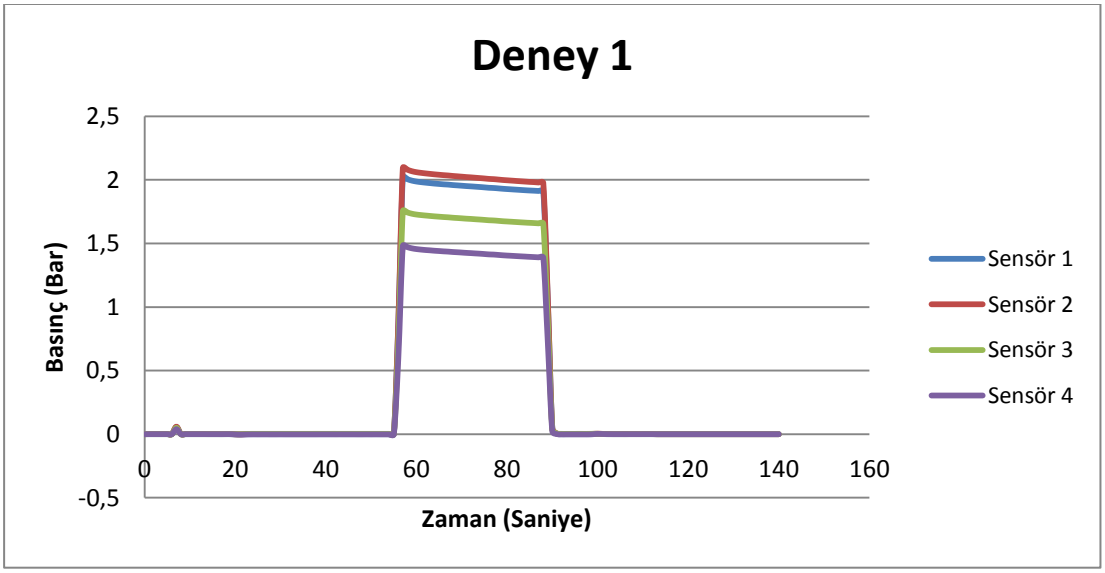
Vidalı mil içerisinde meydana gelen basınç, maksimum basınçtan fazla olduğundan bu bölgede geçiş bölgesinin oluştuğu söylenebilir. Geçiş bölgesinin bariyer görevi görmesinden dolayı sızdırmazlık elemanı limiti içerisinde oluşması, sistemde aktif bir sızdırmazlığın var olduğunun kanıtıdır. Şekil 6.2'de Sensör 3'ün basınç değişimi gösterilmektedir. Bakıldığında Sensör 3'ün bulunduğu orta bölümde basıncın

azalmakta rahatlıkla söyleyebiliriz. Bu nedenle geçiş bölgesi Sensör 2 bölgesinin önünde oluştuğu kanısına varılabilir. Sensör 3 bölgesinde hava basıncı 1,75 bar seviyesine gerilemiştir. Bir diğer husus, geçiş bölgesinden sonra hava basıncının hızlı bir şekilde düşüş göstermesidir. Yani geçiş bölgesinin önünde ve arkasındaki basınç dağılımı profilleri birbirinden farklı meydana gelmektedir.



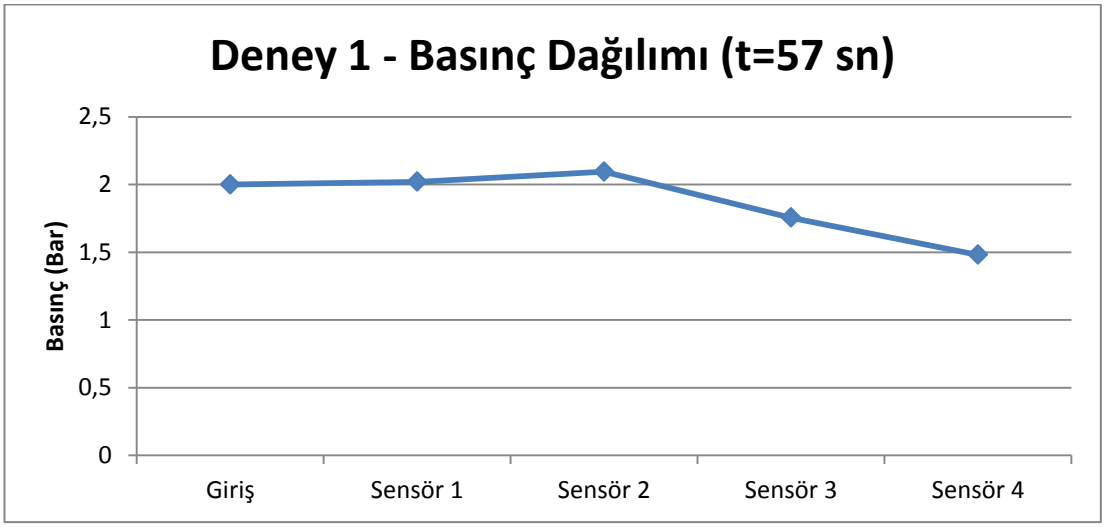
Şekil 6.2: Deney 1 – Sensör 3 basınç değişimi

Geçiş bölgesinin milin ortasında olması nedeniyle, göbeğin çıkışındaki basıncın düşmesi beklenmektedir. Şekil 6.3'teki dağılım incelendiğinde, Sensör 4'ün bulunduğu bölgede basıncın düştüğü gözlemlenmektedir.



Şekil 6.3: Deney 1 – Göbek boyunca basınç değişimi

Deneyde kullanılan basınçlı tank içindeki gazın azalması nedeniyle 57 ve 90 saniyeler arasında basınç az da olsa düşme eğilimi göstermektedir. 57. Saniyedeki göbek içi basınç dağılımı Şekil 6.4'te gösterilmektedir.

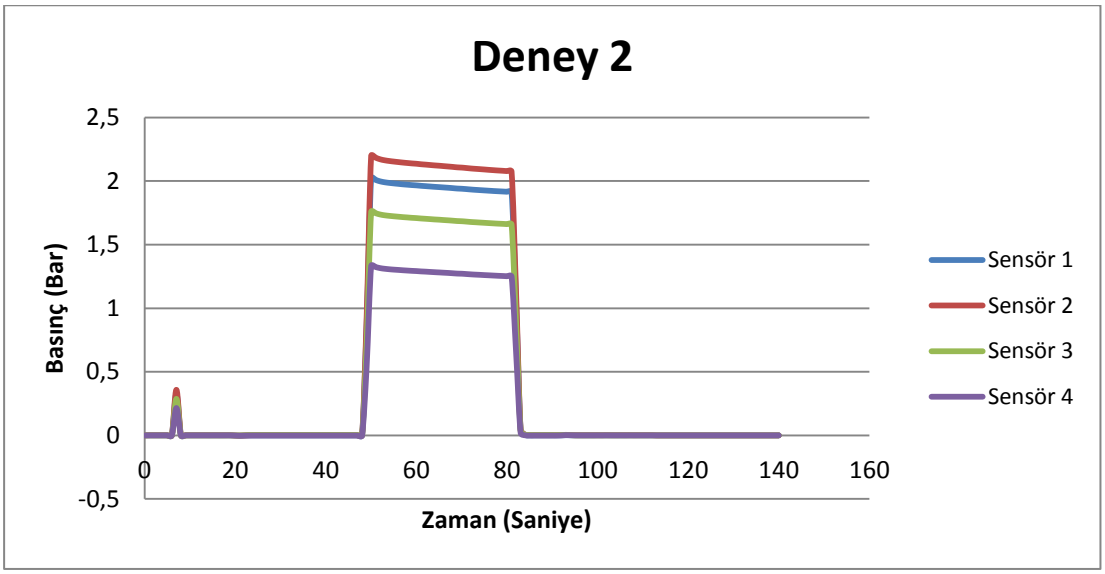


Şekil 6.4: Deney 1 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

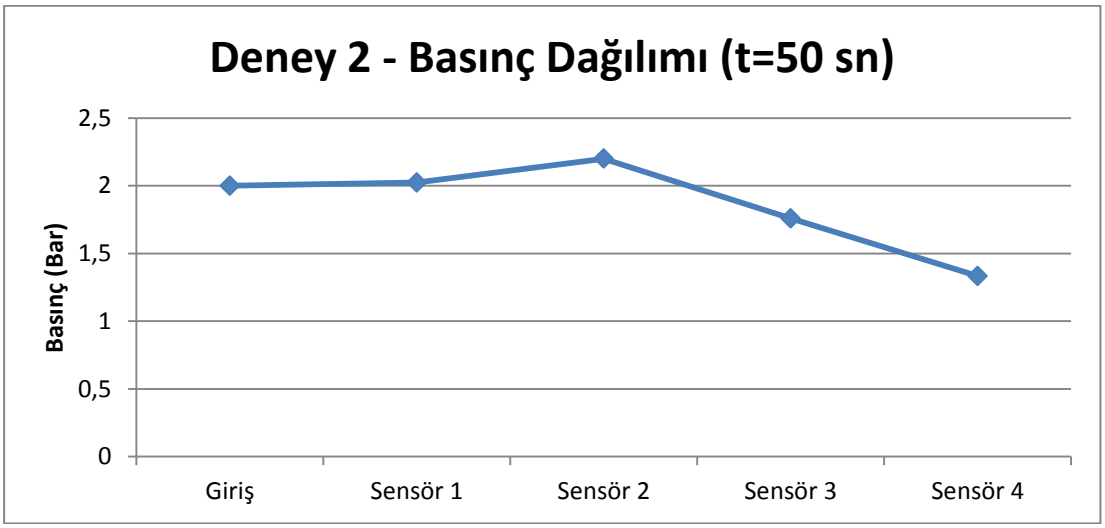
Deney 2, 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan birinci numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 2'de kullanılan gaz basıncı 2 bar, Deney 1'den farklı olarak çevre hızı 7,36 m/s, dönme hızı yüksüz durumda 2403 d/d, yüklü durumda ise 2402 d/d'dır. Deney başladıktan 8 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. 48 saniye sonunda valf açılarak sisteme basınçlı gaz gönderilmiştir. Şekil 6,5'ten de anlaşılacağı gibi Sensör 2'nin bulunduğu orta bölümde basınç 2,2 bar mertebesine çıkmıştır. Sensör 3 bölgesinde basınç azalma eğilimi göstermiştir. Bu duruma göre geçiş bölgesinin Sensör 2 önünde oluştuğu söylenebilir. Geçiş bölgesinde meydana gelen basınç, sisteme gönderilen basınçtan fazla olduğu için sızdırmazlık sağlanmaktadır. Deney 1'e göre çevre hızı artmış, bunun sonucunda geçiş bölgesinde meydana gelen maksimum basınç değeri de artmıştır. Ayrıca devir sayısının artmasıyla sızdırmazlık bölgesi çıkışındaki basınç değerinde azalma gözlemlenmiştir. Yani, çevre hızı arttığı zaman elde edilen basınç düşümü daha fazla olmuştur.

Geçiş bölgesinin 1 ve 2 numaralı sensörler arasında oluştuğu grafikten görülmektedir. Bunun yanında geçiş bölgesi sonrasında oluşan basınç dağılımı

azalan profil sergilemektedir. Şekil 6.6'da eksenel yönde oluşan basınç dağılımı gösterilmiştir (Deneye ait diğer grafikler ayrıntılı olarak Ek'lerde belirtilmiştir).



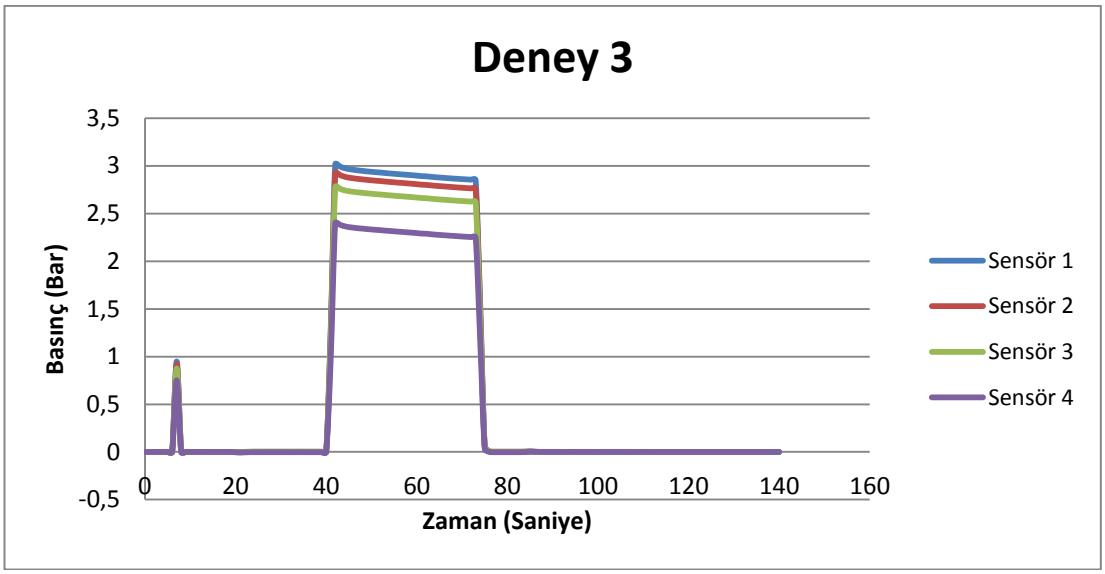
Şekil 6.5 : Deney 2 - Basınç dağılımı



Şekil 6.6: Deney 2 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

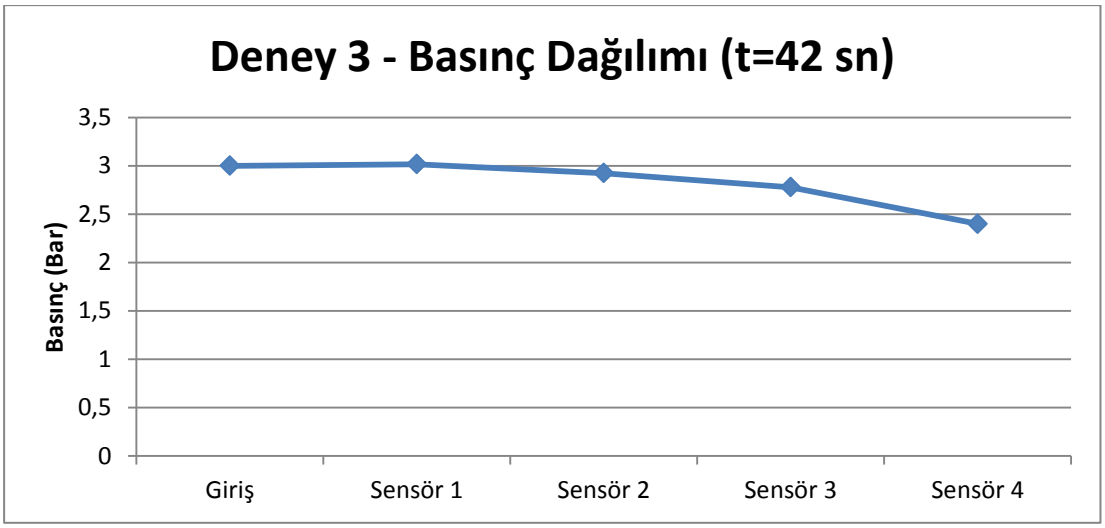
Deney 1 ile deney 2 kıyaslanacak olursa, aynı basınç altında dönme hızın artması durumunda sızdırmazlık performansı olumlu yönde etkilenmektedir. Çünkü geçiş bölgesinde meydana gelen maksimum basınç değeri artmaktadır. Artan bu maksimum basınç değeri, sızdırmazlığın daha kolay sağlanmasına neden olmaktadır. Ayrıca hızın artması ile göbek içerisinde daha yüksek oranda basınç düşümü elde edilmektedir.

Deney 3, 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan birinci numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 3'de kullanılan gaz basıncı bu kez 3 bar olarak alınmış, çevre hızı 5,5 m/s, dönme hızı yüksüz durumda 1804 d/d, yüklü durumda ise 1801 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. Bu değer genellikle 0,5-1 bar arasında olmaktadır. 40 saniye sonunda valf açılarak sisteme basınçlı gaz gönderilmiştir. Gönderilen basıncın fazla olması nedeniyle sistemde geçiş bölgesi oluşmamıştır. Bunun nedenlerinin başında çevre hızının, bu basınç değeri için yeterli büyüklükte olmaması söylenebilir. Geçiş bölgesinde oluşması beklenen maksimum basınç bölgesinin yerine kademeli basınç düşümü söz konusu olmuştur. Şekil 6.7 incelendiğinde, sızdırmazlık sağlanan göbeğin giriş bölgesinde kademeli olarak basınç düşümü elde edilirken, Sensör 4 bölgesine gelindiğinde havanın basıncı ani düşme eğilimi göstermektedir.



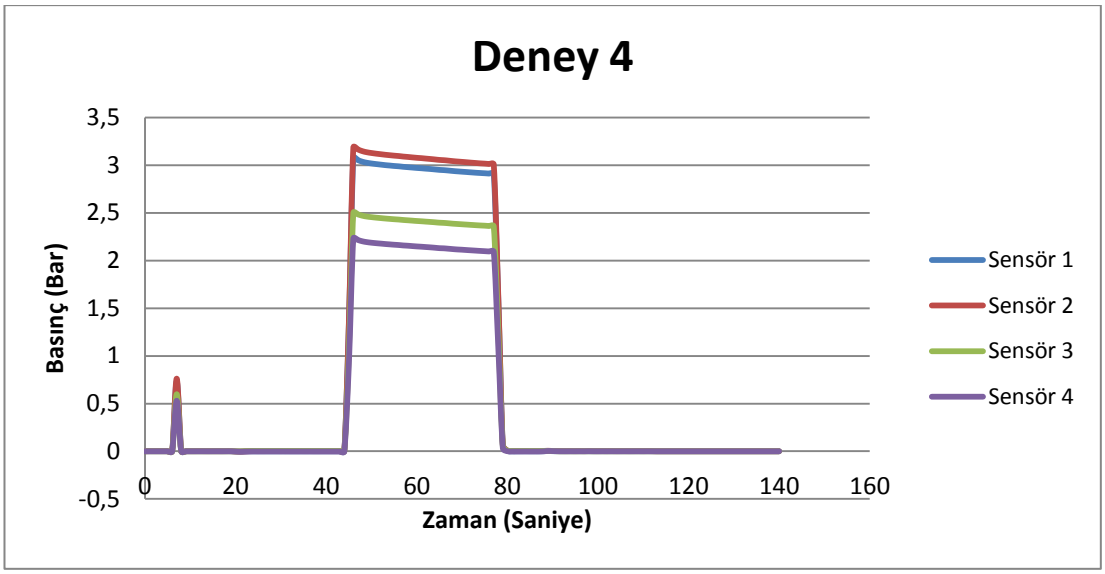
Şekil 6.7: Deney 3 - Basınç dağılımı

Deney 3'te elde edilen basınç dağılımına bakıldığında, geçiş bölgesi olmamasına rağmen göbek çıkışında basınç düşmüştür ancak istenilen düzeyde değildir. Deney 1 ve Deney 3 kıyaslandığında, aynı çevre hızı ve aynı vida profili durumunda basınç arttığında sızdırmazlık performansı azalmaktadır. Sızdırmazlık performansının artması için, basınç arttığında çevre hızı da artmalıdır. Ayrıca çevre hızının yetersiz gelmesi durumunda geçiş bölgesi oluşmadığı gözlemlenmiştir. Şekil 6.8'de eksen boyunca basınç dağılımı gösterilmiştir.



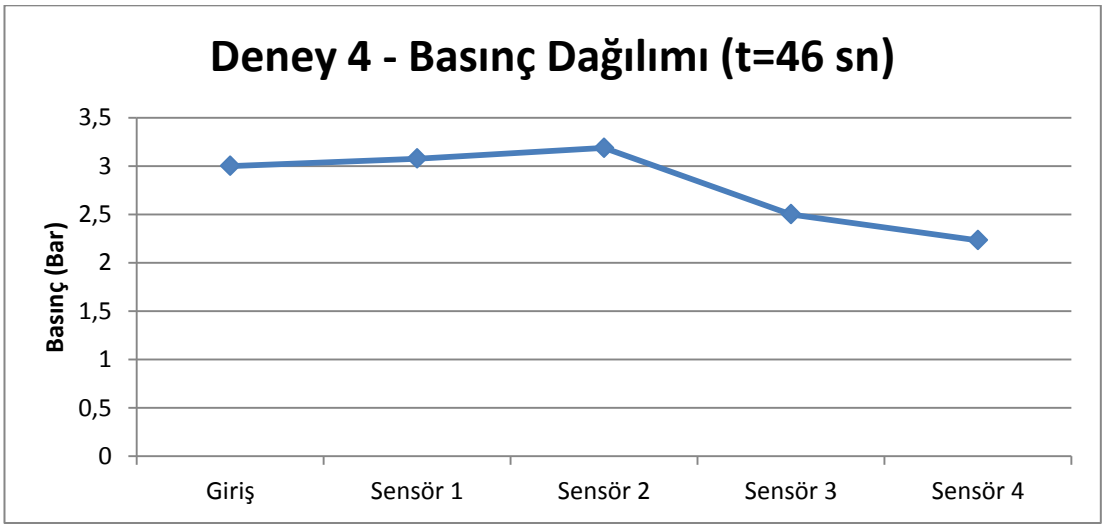
Şekil 6.8: Deney 3 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

Deney 4, 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan birinci numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 4'de kullanılan gaz basıncı yine 3 bar olarak alınmış, çevre hızı bu kez 7,36 m/s, dönme hızı yüksüz durumda 2401 d/d, yüklü durumda ise 2400 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. 43 saniye sonunda valf açılarak sisteme basınçlı gaz gönderilmiştir. Deney 3'ten farklı olarak Sensör 2 bölgesinde ani bir basınç artışı gözlemlenmektedir. Çevre hızının artması neticesinde maksimum basıncın meydana geldiği geçiş bölgesi oluşmuştur. Geçiş bölgesinin Sensör 2'nin önünde olduğu söylenebilir. Maksimum basınç bölgesi meydana geldiğinden, bu bölge sonrasında ani basınç düşümü gözlemlenmiştir. Sensör 3 bölgesinde Deney 3'e göre çok daha fazla basınç düşümü meydana gelmiştir. Ayrıca çevre hızının yeterli olması nedeniyle Deney 4'te elde edilen toplam basınç düşümü Deney 3'e göre çok daha fazladır. Şekil 6.9'a bakıldığında sızdırmazlık sağlanan şeffaf göbeğin ortasında ani basınç düşümü oluştuğu rahatlıkla söylenebilir. Deney 2'de aynı çevre hızında fakat daha düşük basınç altında meydana gelen geçiş bölgesinde oluşan maksimum basınç değeri daha fazla olmaktadır. Buradan, basıncın arması ile geçiş bölgesinde meydana gelen maksimum basınç değerinin azaldığı sonucu çıkarılabilir. Bu durumda vida profili değiştirilerek bu basınç değeri arttırılabilir.



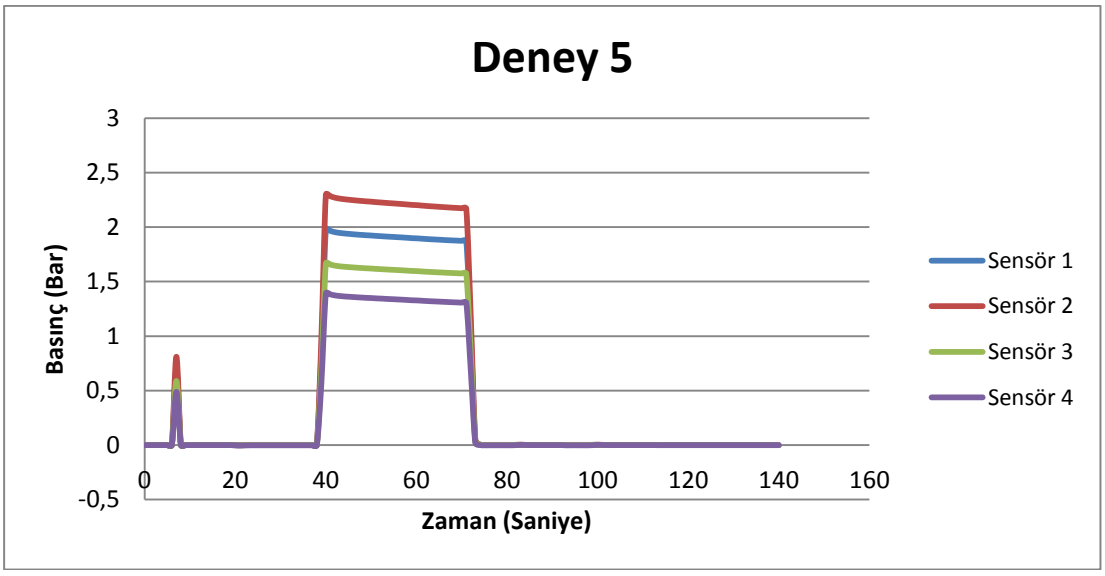
Şekil 6.9: Deney 4 - Basınç dağılımı

Deney 3 ve Deney 4 kıyaslandığında, aynı basınç altında çevre hızının artması ile sızdırmazlık performansının arttığı gözlemlenmiştir. Bunun yanında belirli bir çevre hızının altında geçiş bölgesi oluşmamakta, bu durumda sızdırmazlık performansı oldukça düşmektedir. Geçiş bölgesinin oluşumu, sistemdeki toplam basınç düşümünü doğrudan etkilemektedir. Deney 2 ve Deney 4 kıyaslandığında, basıncın artması geçiş bölgesinde oluşan maksimum basınç değerinin azalmasına neden olurken sızdırmazlık performansını olumsuz etkilemektedir. Şekil 6.10'da eksen boyunca elde edilen basınç dağılımı gösterilmektedir.



Şekil 6.10: Deney 4 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

Deney 5, 2 mm vida tepesi genişliğine, 4 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan ikinci numune kullanılarak yapılmıştır. İkinci numunenin farkı vida oluğunun daha geniş olması, bu nedenle potansiyel sıvı sürtünme alanının daha fazla olması ve vida içindeki akışkanın taşınmasına daha uygun olmasıdır. Deney 5'de kullanılan gaz basıncı 2 bar olarak alınmış, çevre hızı yaklaşık 5,5 m/s, dönme hızı yüksüz durumda 1809 d/d, yüklü durumda ise 1806 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. Sensör 2 bölgesinde ani bir basınç artışı gözlemlenmiştir. Meydana gelen geçiş bölgesinde elde edilen maksimum basınç değeri, aynı koşullarda kare profilli numunede elde edilen değerden daha fazladır. Vida oluğu genişliğinin artması, geçiş bölgesinde meydana gelen maksimum basınç değerinin artmasına neden olarak sızdırmazlık performansını olumlu yönde etkilemiştir. Bunun yanında geçiş bölgesi sonrası meydana gelen ani basınç düşümü kare profilli numuneye göre daha fazla olmuştur.

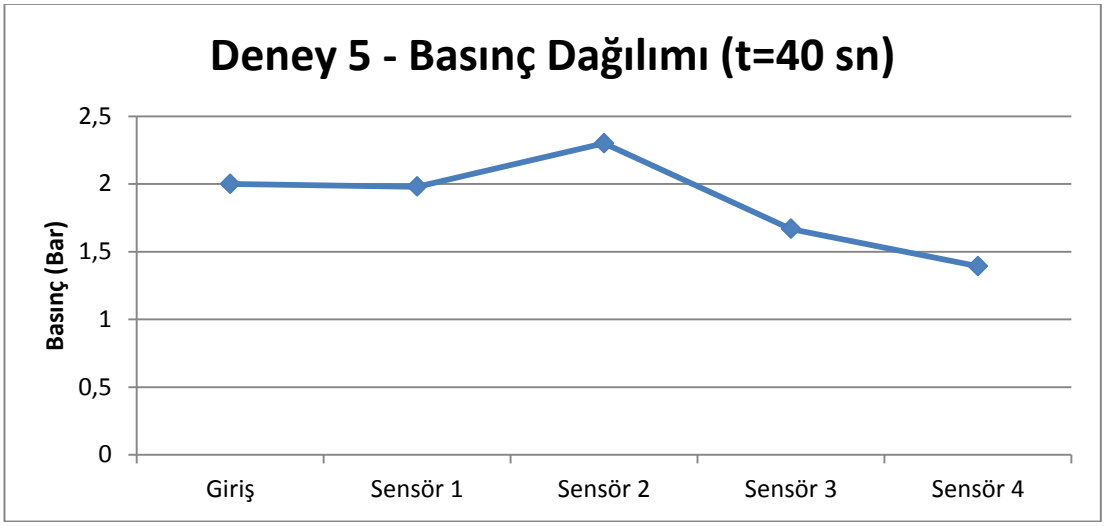


Şekil 6.11: Deney 5 - Basınç dağılımı

Deney 1 ile Deney 5 kıyaslandığında, aynı basınç değerinde ve aynı dönme hızında vida profilinin değişimi sızdırmazlık karakterini doğrudan etkilemektedir. Özellikle vida oluğunun geniş olduğu durumda akışkanın göbek ile temas ettiği sürtünme alanın artması, vida içindeki akışkanın taşınmasını kolaylaştırmakta ve böylece sızdırmazlık performansını olumlu yönde etkilemektedir. Vida profilinin değişimi geçiş bölgesinde oluşan maksimum basınç değerinin yaı sıra göbek boyunca

meydana gelen basınç değişimini de doğrudan etkilemektedir. Vida oluğu genişliğinin artması, göbek boyunca elde edilen toplam basınç düşümünü arttırmıştır.

Şekil 6.12'de sızdırmazlık sağlanan göbek ekseni boyunca elde edilen basınç dağılımı görülmektedir. Geçiş bölgesinde meydana gelen basınç değeri 2,29 bar mertebesindedir.

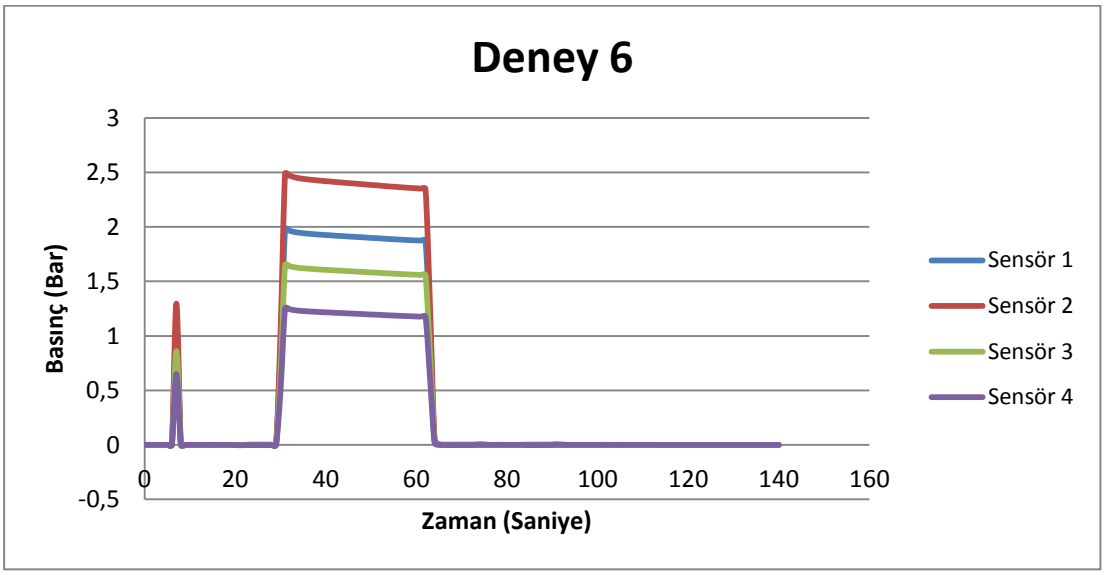


Şekil 6.12: Deney 5 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

Deney 6, 2 mm vida tepesi genişliğine, 4 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan ikinci numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 6'da kullanılan gaz basıncı 2 bar olarak alınmış, çevre hızı Deney 5'ten farklı olarak yaklaşık 7,36 m/s, dönme hızı yüksüz durumda 2403 d/d, yüklü durumda ise 2401 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. Sensör 2 bölgesinde ani basınç artışı gözlemlenmiştir. Çevre hızının artması ile meydana gelen maksimum basınç değerinde artış gözlemlenmiştir. Geçiş bölgesi basıncının artması nedeniyle göbekteki toplam basınç düşümü artmıştır. Vida oluğunun geniş olması ve çevre hızının artması, geçiş bölgesinde elde edilen maksimum basınç değerinin 2,47 bar mertebesine yükselmesine neden olmuştur. Ayrıca geçiş bölgesi sonrasında, Sensör 3 bölgesinde ani basınç düşümü gözlemlenmiştir. Göbek çıkışındaki basınç 1,24 bar mertebesindedir.

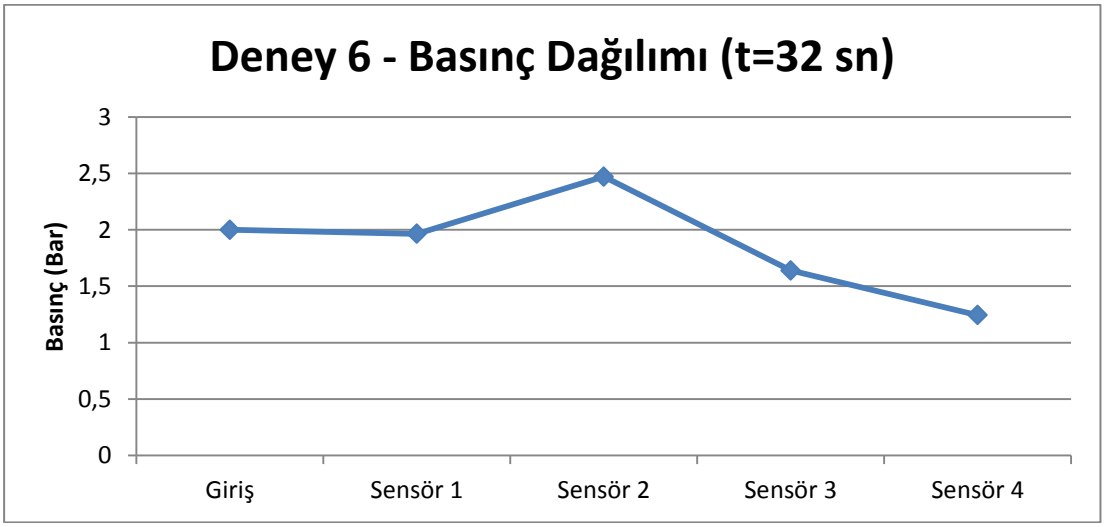
Deney 5 ve Deney 6 karşılaştırıldığında, çevre hızının artması ile geçiş bölgesinde elde edilen maksimum basınç değerinde artış gözlemlenmiştir. Geniş vida oluğu profiline sahip numunede hızın artışı sızdırmazlık performansını olumlu yönde

etkilemektedir. Ayrıca kare profil yapılı numune ile kıyaslandığında, geniş vida oluğunun sürtünme alanının artmasına yardımcı olması sızdırmazlık performansını doğrudan etkilemekte, ikinci numune birinci numuneye göre daha iyi sızdırmazlık sağlamaktadır.



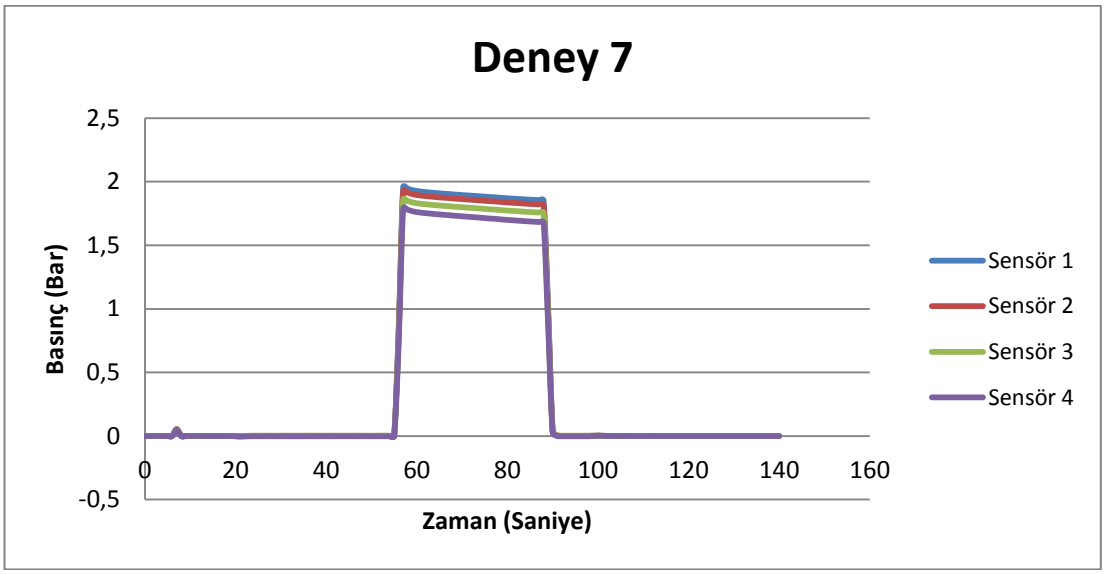
Şekil 6.13: Deney 6 - Basınç dağılımı

Şekil 6.14'te sızdırmazlık sağlanan göbek ekseni boyunca elde edilen basınç dağılımı görülmektedir. Sensör 2 bölgesinde basıncın aniden artması, geçiş bölgesinin oluştuğunu göstermektedir. Geçiş bölgesi sonrasında ise ani basınç düşümü gözlemlenmiştir.



Şekil 6.14: Deney 6 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

Deney 7, 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 4 mm vida derinliğine sahip olan üçüncü numune kullanılarak yapılmıştır. Üçüncü numunenin farkı vida derinliğinin daha büyük olmasıdır. Vida derinliği arttıkça, sızdırmazlık performansı azalmaktadır. Bunun temel nedeni, Şekil 4.6'da ayrıntılı olarak gösterilmektedir. Vida oluğu derinlerine inildikçe sürtünme etkisi azalmakta ve geri dönüş akışı meydana gelmektedir. Deney 7'de kullanılan gaz basıncı 2 bar olarak alınmış, çevre hızı yaklaşık 5,5 m/s, dönme hızı yüklü ve yüksüz durumda 1805 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre geçiş bölgesinin oluşmadığı görülmüştür. Geçiş bölgesinin oluşmaması nedeniyle elde edilen toplam basınç düşümü, diğer vida profillerine göre oldukça azdır.

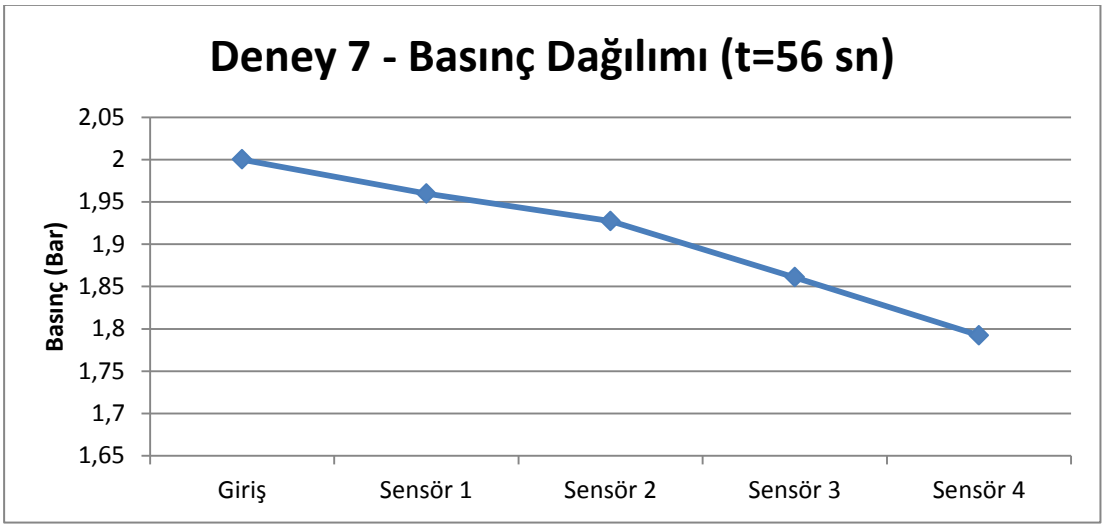


Şekil 6.15: Deney 7 - Basınç dağılımı

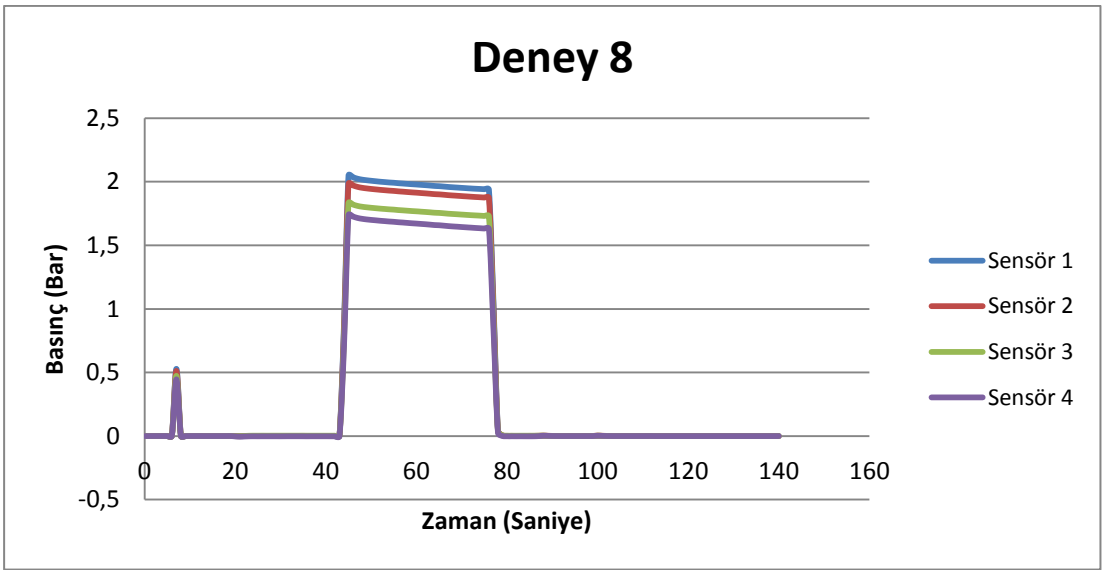
Vida derinliğinin artması sızdırmazlık performansını olumsuz yönde etkilemiştir. Geçiş bölgesi, sızdırmazlık sağlanan göbeğin dışındadır (oluşmamıştır). Buradan çıkarılan sonuç, sızdırmazlık performansını arttırmak için vida derinliği azaltılmalı, vida oluğu genişliği arttırılmalıdır. Şekil 6.16'da eksenel yöndeki basınç dağılımı gösterilmektedir.

Deney 8, 2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 4 mm vida derinliğine sahip olan üçüncü numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 8'de kullanılan gaz basıncı 2 bar olarak alınmış, Deney 7'den farklı olarak çevre hızı

yaklaşık 7,36 m/s, dönme hızı yüklü ve yüksüz durumda 2401 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla anlık basınç artışı gözlemlenmiştir. Deney 7'de olduğu gibi bu deneyde de geçiş bölgesi oluşmamıştır. Ancak Sensör 2 bölgesindeki basınç artışı, bir önceki deneye göre daha fazladır.



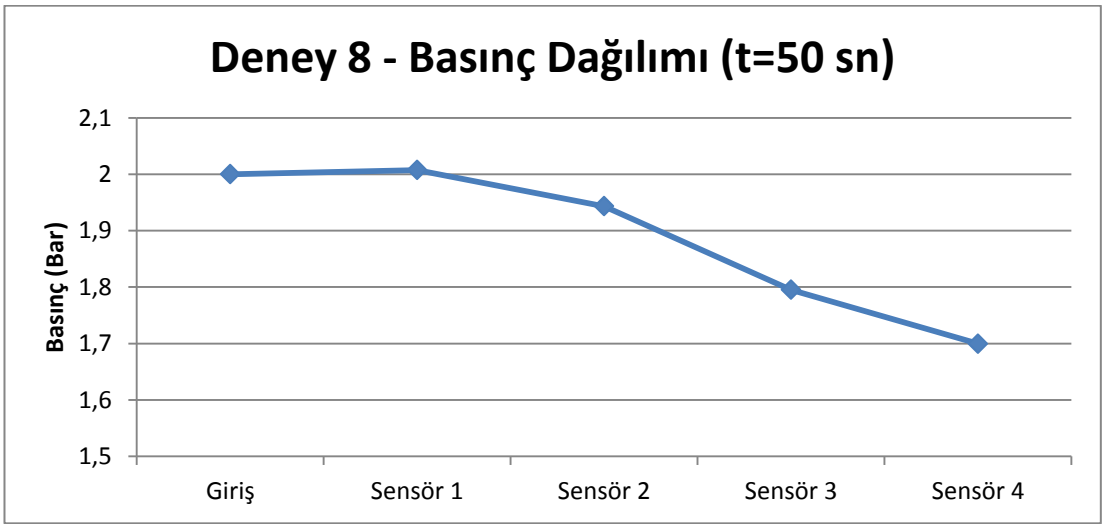
Şekil 6.16: Deney 7 – Eksenel yöndeki basınç değişimi



Şekil 6.17: Deney 8 - Basınç dağılımı

Çevre hızının artması ile göbeğin orta bölgesinde basınç artışı görülmüştür ancak bu artış istenilen seviyede değildir. Geçiş bölgesinin oluşmaması, basınç düşümünü azaltarak sızdırmazlık performansının olumsuz etkilenmesine neden olmuştur.

Deney 7 ve Deney 8 kıyaslandığında, çevre hızının artması durumunda göbeğin orta bölgesinde basıncın arttığı gözlemlenmiştir. Ancak her iki durumda da geçiş bölgesi sızdırmazlık sağlanan bölgenin dışında kalmıştır (oluşmamıştır). Vida derinliğinin artması, geçiş bölgesinin oluşmasını engellemekte, sızdırmazlık performansını düşürmektedir. Çevre hızının artması durumunda dahi vida derinliği fazla olan üçüncü numune, sızdırmazlık için uygun değildir. Şekil 6.18'de eksen boyunca basınç dağılımı görülmektedir.

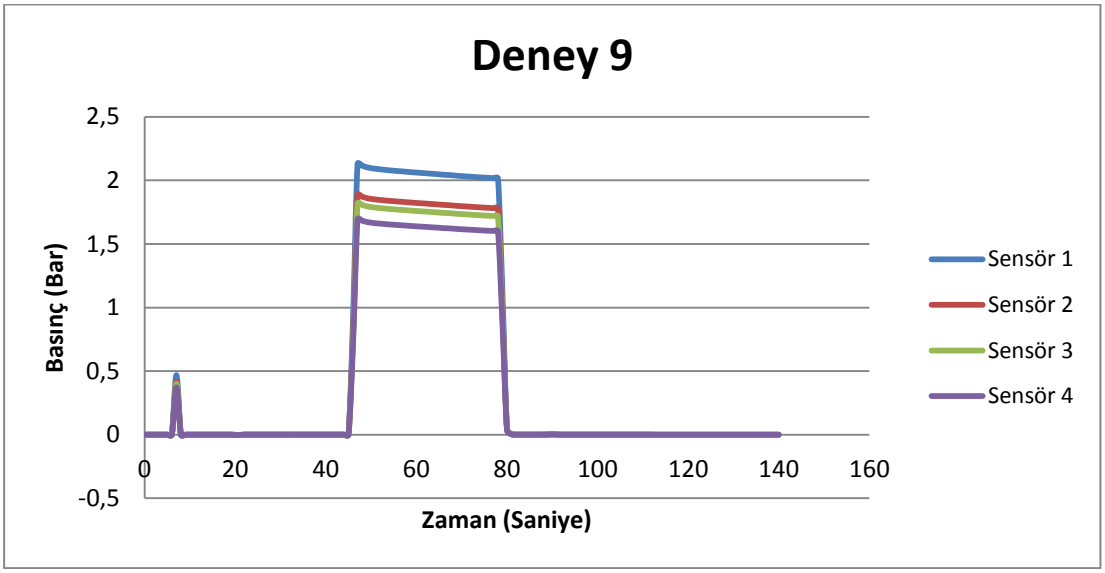


Şekil 6.18: Deney 8 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

Deney 9, 4 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan dördüncü numune kullanılarak yapılmıştır. Dördüncü numunenin farkı vida tepesi genişliğinin fazla olmasıdır. Ayrıca dördüncü numune diğerlerinden farklı olarak 3 ağızlı imal edilmiştir. Vida tepesinin geniş olması, en dar radyal boşluğa sahip bölge olan vida tepesi ile göbek arasındaki sürtünme alanını arttırmaktadır. Böylece akışkanın eksen yönündeki hareket hızı artmaktadır. Bu hızlanma nedeniyle akışkan vida oluğu içini tam olarak dolduramamakta, sızma akış meydana gelmektedir. Meydana gelen bu akış sızdırmazlık performansını olumsuz etkilemektedir. Vida profilinde ağız sayısının artması ise göbeğin giriş bölümünde vida oluğuna daha fazla akışkan alınmasını sağlayarak geçiş bölgesinin girişe yakın yerde oluşmasına neden olmaktadır. Deney 9'de kullanılan gaz basıncı 2 bar olarak alınmış, çevre hızı yaklaşık 5,5 m/s, dönme hızı yüklü durumda 1803 d/d ve yüksüz durumda 1804 d/d'dır.

Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı

gözlemlenmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde Sensör 1 bölgesinde ani basınç artışı gözlemlenmiştir. Bunun en temel nedeni dördüncü numunenin üç ağızlı vida profiline sahip olmasıdır. Geçiş bölgesi göbeğin giriş kısmında oluşmasına rağmen, geçiş bölgesinden sonraki kısımlarda beklenen basınç düşümü gözlemlenmemiştir. Vida tepe genişliğinin büyük olması, akışkanın sızdırmazlık sağlanan bölge içindeki hızının artmasına neden olurken sızdırmazlık performansını olumsuz etkilemiştir.

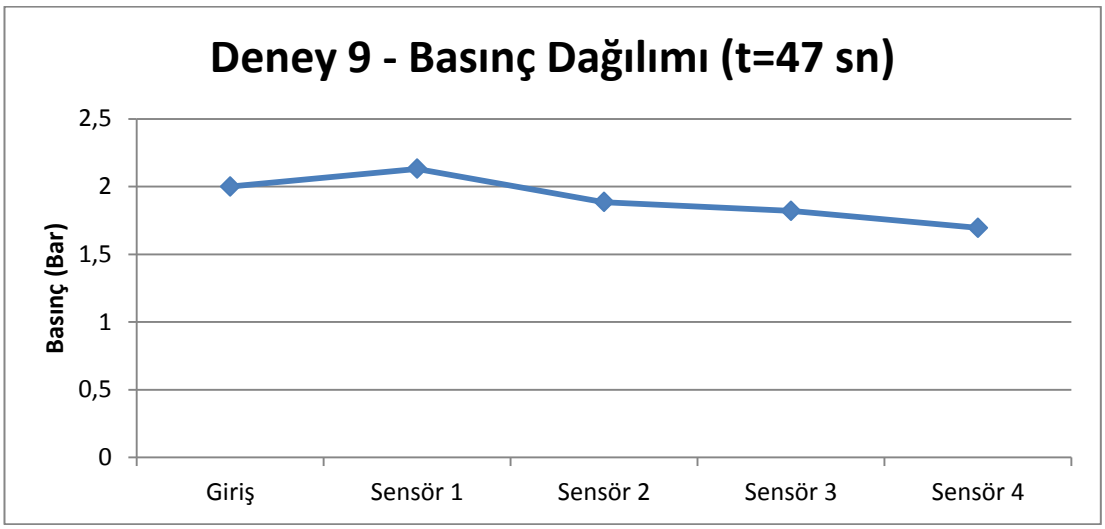


Şekil 6.19: Deney 9 - Basınç dağılımı

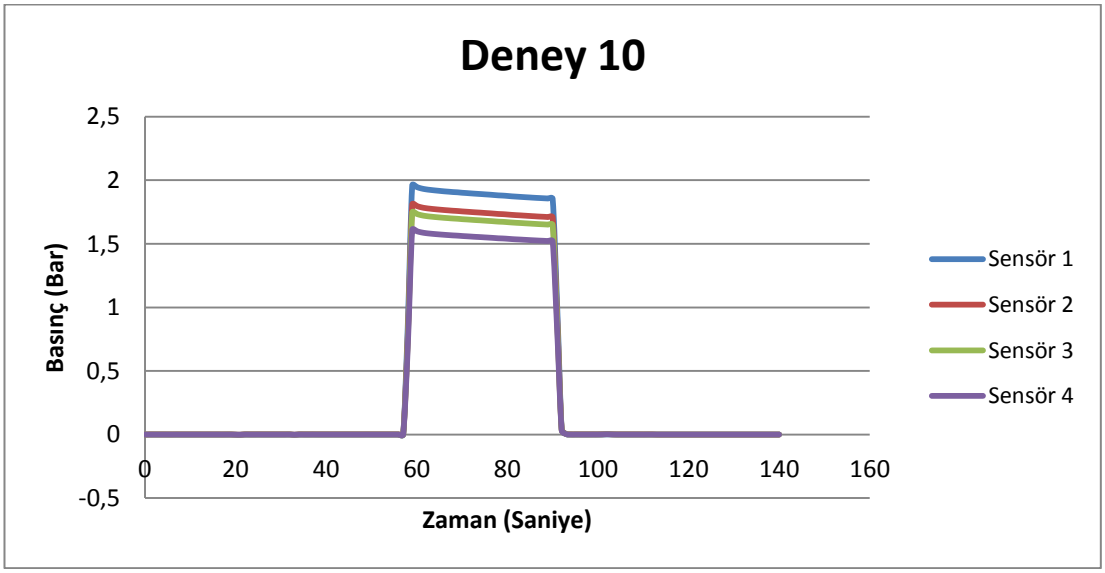
Diğer deney sonuçlarıyla kıyaslandığında dördüncü numunede geçiş bölgesi sızdırmazlık sağlanan bölgenin hemen girişinde meydana gelmiştir. Ancak, vida tepesinin geniş olması nedeniyle sızdırmazlık performansı birinci ve ikinci numuneye göre daha düşüktür. Şekil 6.20'de eksen boyunca basınç dağılımı gösterilmektedir. Vida tepesinin geniş ve profilin üç ağızlı olması nedeniyle sensör önüne denk gelen vida oluğu eksenel yönde çok sık yer değiştirmektedir. Bu nedenle literatürde "testere eğrisi" olarak adlandırılan, basıncın anlık azalıp arttığı eğriler elde edilmiştir [10].

Deney 10, 4 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan dördüncü numune kullanılarak yapılmıştır. Deney 10'da kullanılan gaz basıncı 2 bar olarak alınmış, çevre hızı Deney 9'dan farklı olarak yaklaşık 7,36 m/s, dönme hızı yüklü durumda 2401 d/d ve yüksüz durumda 2403 d/d'dır. Deney başladıktan 7 saniye sonra motor çalıştırılmıştır. Diğer deneylerde rastlanan motorun çalışmaya başlamasıyla sızdırmazlık sağlanan göbek içerisinde anlık basınç artışı bu deneyde gözlemlenmemiştir. Deney 9'da sızdırmazlık sağlanan

göbeğin girişinde meydana gelen maksimum basınç bölgesi bu deneyde oluşmamıştır.

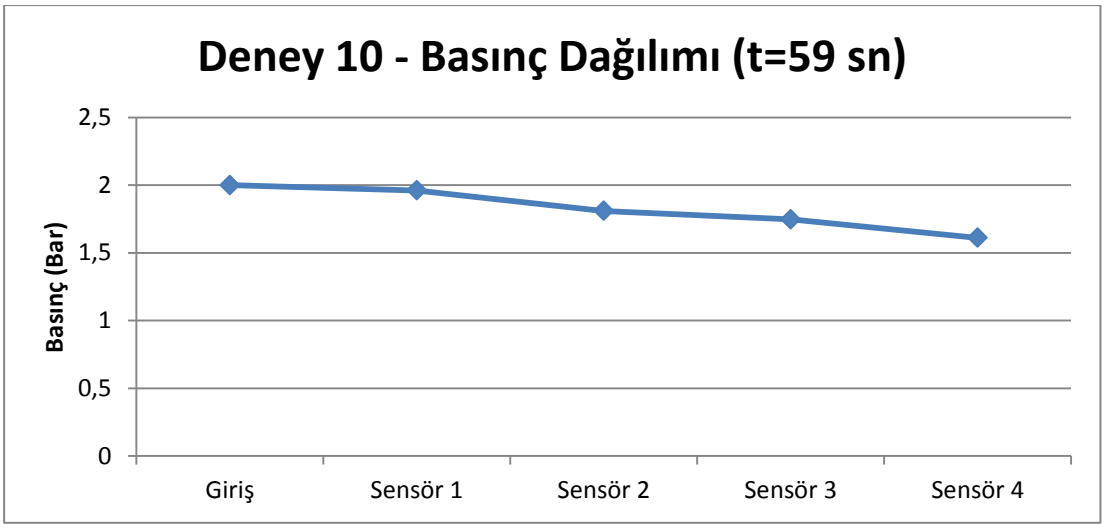


Şekil 6.20: Deney 9 – Eksenel yöndeki basınç değişimi



Şekil 6.21: Deney 10 - Basınç dağılımı

Çevre hızının artması neticesinde geçiş bölgesi, sızdırmazlık sağlanan bölgenin girişine doğru ilerlemiş olduğu tahmin edilmektedir. Geçiş bölgesi oluşmamasına rağmen çevre hızının etkisi ile sızdırmazlık performansında ufak bir artış söz konusudur. Şekil 6.22'de eksen boyunca basınç dağılımı gösterilmektedir. Grafikten anlaşılacağı üzere, basınç dağılımı göbek boyunca azalan bir rejim sergilemektedir.



Şekil 6.22: Deney 10 – Eksenel yöndeki basınç değişimi

6.1. Değerlendirme Sonucu ve Öneriler

Deneylere ait diğer grafikler Ek'lerde belirtilmiştir. Yapılan testler sonucunda oldukça tatmin edici sonuçlar alınmış, optimum vida geometrisi hakkında bilgiler elde edilmiştir. Dahası, hangi vida profilinin hangi koşullar için uygun olduğu tespit edilmiştir.

Bu sonuçlara göre, benzer vida profiline sahip sızdırmazlık elemanlarında çevre hızı arttığında sızdırmazlık performansı artmaktadır. Özellikle birinci ve ikinci numunelerde, çevre hızının 5,5 m/s'den 7,36 m/s'e artış göstermesi, göbek içindeki toplam basınç düşümünün artmasına neden olmuştur. Çevre hızının artması ile geçiş bölgesinde meydana gelen maksimum basınç değerinde artma gözlemlenmiştir. Bu değerin artması, göbek çıkışında basınç düşümüne neden olmakta ve sızdırmazlık performansını arttırmaktadır.

Benzer vida profiline sahip sızdırmazlık elemanlarında basıncın artması sızdırmazlık performansını olumsuz etkilemektedir. Yüksek basınç, geçiş bölgesinde oluşan maksimum basınç değerini azaltmakta, bu nedenle sistem içerisinde istenilen düzeyde sızdırmazlık sağlanamamaktadır. Basıncın artması durumunda, çevre hızının arttırılmasının olumlu sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan birinci numune ile yapılan deneylerde 5,5 m/s çevre hızı ve 3 bar basınç altında göbek içerisinde geçiş bölgesi oluşmamış ve elde edilen maksimum basınç 3,015 bar mertebesinde olmuştur. Ancak çevre hızı 7,36 m/s olduğunda Sensör 2 bölgesinde geçiş bölgesinin oluştuğu gözlemlenmiştir. Geçiş

bölgesinde elde edilen maksimum basınç 3,18 bar mertebesinde olup, sızdırmazlık performansının arttığı gözlemlenmiştir.

Vida profilinin sızdırmazlık performansına doğrudan etki ettiği tespit edilmiştir. 2 mm vida tepesi genişliğine, 4 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan ikinci numune kullanılarak yapılan deneyde, vida oluğu genişliğinin artmasının sızdırmazlık performansına olumlu yönde etki yaptığı kanıtlanmıştır. Vida oluğunun geniş olduğu durumda akışkanın göbek ile temas ettiği sürtünme alanın artmasının, vida içindeki akışkanın taşınmasını kolaylaştırmakta olduğu ve böylece sızdırmazlık performansını olumlu yönde etkilediği sonucu ortaya çıkmıştır. 5,5 m/s çevre hızında, 4 mm vida oluğu genişliğine sahip numune ile geçiş bölgesinde oluşan basınç 2,29 bar mertebesindedir. Aynı çevre hızında, kare vida profiline sahip birinci numune ile geçiş bölgesinde oluşan basınç 2,094 bar mertebesindedir. Çevre hızının artması ile vida oluğu genişliği büyük olan sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık performansı da ciddi artış göstermektedir. 7,36 m/s çevre hızında, ikinci numune ile geçiş bölgesinde oluşan basınç 2,48 bar değerindedir. Ayrıca geçiş bölgesi göbeğin orta kısmında oluşmakta, bu bölge ile çıkış arasında kalan bölümde ani basınç düşümleri gözlemlenmiştir.

2 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 4 mm vida derinliğine sahip olan üçüncü numune kullanılarak yapılan deney sonucunda, vida derinliğinin artmasının sızdırmazlık performansına olumsuz etki ettiği ortaya çıkmıştır. Vida oluğu derinlerine inildikçe göbek ile akışkan arasındaki sürtünme etkisi azalmakta ve geri dönüş akışı meydana gelmektedir. Meydana gelen bu sızıntı akış, akışkanın geldiği yöne doğru yönelmesine neden olmakta, basıncın düşmesini engellemektedir. 5,5 m/s çevre hızında, vida derinliği 4 mm olan üçüncü numunede geçiş bölgesi oluşmamıştır. Geçiş bölgesinin oluşmaması nedeniyle elde edilen toplam basınç düşümünün, diğer vida profillerine göre oldukça az olduğu görülmüştür. Sızdırmazlık performansının arttırılması için vida derinliği mümkün olduğunca küçük, vida oluğu genişliği ise büyük tutulmalıdır. Vida derinliği 4 mm olan üçüncü numune ile yapılan deneyde çevre hızı 7,36 m/s çıkarıldığında sızdırmazlık performansında ufak bir artış görülmüştür. Ancak bu durumda da geçiş bölgesi elde edilememiştir. Bu nedenle sızdırmazlık performansı istenilen seviyenin oldukça altında kalmıştır. Vida derinliği çok olan profilin, sızdırmazlık için uygun olmadığı belirlenmiştir. Uygun olmayan vida profiline sahip sızdırmazlık elemanının çevre

hızı arttırılsa dahi istenilen düzeyde sızdırmazlık sağlanamamaktadır. Bu da, vida profilinin önemini bir kez daha ortaya koymaktadır.

Vida tepesinin geniş olması durumunda, en dar radyal boşluğa sahip bölge olan vida tepesi ile göbek arasındaki sürtünme alanı büyümekte, akışkanın eksen yönündeki hareket hızı artış olmaktadır. Bu hızlanma nedeniyle akışkan vida oluğu içini tam olarak dolduramamakta, sızma akış meydana gelmektedir. Meydana gelen bu akış sızdırmazlık performansını olumsuz etkilemektedir. Vida profilinde ağız sayısının artması ise göbeğin giriş bölümünde vida oluğuna daha fazla akışkan alınmasını sağlayarak geçiş bölgesinin girişe yakın yerde oluşmasına neden olmaktadır. 4 mm vida tepesi genişliğine, 2 mm vida oluğu genişliğine ve 2 mm vida derinliğine sahip olan dördüncü numune kullanılarak yapılan deneyde geçiş bölgesinin sızdırmazlık sağlanan göbeğin girişinde oluştuğu görülmektedir. Bu bölgede elde edilen maksimum basınç değeri 2,19 bar'dır. Çevre hızının 7,36 m/s olduğu durumda ise geçiş bölgesinin kaybolduğu gözlemlenmektedir. Çevre hızının artması neticesinde geçiş bölgesi, sızdırmazlık sağlanan bölgenin girişine doğru ilerlemiş olduğu tahmin edilmektedir. Geçiş bölgesi oluşmamasına rağmen çevre hızının etkisi ile sızdırmazlık performansında ufak bir artış söz konusudur.

KAYNAKLAR

[1] **Üngör, M.** (2008). Lineer Sızdırmazlık Elamanlarının Performas Karakteristiklerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programı, İstanbul.

[2] **Wang, W. Z. ve Liu, Y. Z.** (2007). Numerical Analysis of Leakage Flow Through Two Labyrinth Seals, *Journal of Hyrodynamics*, ***19***, 107–112.

[3] **Eser, D. ve Kazakia, J. Y.**. (1995). Air Flow in Cavities of Labyrinth Seals, *The International Journal of Engineering Science,**15**, 2309-2326*.

[4] **Shade, W. N. ve Hampshire, D. E.** (1984).An Experimental Investigation of Oil-Buffered Shaft Seal Flow Rates.*The 29th International Gas Turbine Conference and Exhibit,**84***, Amsterdam, The Netherlands, 4-7 Haziran.

[5] **El-Gamal, H. A., Award, T. H. ve Saber, E.** (1998). Leakage from Labyrinth Seals Under Stationary and Rotating Conditions. *Tribology International*, ***29***, 291-297.

[6] **Zhao, W., Nielsen, T. K. ve Billdal, J. T.,** (2010). An Experimental Study on Leakage Flow in Different Geometrical Disk Seals, *9th International Conference on Hyrodynamics, **22(5)***, 381-385, Shanghai, China.

[7] **Ma, G., Zhao, W. ve Shen, X.** (2011). Analysis of Parameters and Performance for Spiral Grooved Cylindrical Gas Film Seal. *International Conference on Power Electronics and Engineering Application, **23***, 115-119.

[8] **Sato, Y., Ono, K., Iwama, A.** (1990). The Optimum Groove Geometry for Spiral Groove Viscous Pumps, *Journal of Tribology:* Vol. 112, 409, Tokyo, Japan.

[9] **Zhou, J., GU, B. ve Chen, Y**. (2007). An Improved Design of Spiral Groove Mechanical Seal, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, **15(4)**, 499-506, Nanjing, China.

[10] **Ludwing, L. P., Strom, T. N. ve Allen, G. P.** (1965). Experimental Study on End Effect and Pressure Patterns in Helical Groove Fulid Film Seal, *NASA Technical Note,* **TN D-3096,** Lewis Research Center, Clevland, OH.

[11] **Zuk, J., Ludwig, L. P. Ve Johnson, R. L. (**1966). Experimental and Therotical Study of the Viscoseal, *NASA Technical Memorandum*, **TM X-52245**, Lewis Research Center, Clevland, OH.

.

[12] **Patterson, K**. **E**. (1970). An Analytical Model for the Prediction of Viscoseal Performance in the Regime from Continium to Free-Molecule Flow, *NASA Technical Note*, **N70 – 42191**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[13] **Ludwing, L. P., Strom, T. N. ve Allen, G. P.** (1966). Gas Ingestion and Sealing Capacity of Helical Groove Fluid Film Seal (Viscoseal) Using Sodium and Water as Sealed Fluids, *NASA Technical Note*, **TN D-3348,** Lewis Research Center, Clevland, OH.

[14] **Shah, K.** (1969). An Experimental Study on Viscoseal Bearing, *NASA Technical Note*, **ME69 – T57-2**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[15] **Boon, R. J. G. (**1969). Observations on a Viscoseal in a Transparent Housing the Prevention of Leakage and Breakdown, *NASA Technical Note*, **ME69 – T57-4**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[16] **Wilkerson, H. J.** (1970). Rarefied-Gas Viscoseal, *NASA Technical Note*, **AE79 – 023-8**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[17] **Milligan, M. W.** (1970). Viscoseal Performance with Rarafied-Gas Sealant, *NASA Technical Note*, **AE71 – 023-9**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[18] **Shah, K.** (1970). An Experimental Study on Viscoseal Bearing, *NASA Technical Note*, **ME69 – T57-3**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[19] **Luttrull, L. H.** (1970). A Study of Convective Inertia Effects and Methods of Controlling Gas Ingestion In Large Diameter Viscoseals, *NASA Technical Note*, **N70 – 36776**, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[20] **Stair, W. K.** (1967). Effect of Groove Geometry on Viscoseal Performance, *Journal of Engineering for Power*, ***66***, 605-612, The University of Tennessee, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

[21] **Meric, R. A., ve Macken, N. A.** (1974). Convective Inertia Effects in the Viscoseals, *Journal of Lubrication Technology*, ***74***, 443-448.

[22] **Alparslan, B. ve Acar, B.** (2007). Gearbox Design for a Mini Turbo-Prop Engine, *4th Ankara International Aerospace Conference*, ***039,*** METU, Ankara.

[23] **Flitney, R.** (2007). Seals and Sealing Handbook, Elselvier Ltd., *LinacreHouse, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, Burlington*, MA 01803.

[24] **Muller, H. K., ve Nau, B. S.** (1998). Fluid Sealing Technology, Marcel Dekker Inc., *270 Madison Avenue, New York,* NY 10016.

[25] **Zhiqiong, H.** (2004). Effects of Herringbone Groove Pattern on Vertical Hyrodynamic Journal Bearing (Master Thesis) Beijing University, China.

[26] **Shapiro, W.** (2004). Numerical, Analytical, Experimental Study of Fluid Dynamic Forces in Seals, *NASA Technical Note,* **CR-2004-213199,** Mechanical Technology, Inc., Latham, New York.

[27] **Childs, D. W.** (1983). Leakage Tests for Helically-Grooved Seals, *NASA Progress Report,* **NAS8-33716,** Turbomachinery Laboratory.

[28] **Childs, D. W.** (1983). Test Results for Smooth, Hole-Pattern and Helically-Grooved Stators, *NASA Progress Report,* **TRC-SEAL-7-87,** Turbomachinery Laboratory.

[29] **Kerküklü, Y.** (2008). Dönel Sızdırmazlık Elemanlarının Performansına Yüzey Pürüzlülüğünün Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programı, İstanbul.

[30] **Erbil, A. E.** (2008). Statik Sızdırmazlık Elemanlarının Performans Karakteristiğinin Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programı, İstanbul.

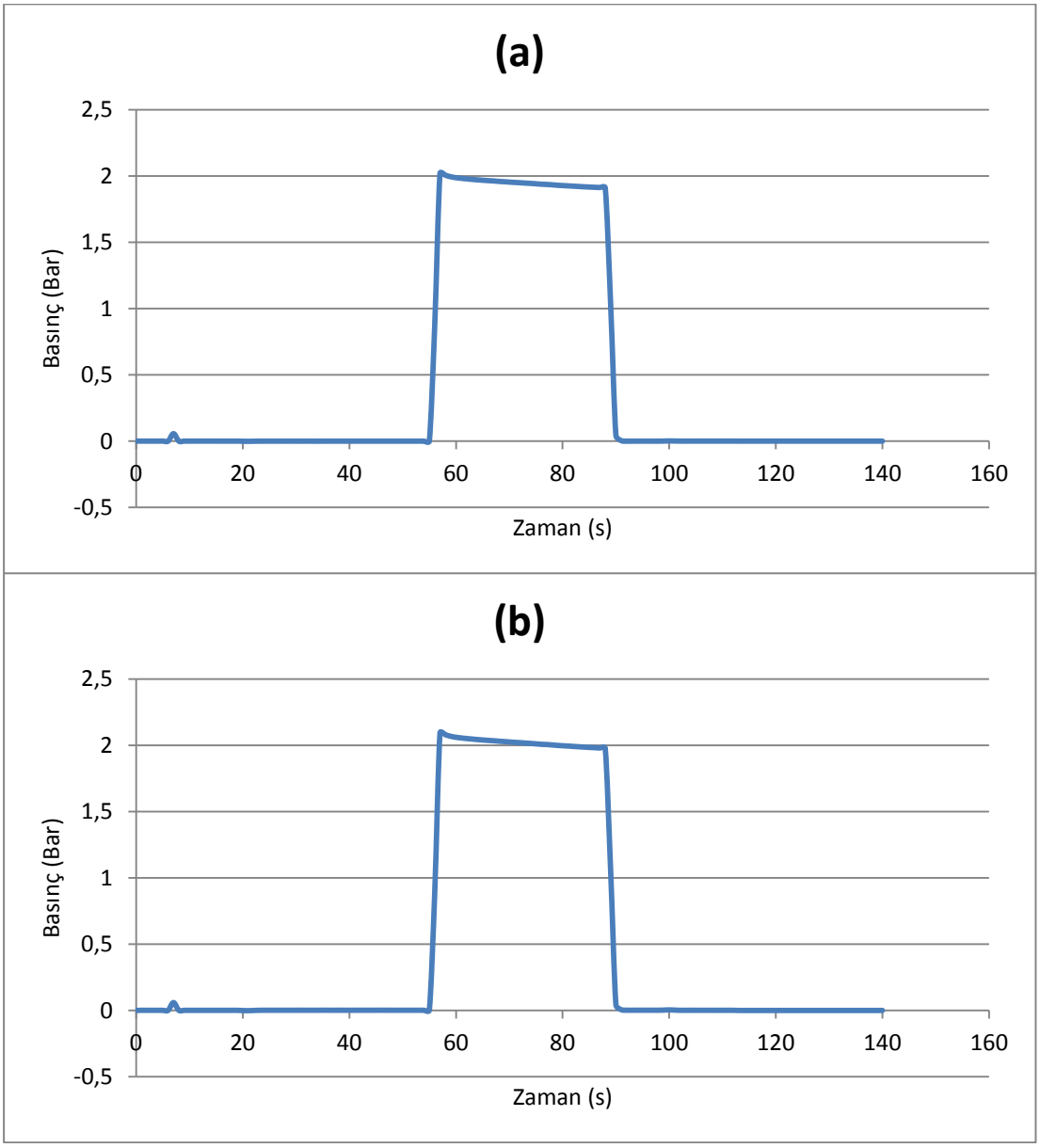
[32] **Akgül, H.** (1986). Sızdırmazlık Elemanları, T.M.M.O.B., Makine Mühendisleri Odası, Yayın No:120, Bursa.

[33] **Pahl, G., ve Beitz, W.** (1995). Engineering Design: A Systematic Approach, Springer, *Bell & Bain Limited,* Glasgow, Scotland

EKLER

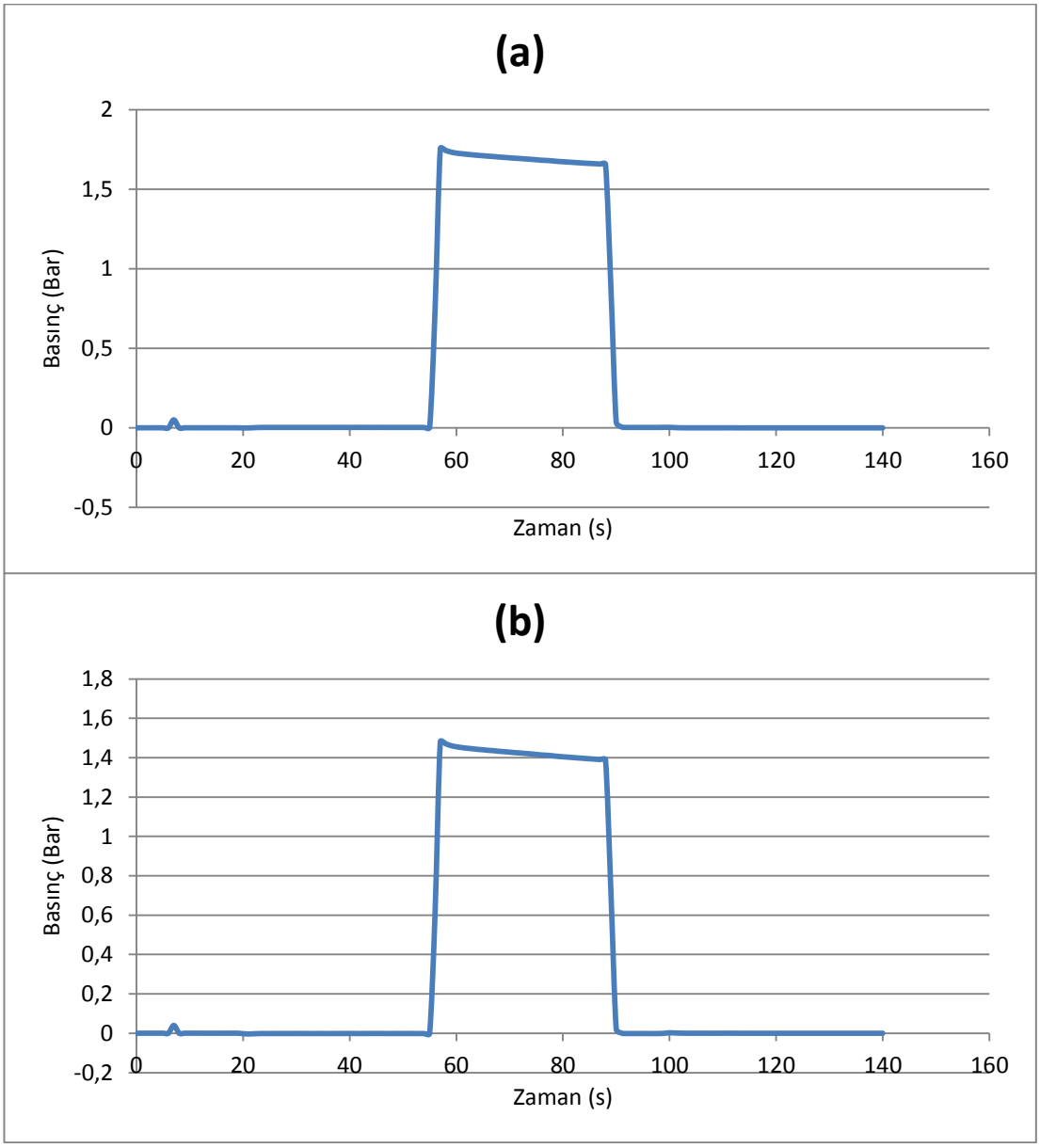
EK A.1 : Numune 1, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK A.2 : Numune 1, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK A.3 : Numune 1, 3 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK A.4 : Numune 1, 3 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK B.1 : Numune 2, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK B.2 : Numune 2, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK C.1 : Numune 3, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK C.2 : Numune 3, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK D.1 : Numune 4, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri
EK D.2 : Numune 4, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı grafikleri

EK A.1



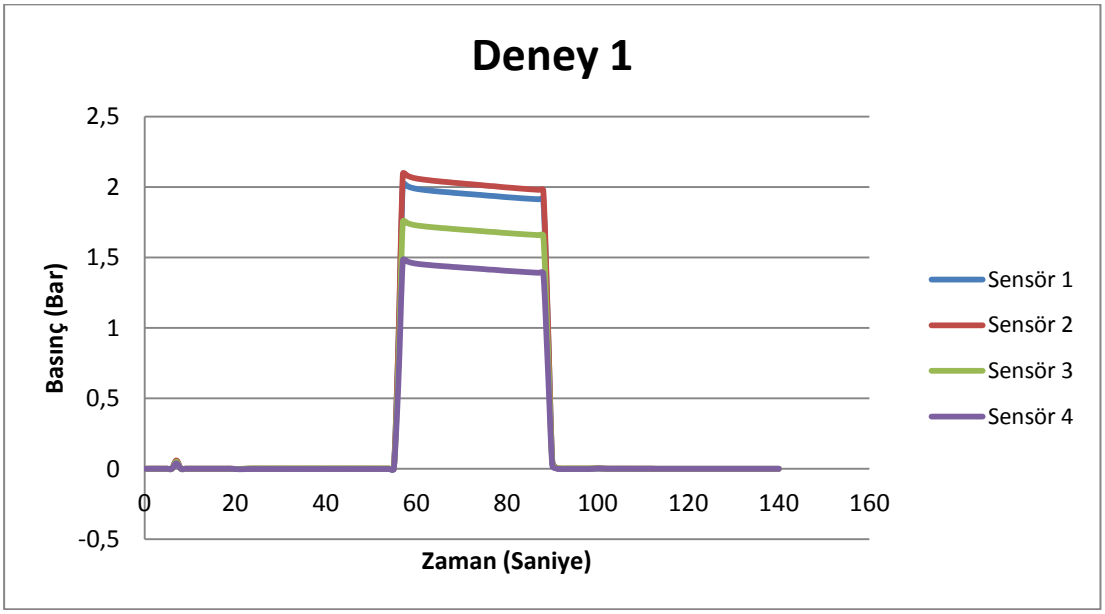
Şekil A.1.1: Numune 1, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK A.1

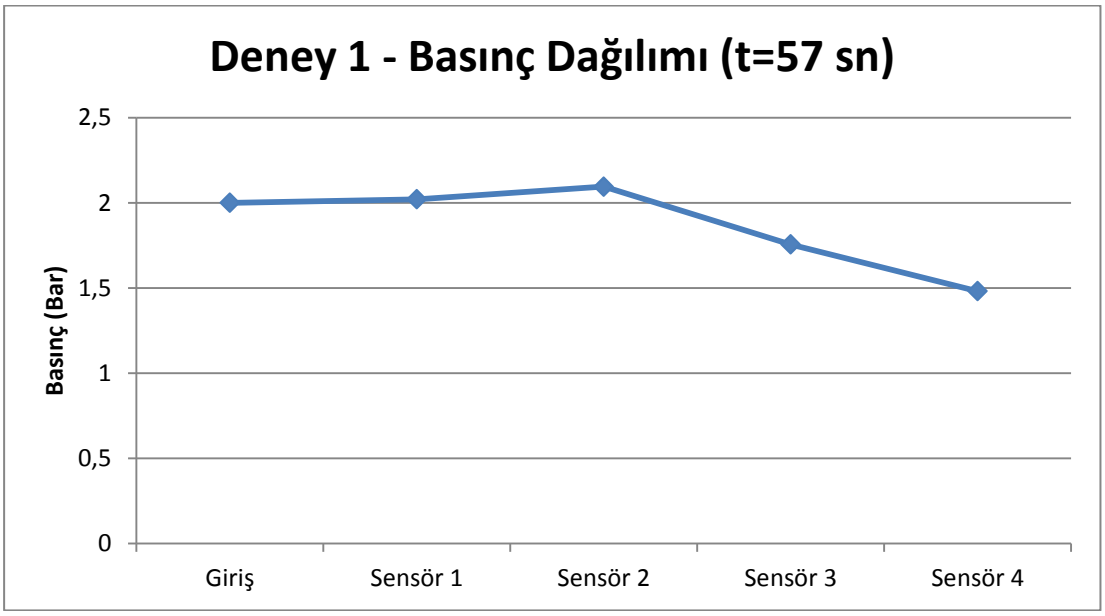


Şekil A.1.2: Numune 1, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK A.1

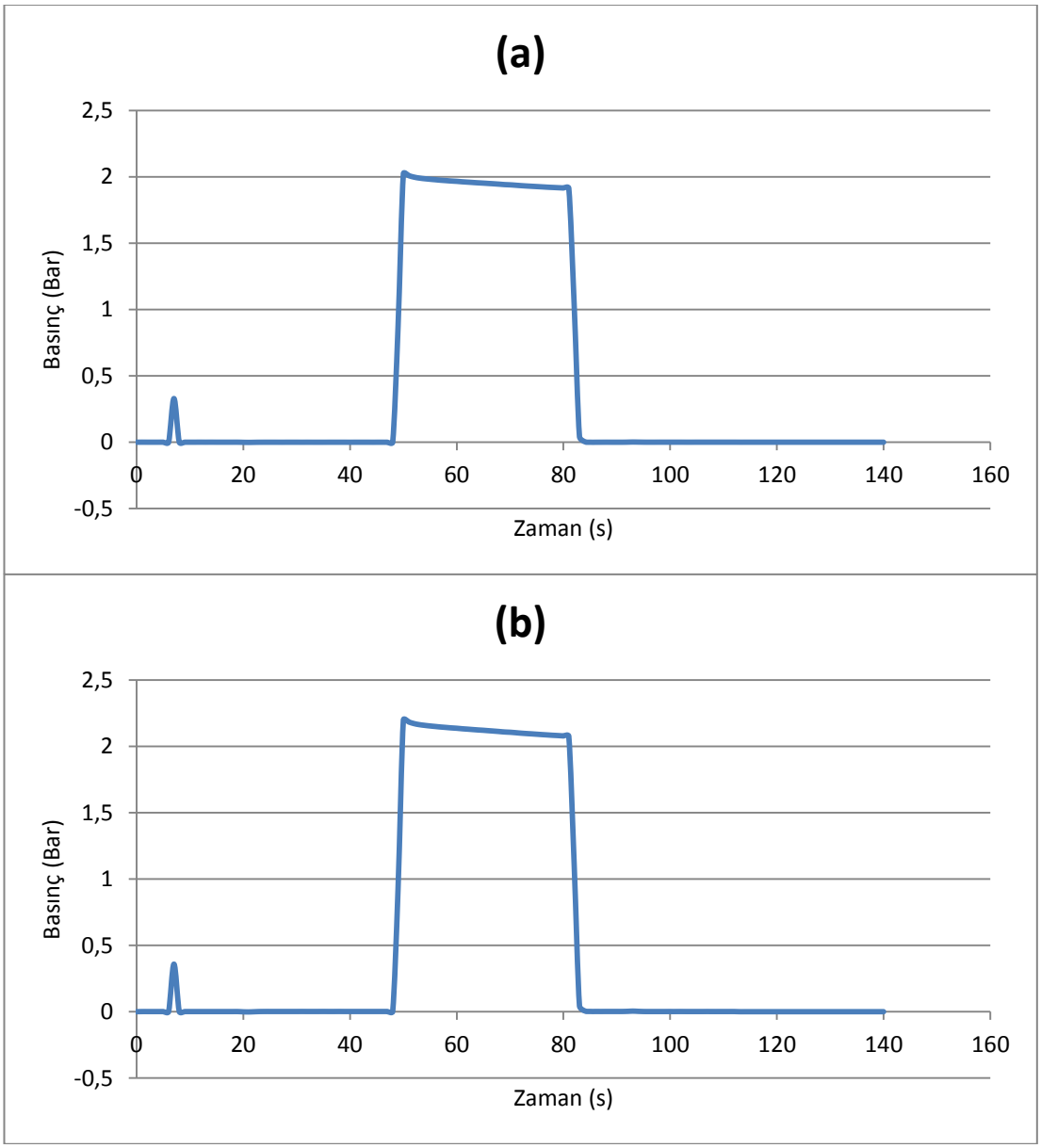


Şekil A.1.3: Numune 1, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



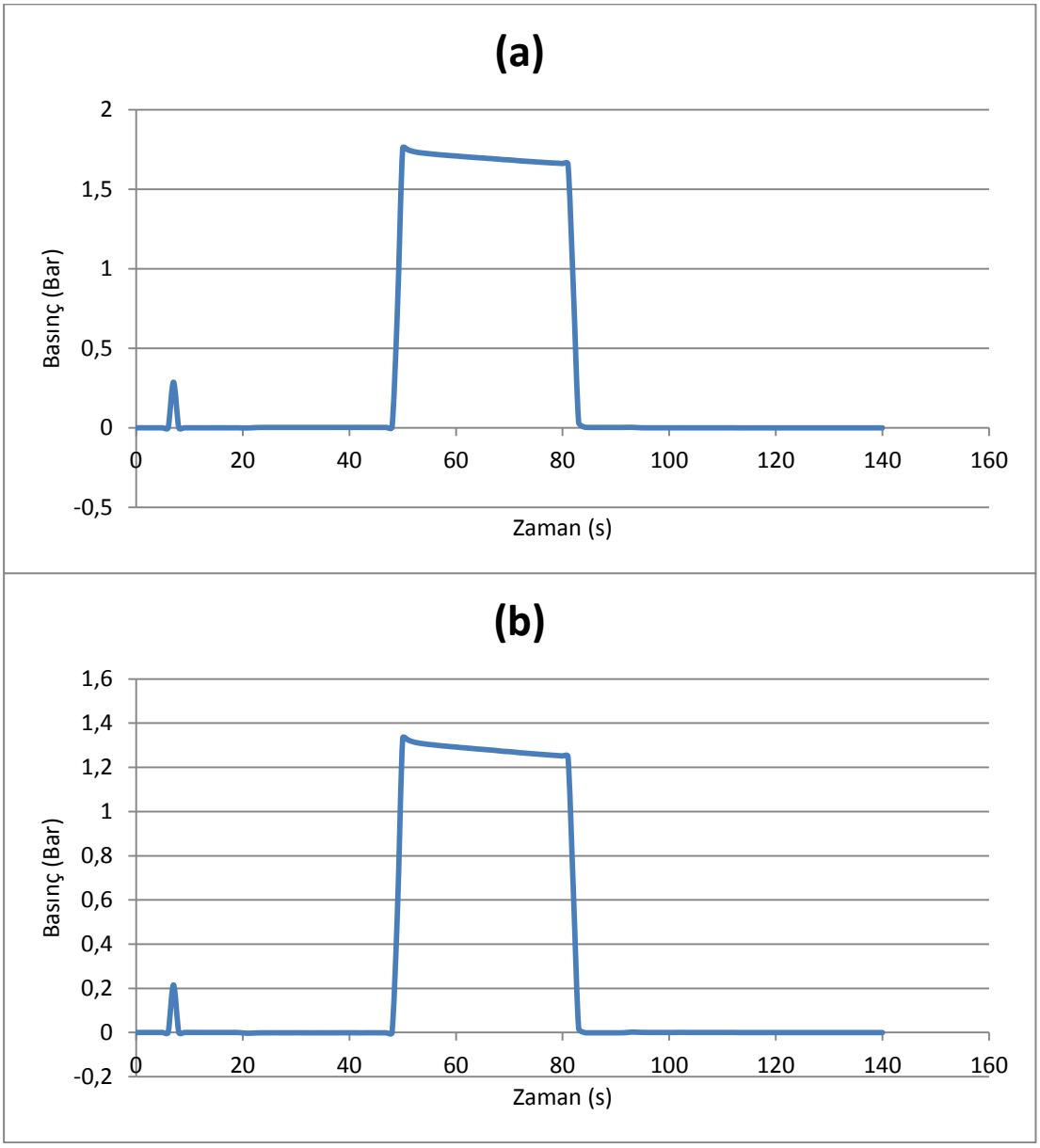
Şekil A.1.4: Numune 1, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK A.2



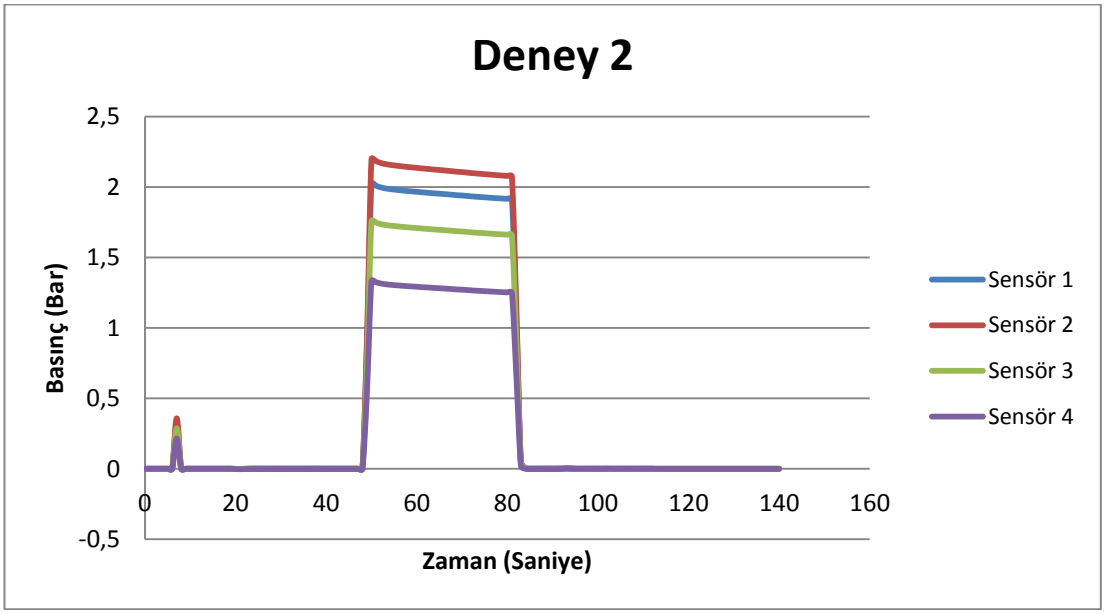
Şekil A.2.1: Numune 1, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK A.2

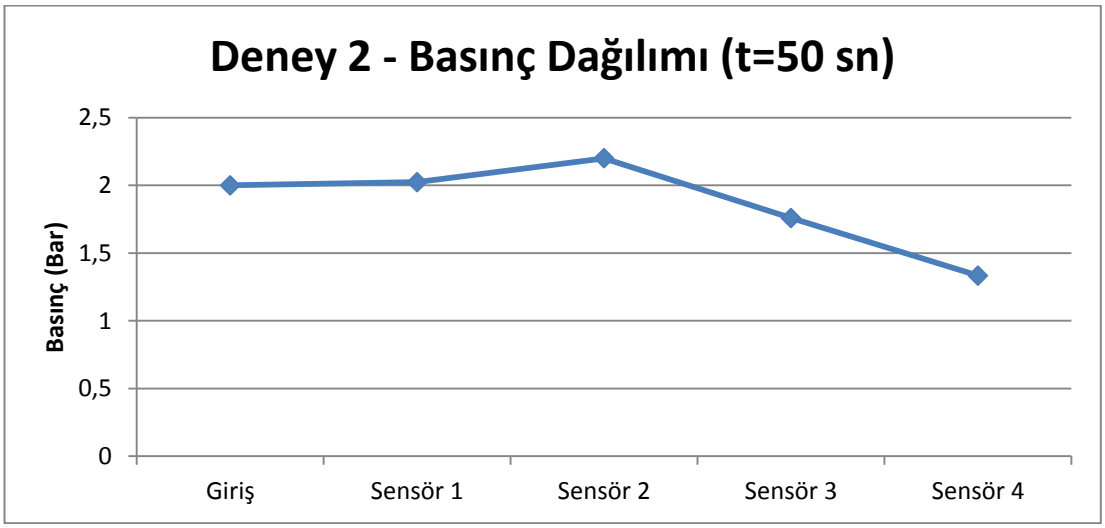


Şekil A.2.2: Numune 1, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK A.2

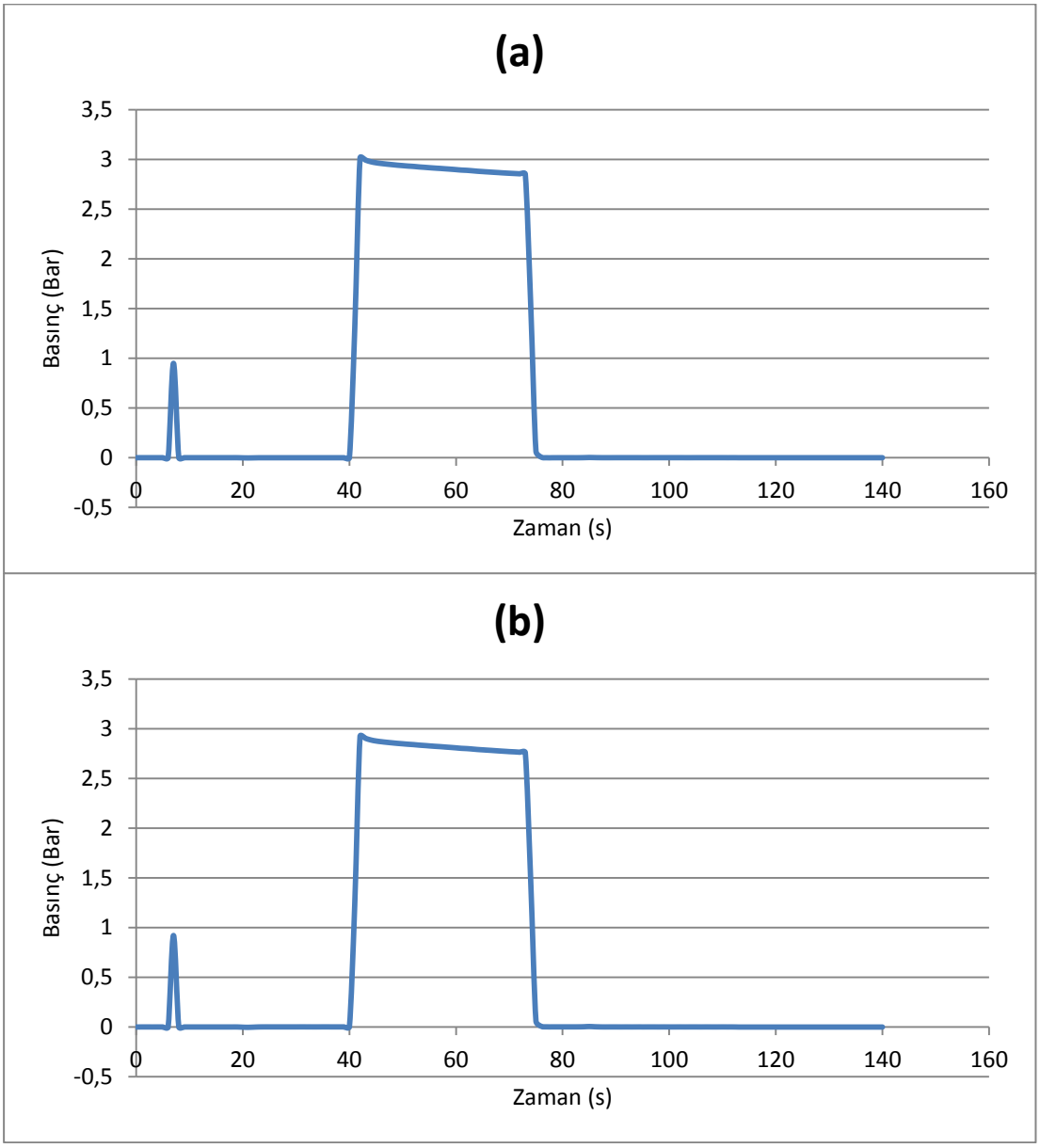


Şekil A.2.3: Numune 1, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



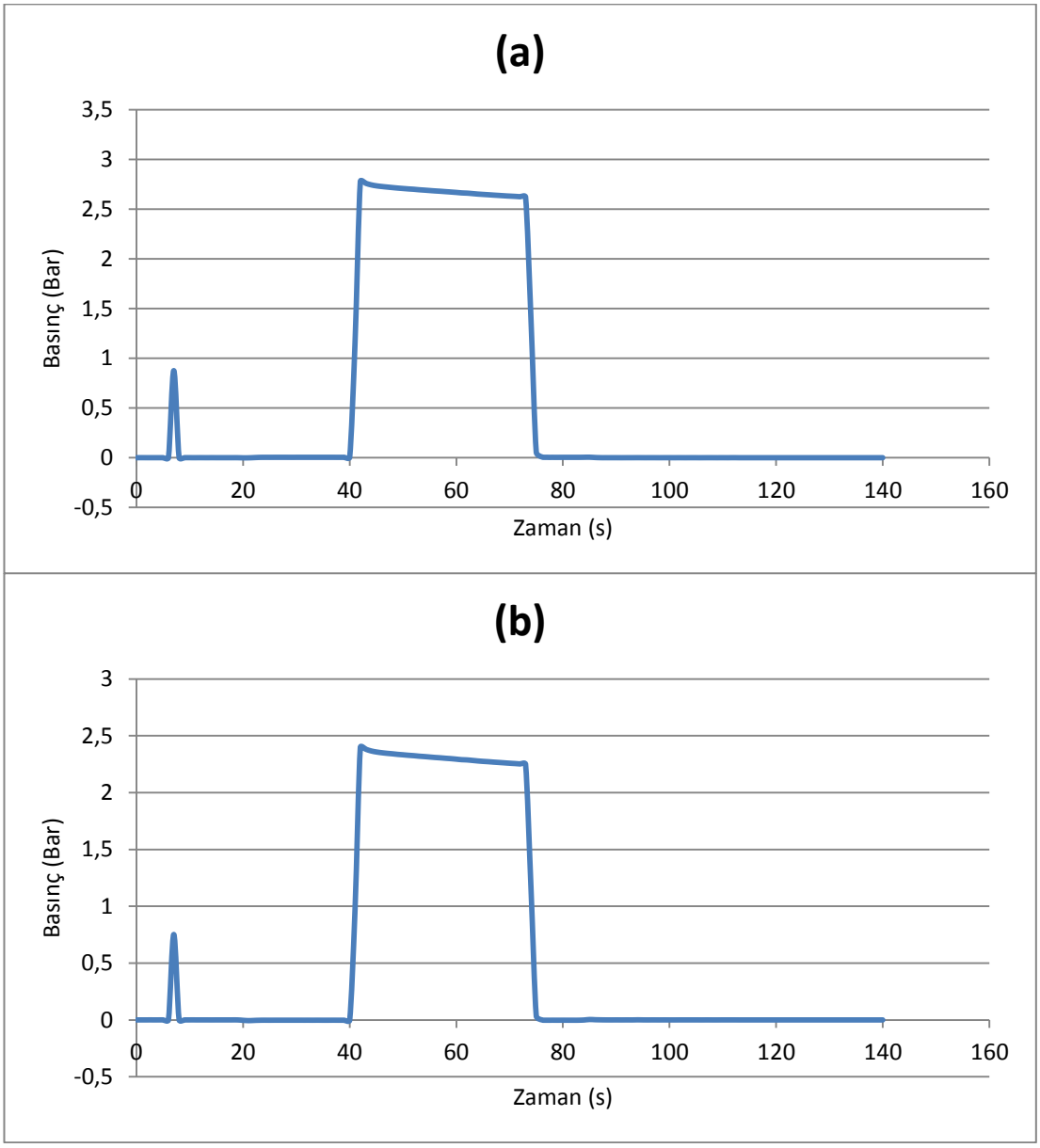
Şekil A.2.4: Numune 1, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK A.3



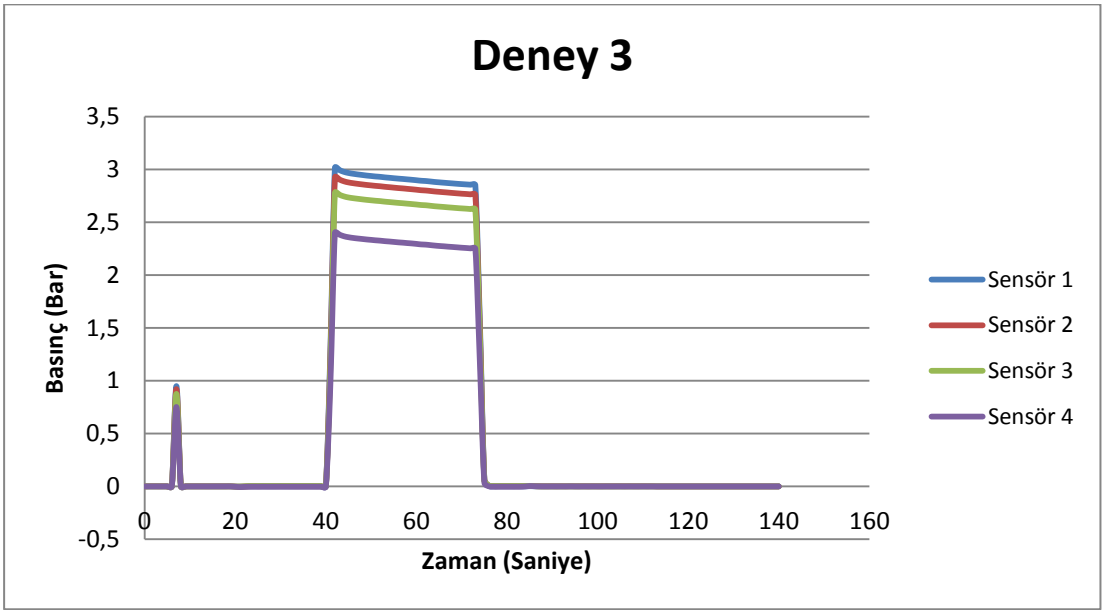
Şekil A.3.1: Numune 1, 3 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK A.3

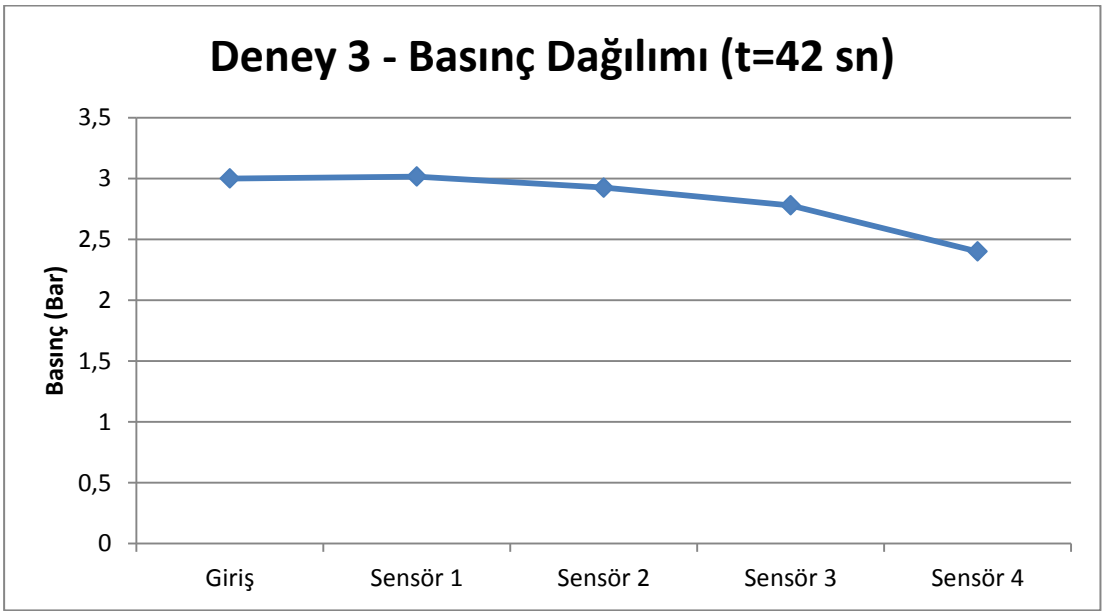


Şekil A.3.2: Numune 1, 3 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK A.3

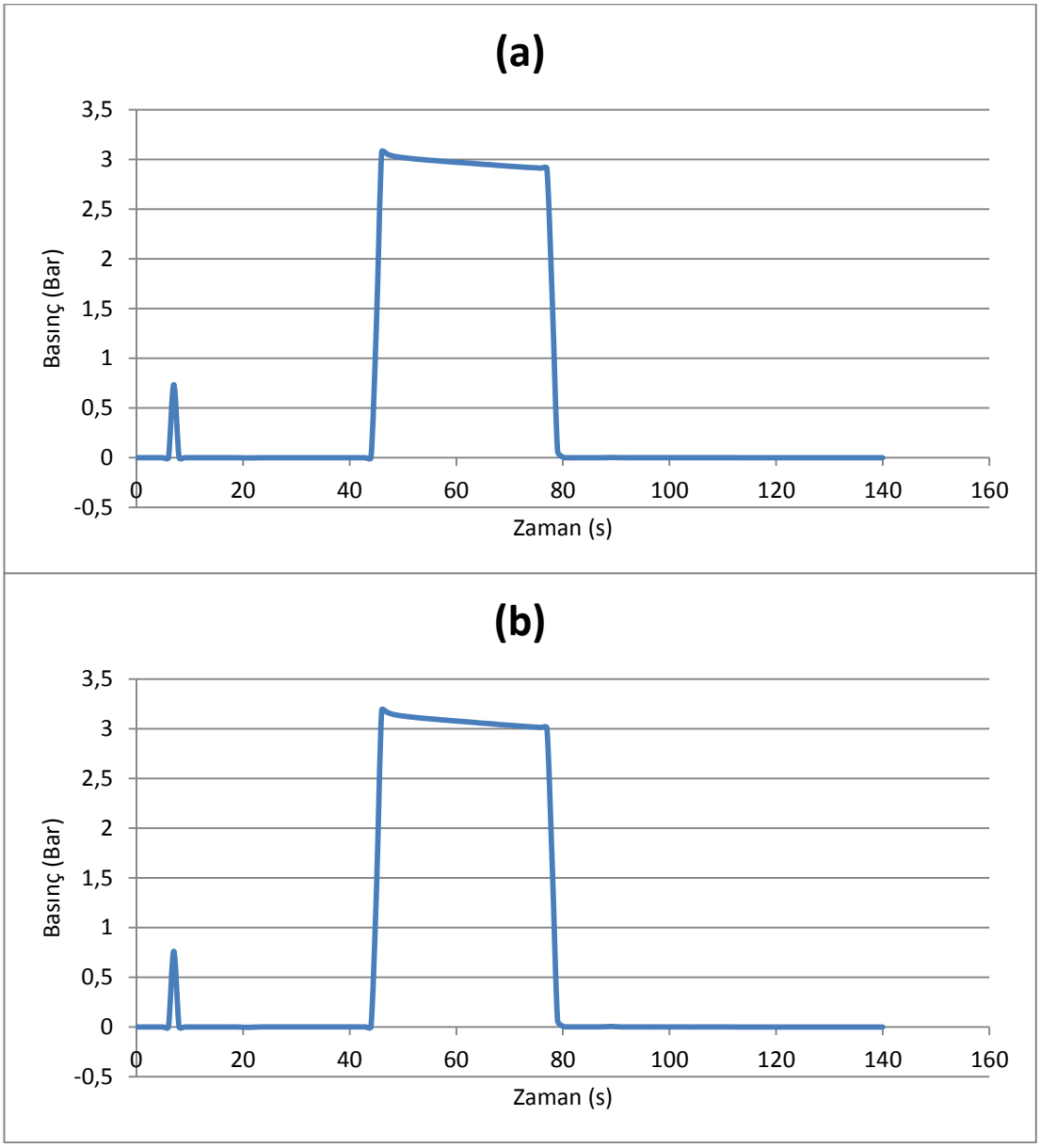


Şekil A.3.3: Numune 1, 3 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



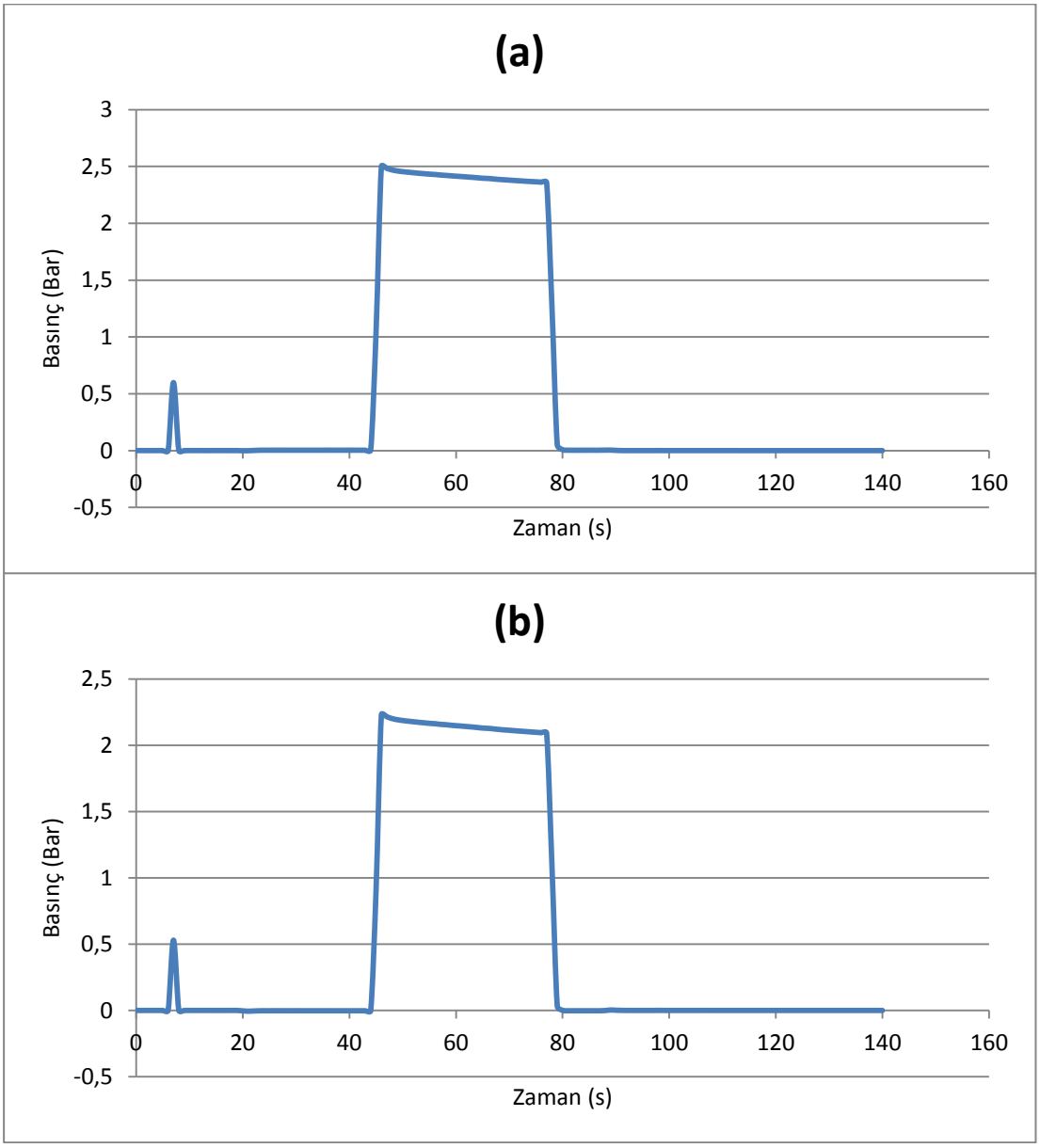
Şekil A.3.4: Numune 1, 3 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK A.4



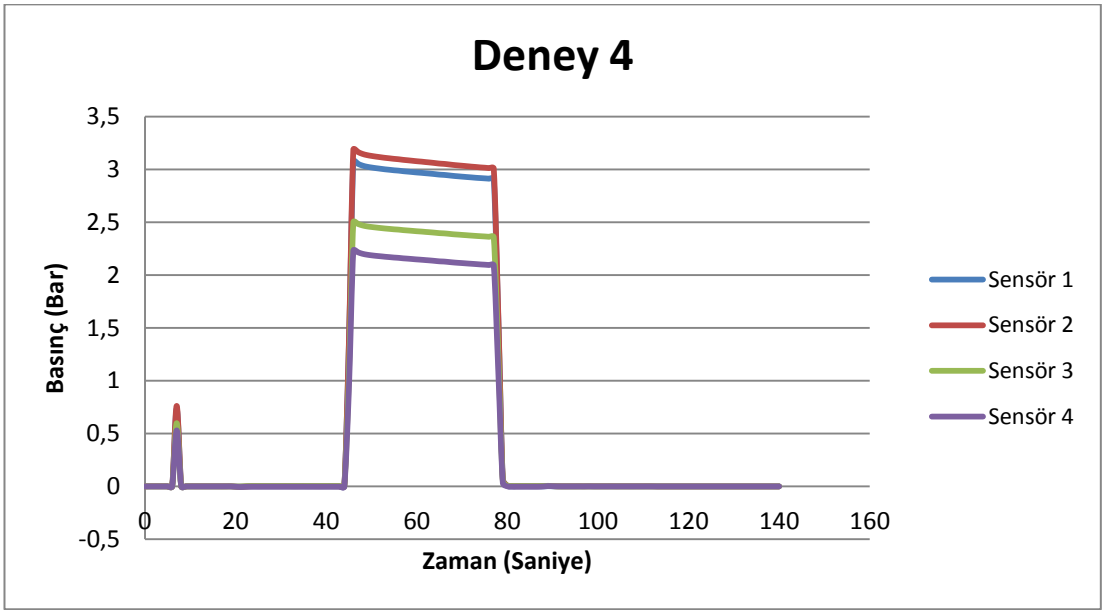
Şekil A.4.1: Numune 1, 3 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK A.4

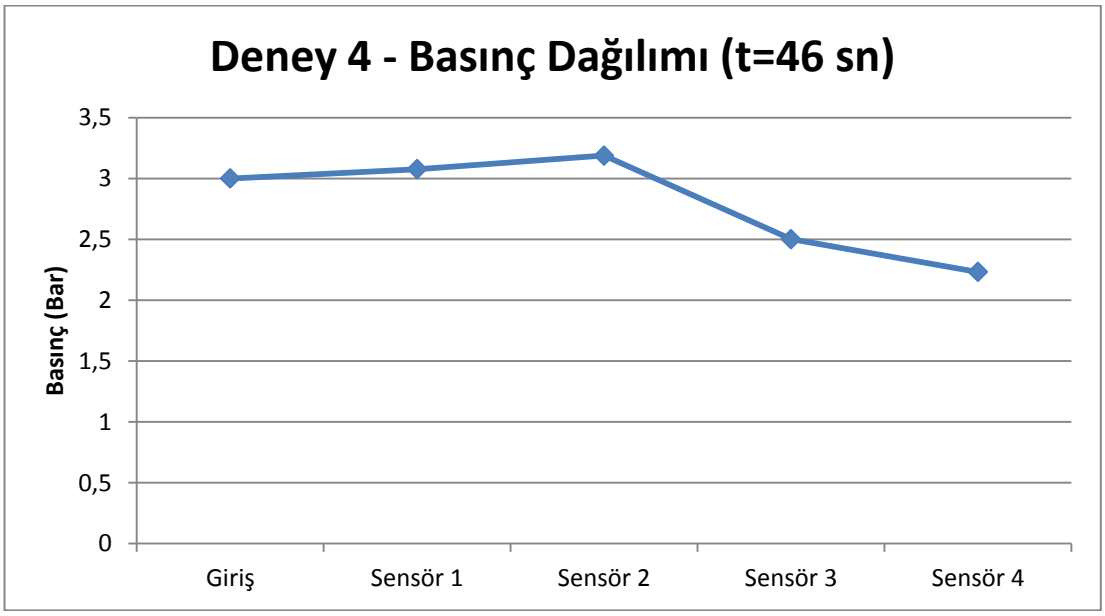


Şekil A.4.2: Numune 1, 3 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK A.4

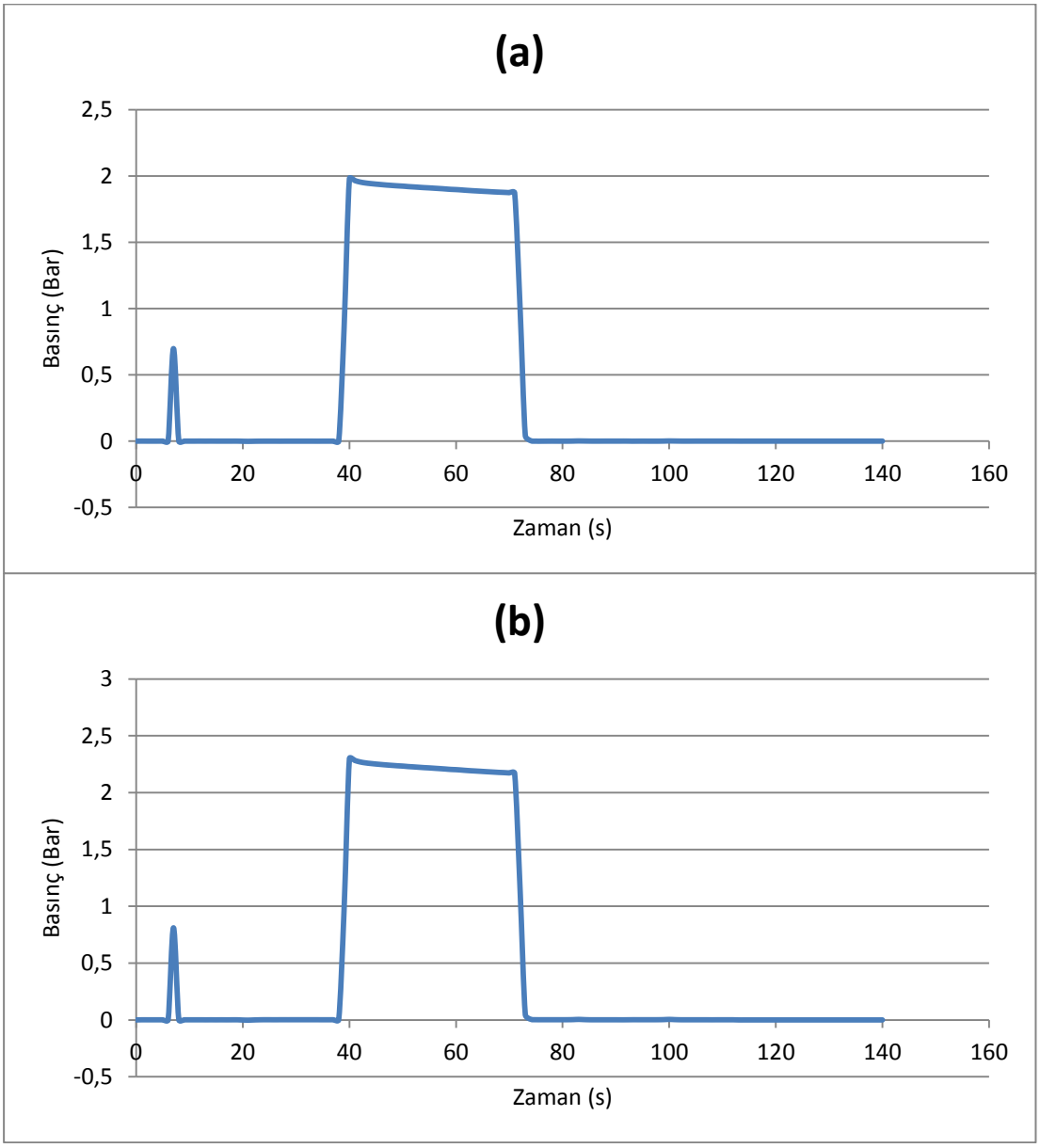


Şekil A.4.3: Numune 1, 3 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



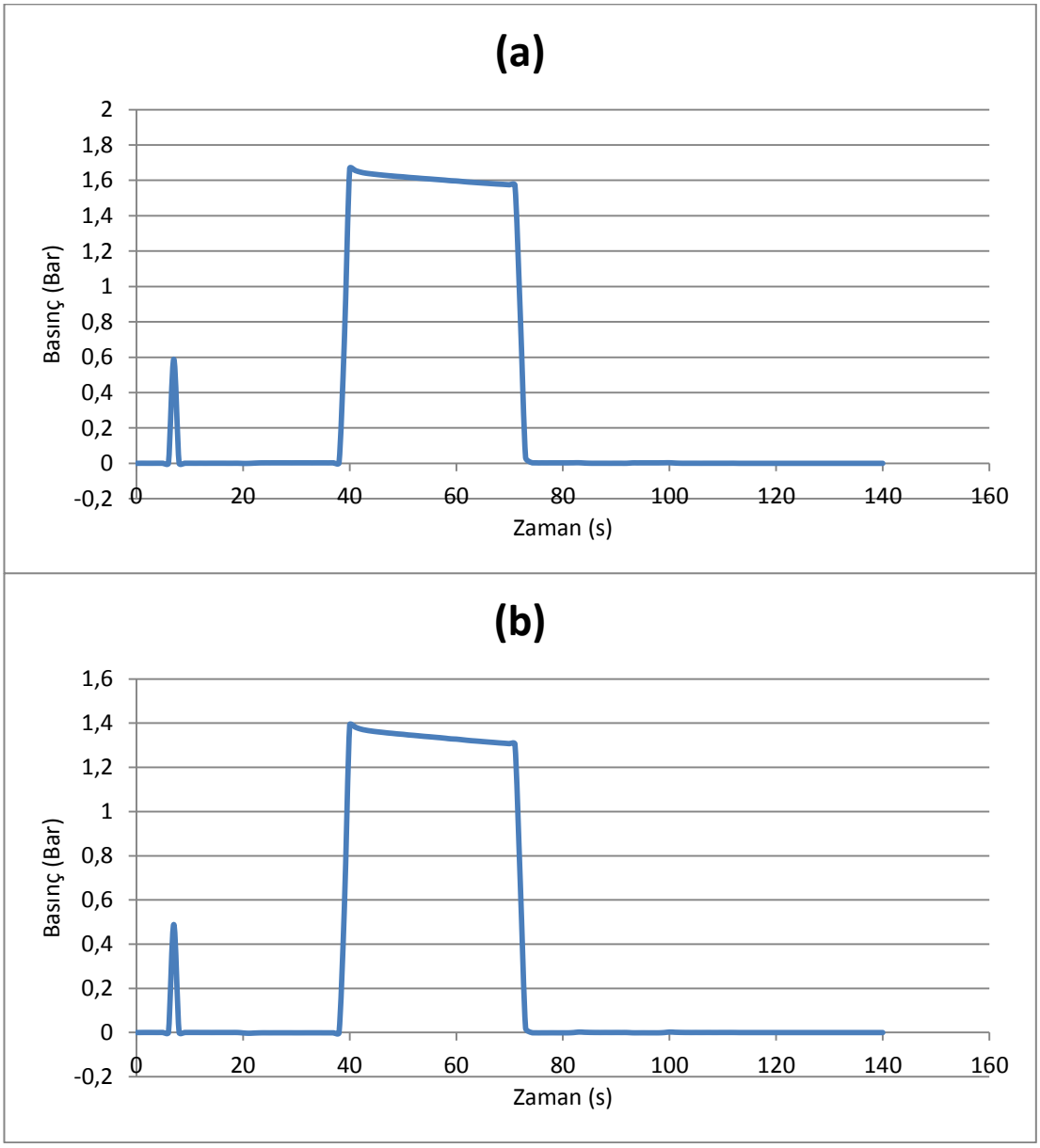
Şekil A.4.4: Numune 1, 3 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK B.1



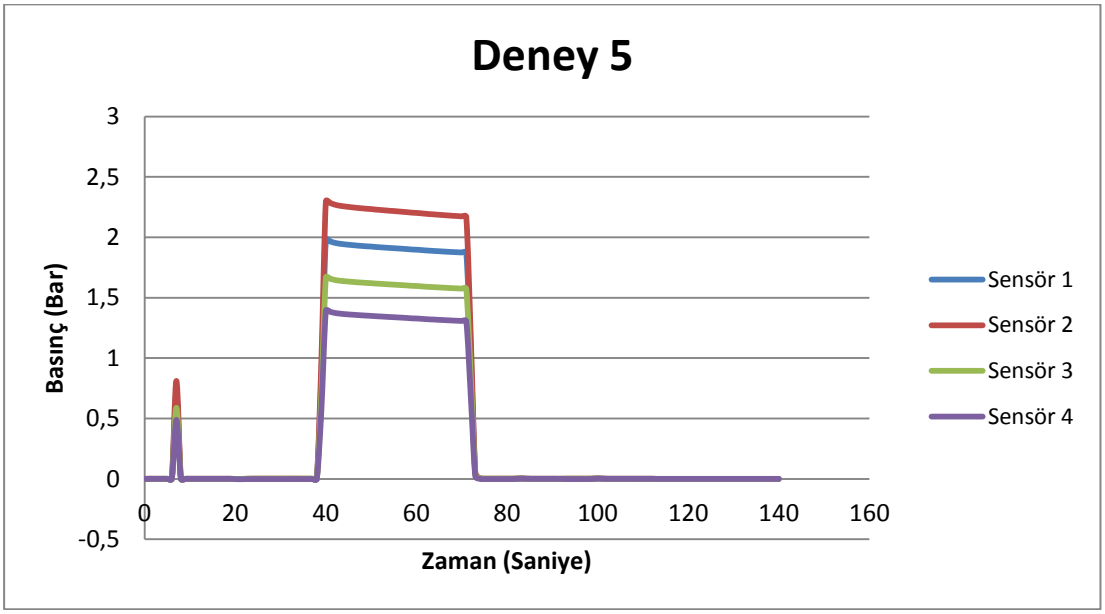
Şekil B.1.1: Numune 2, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK B.1

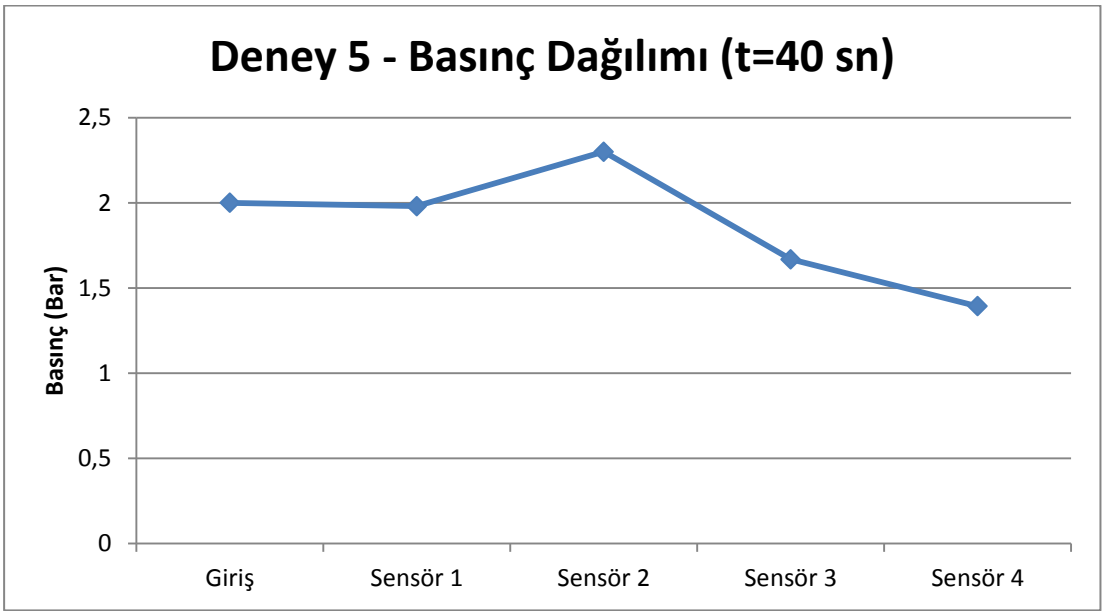


Şekil B.1.2: Numune 2, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK B.1

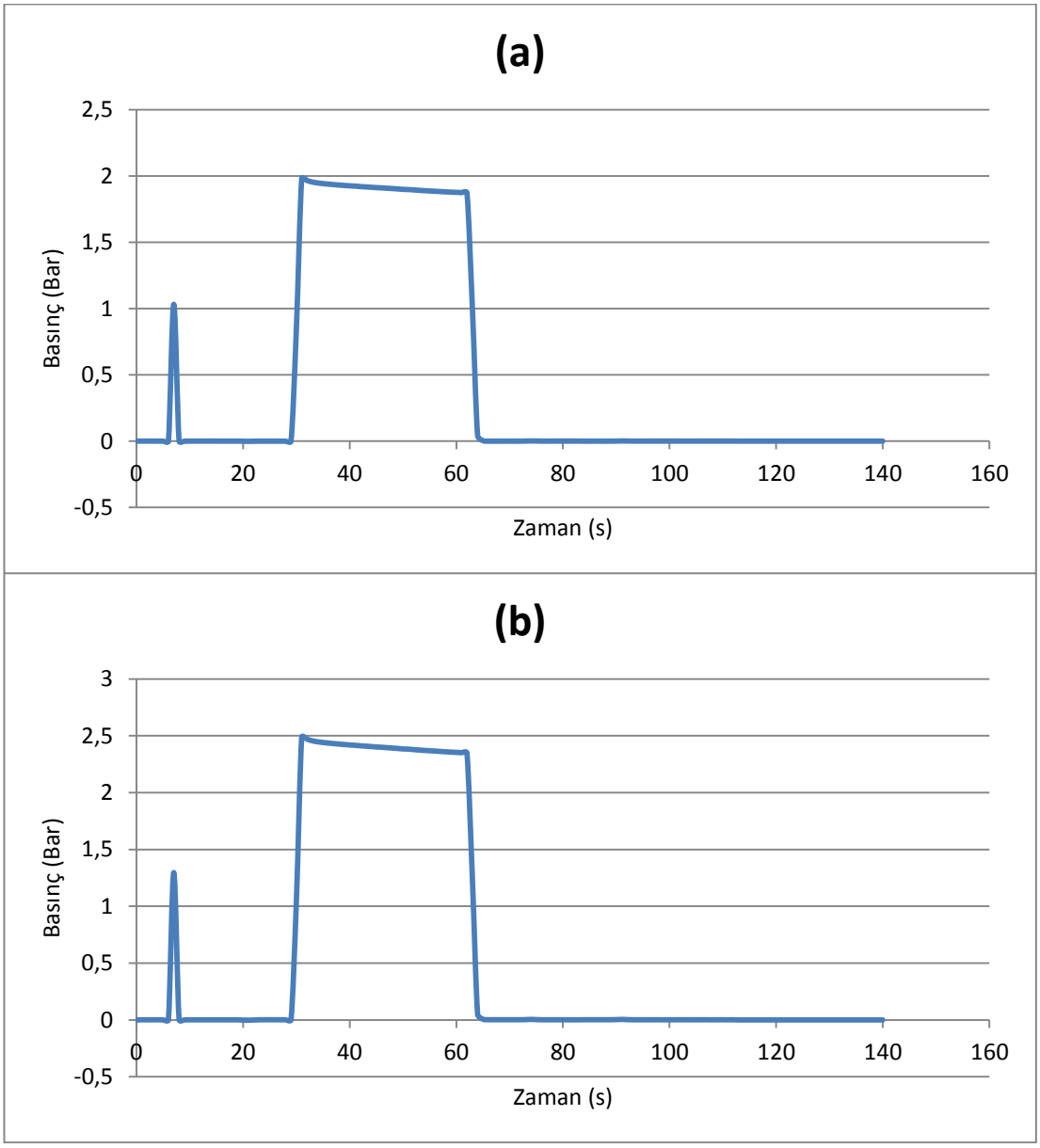


Şekil B.1.3: Numune 2, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



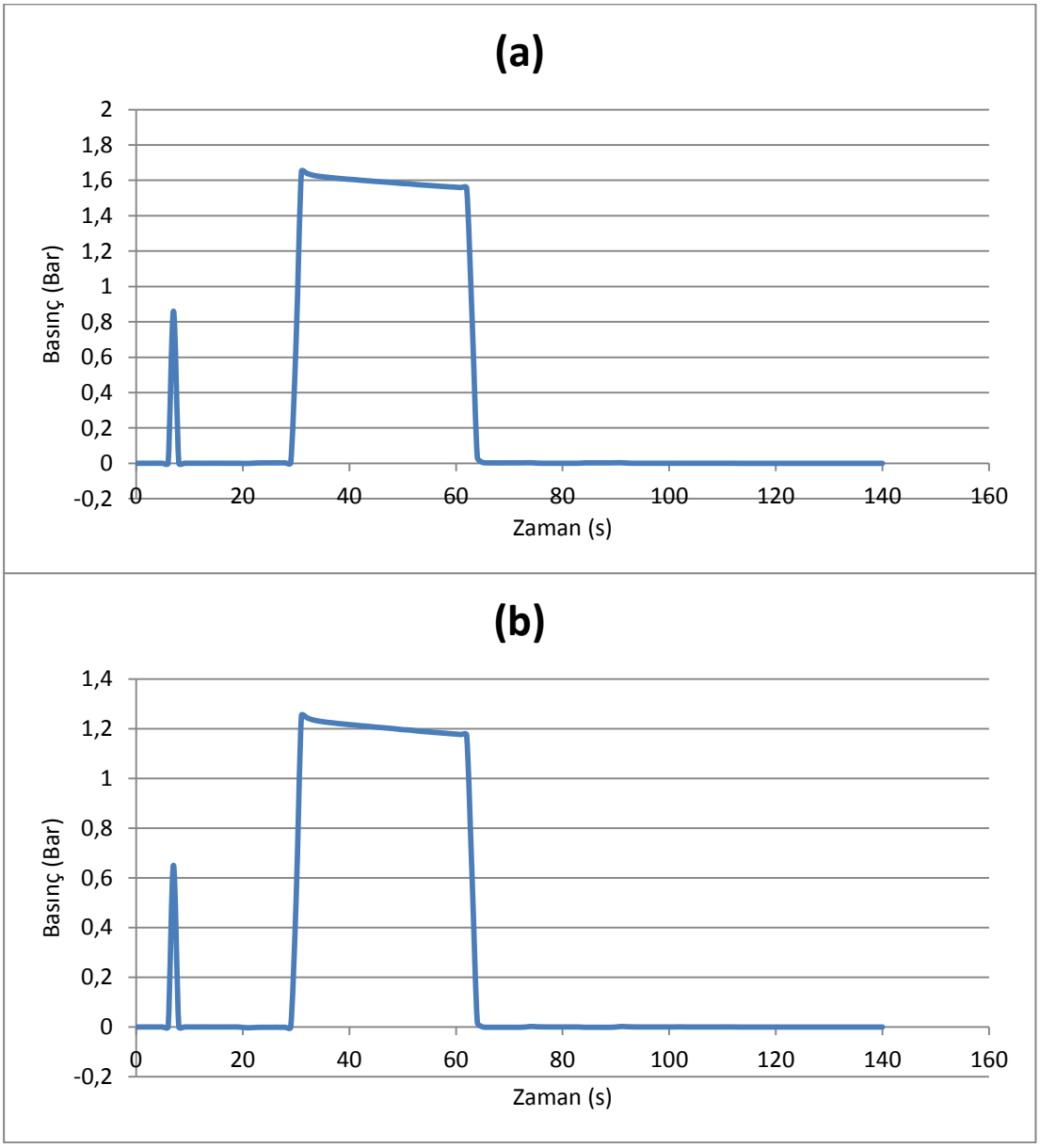
Şekil B.1.4: Numune 2, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK B.2



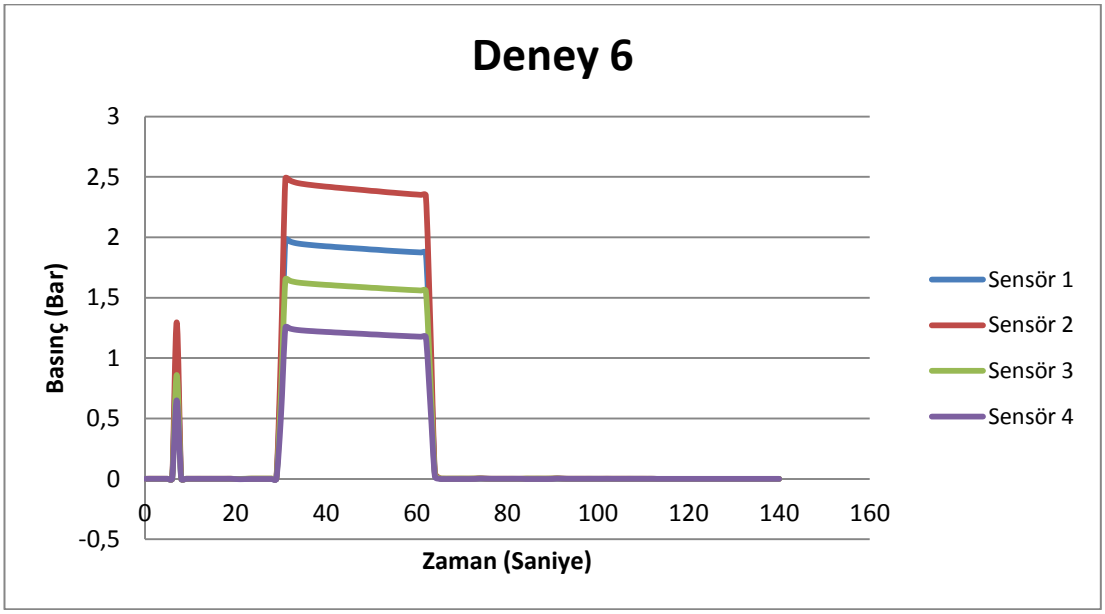
Şekil B.2.1: Numune 2, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK B.2

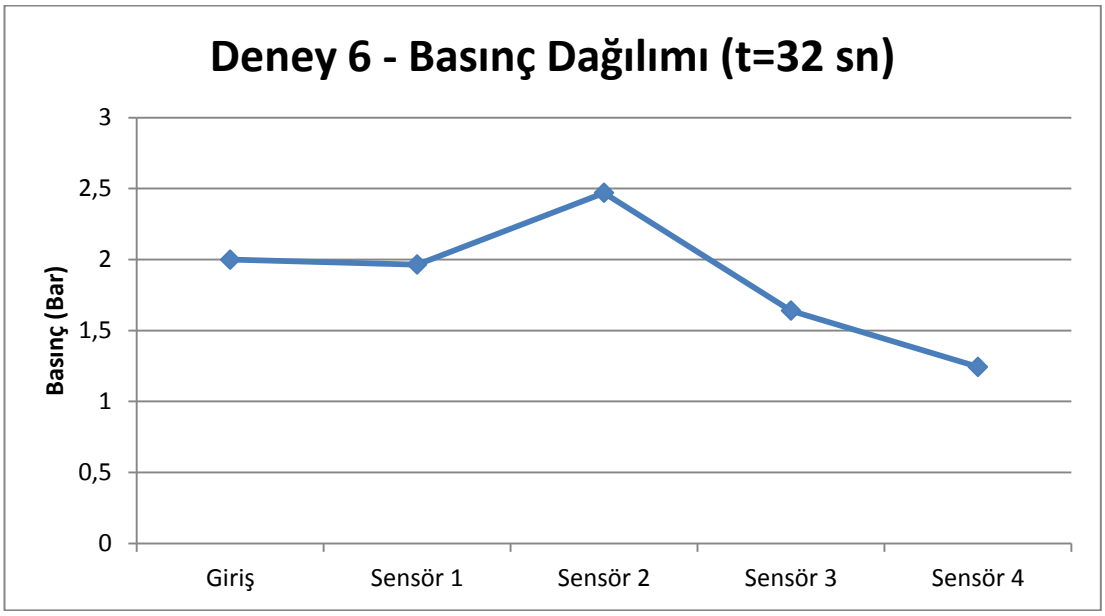


Şekil B.2.2: Numune 2, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK B.2

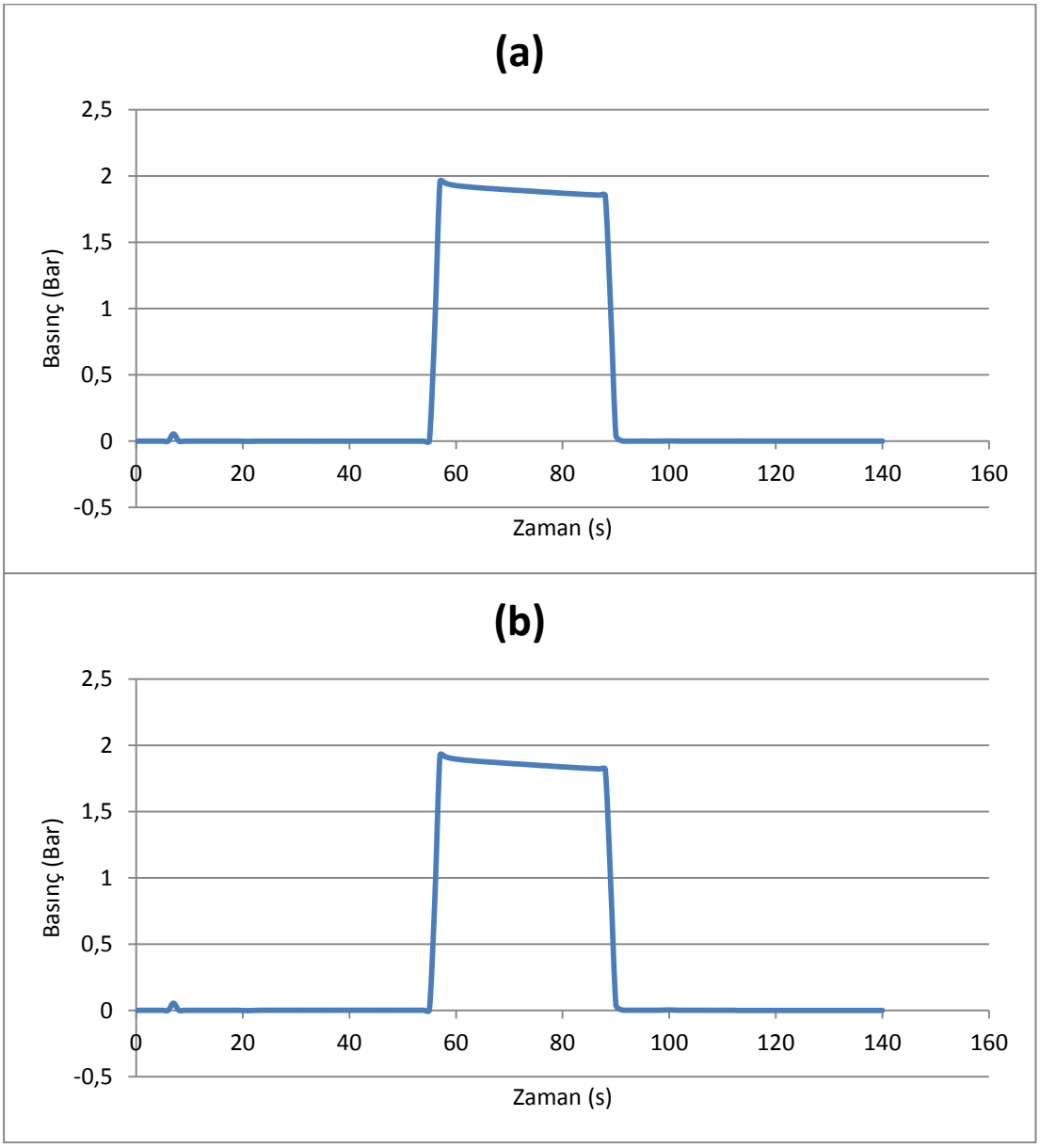


Şekil B.2.3: Numune 2, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



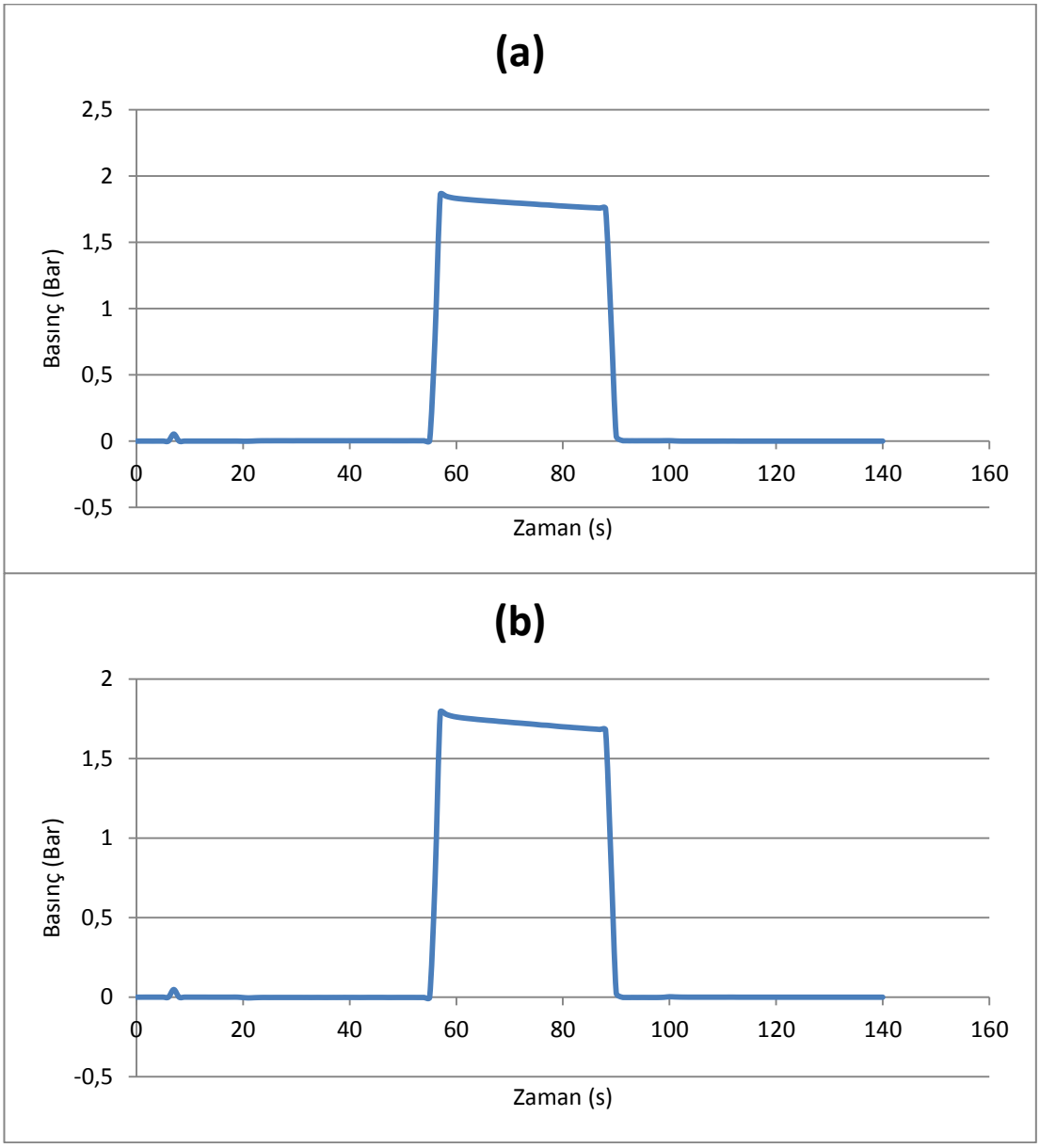
Şekil B.2.4: Numune 2, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK C.1



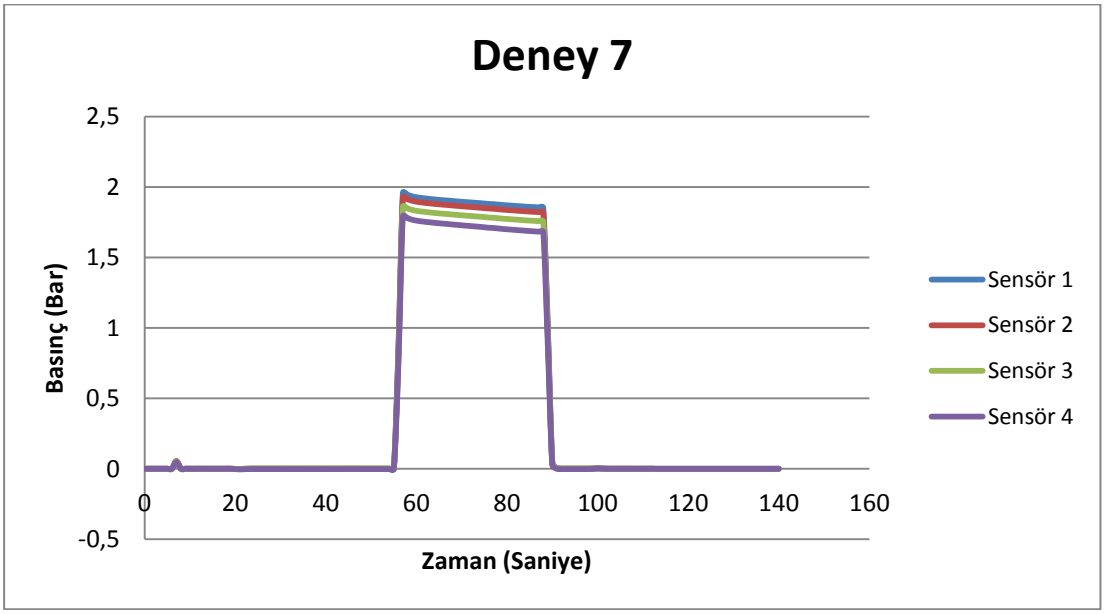
Şekil C.1.1: Numune 3, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK C.1

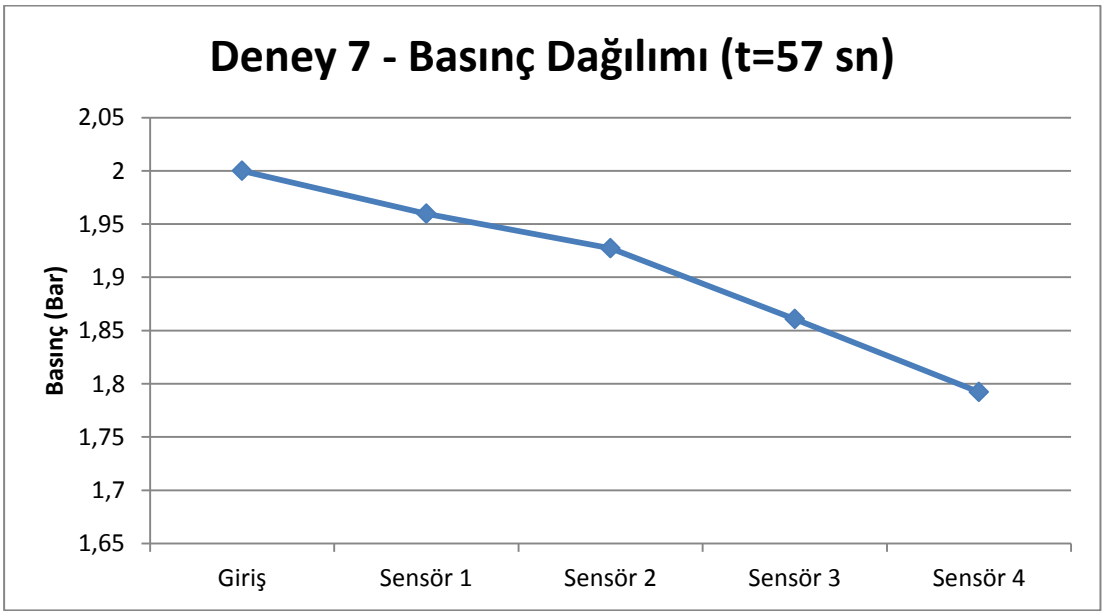


Şekil C.1.2: Numune 3, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK C.1

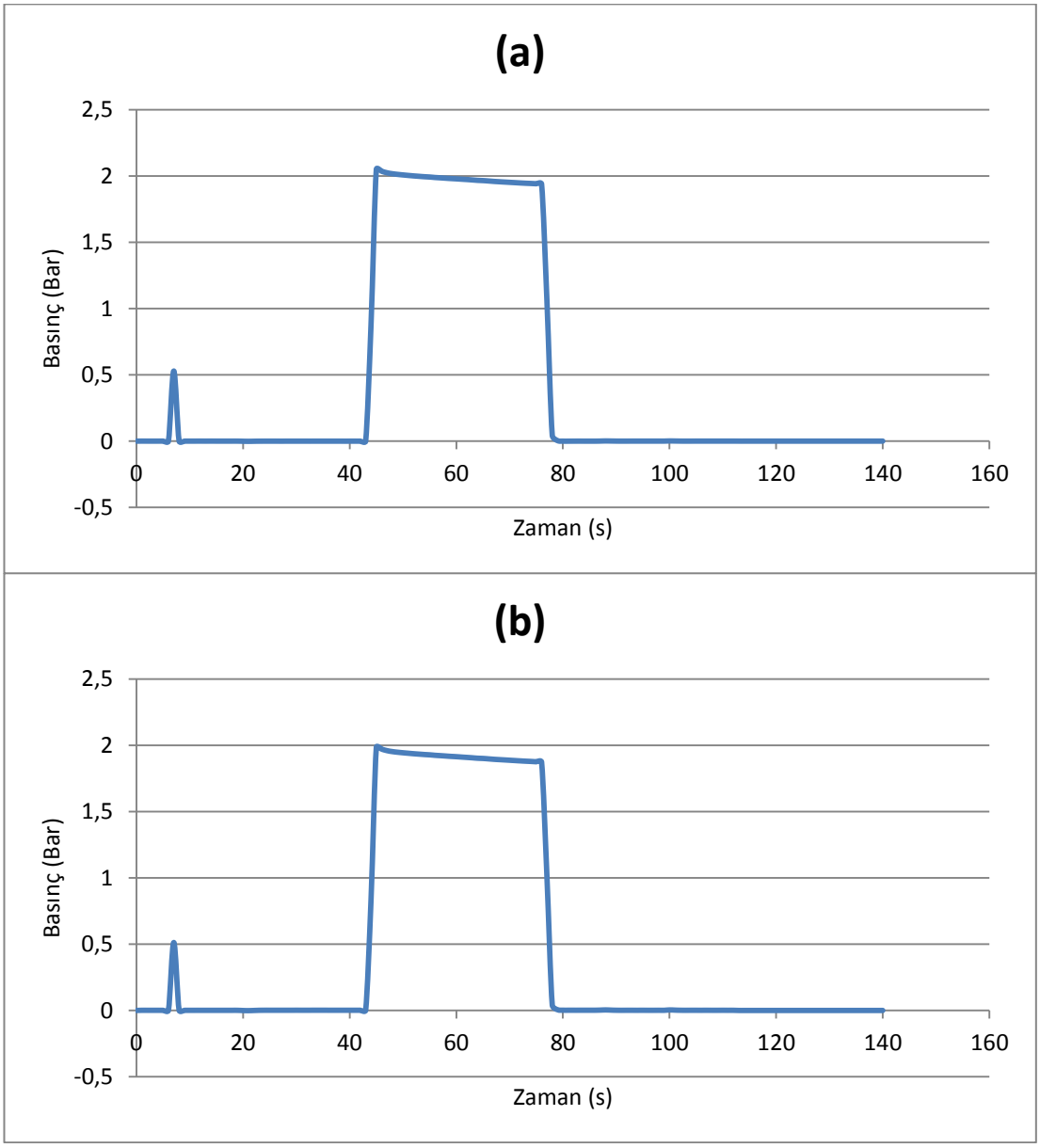


Şekil C.1.3: Numune 3, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



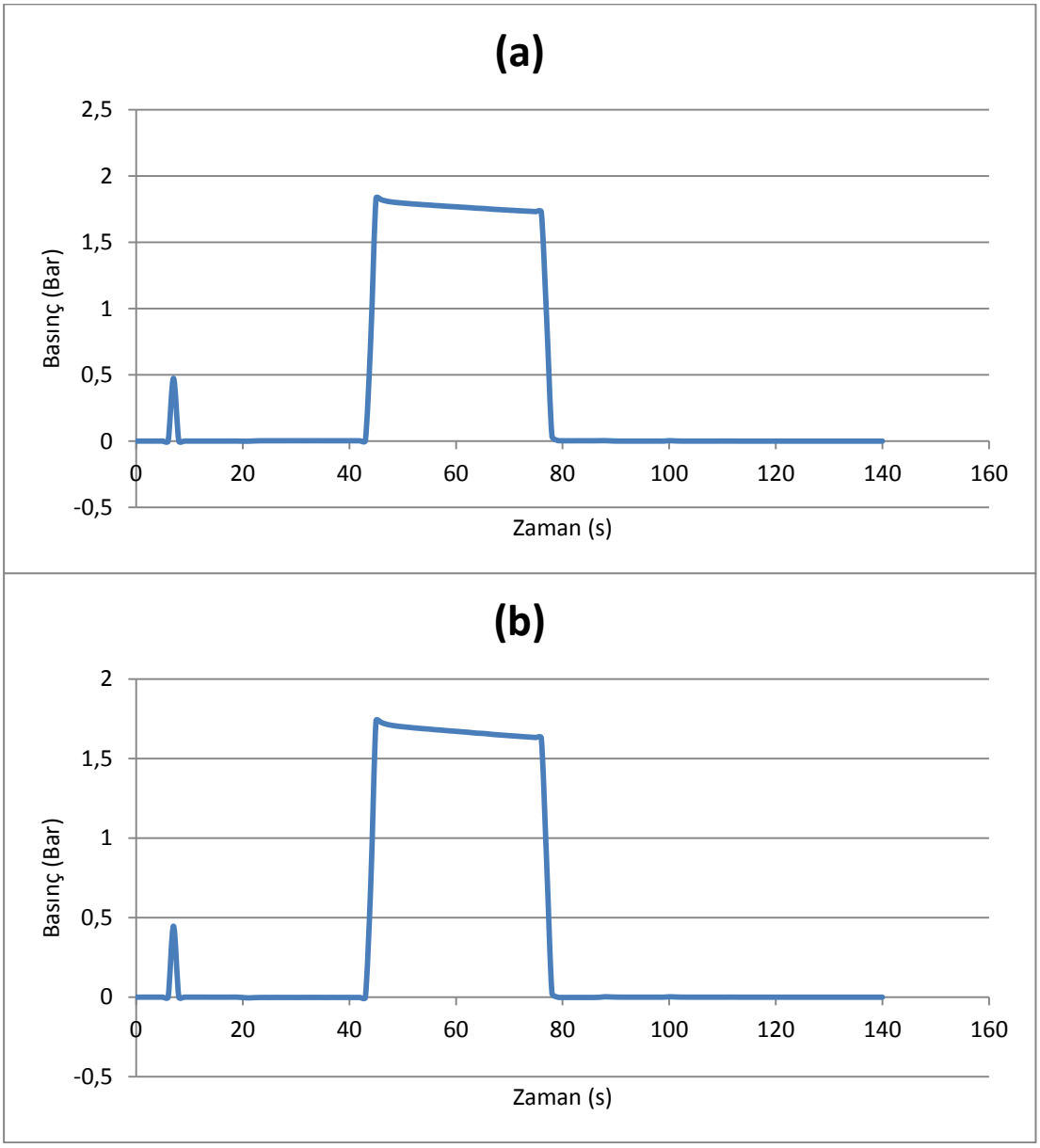
Şekil C.1.4: Numune 3, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK C.2



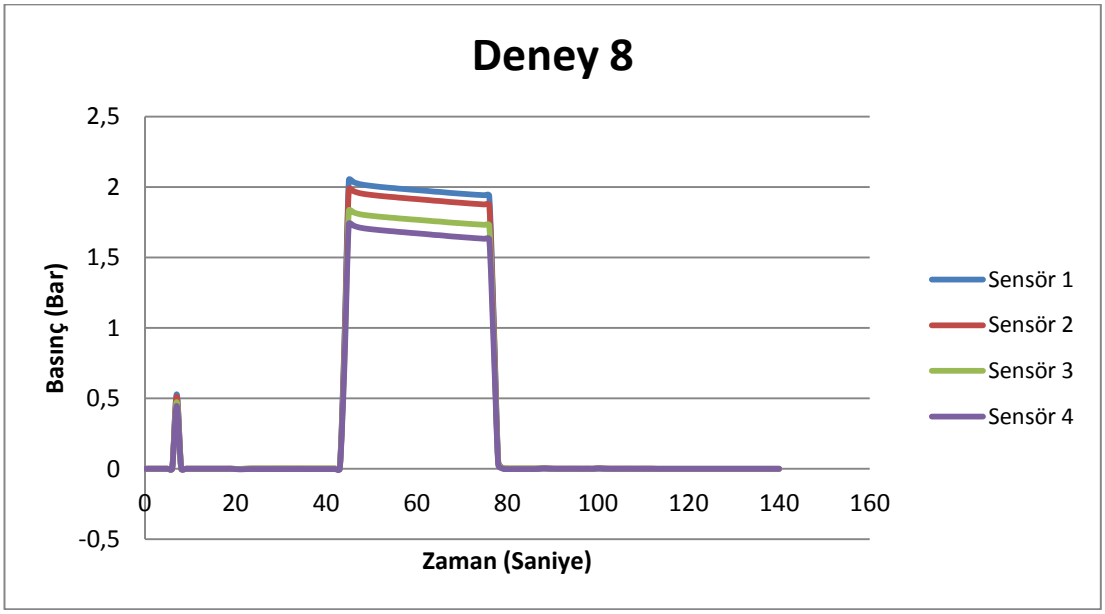
Şekil C.2.1: Numune 3, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK C.2

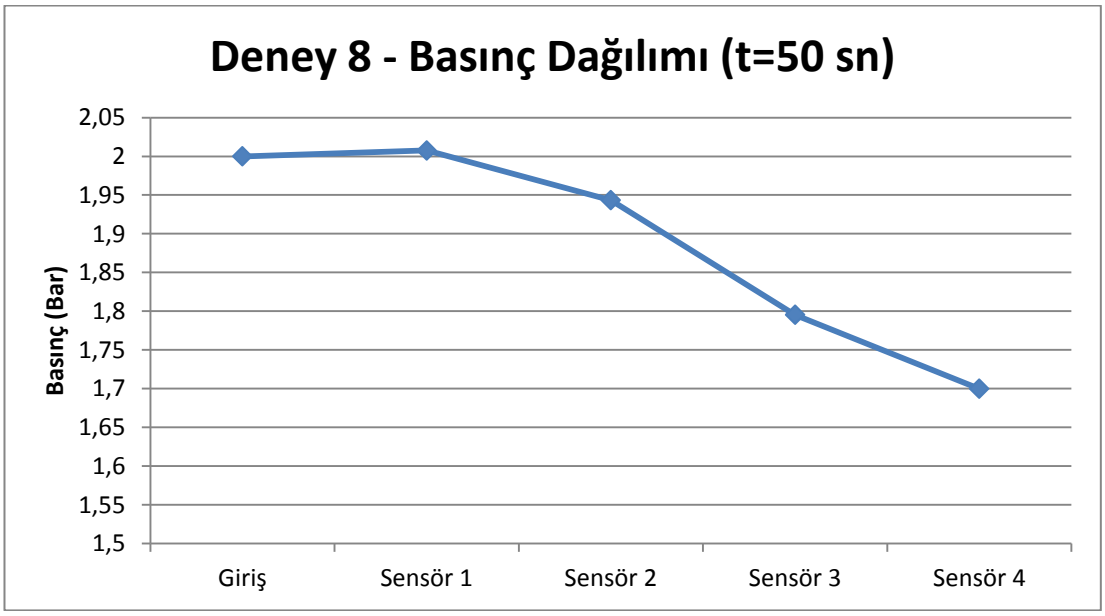


Şekil C.2.2: Numune 3, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK C.2

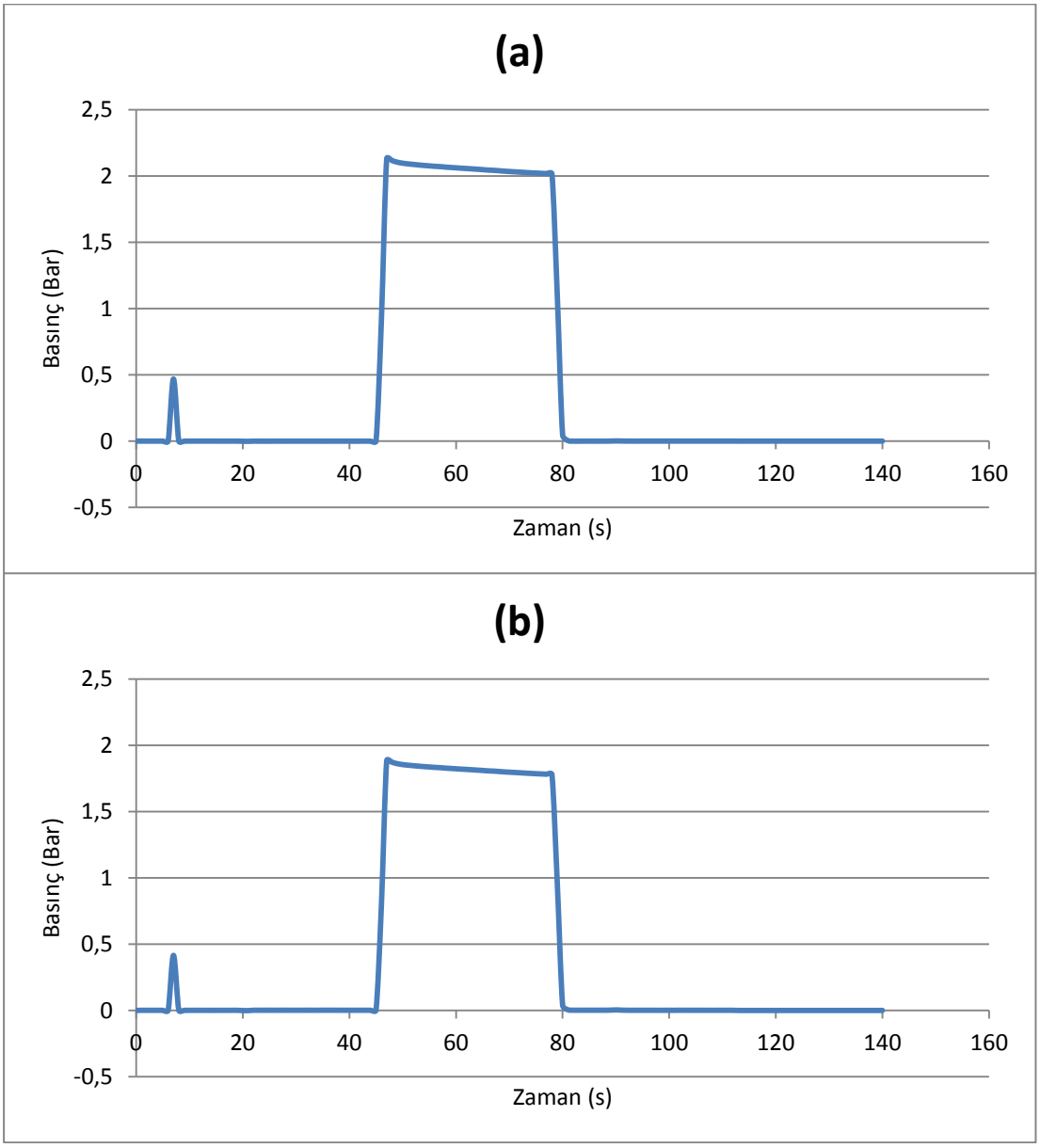


Şekil C.2.3: Numune 3, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



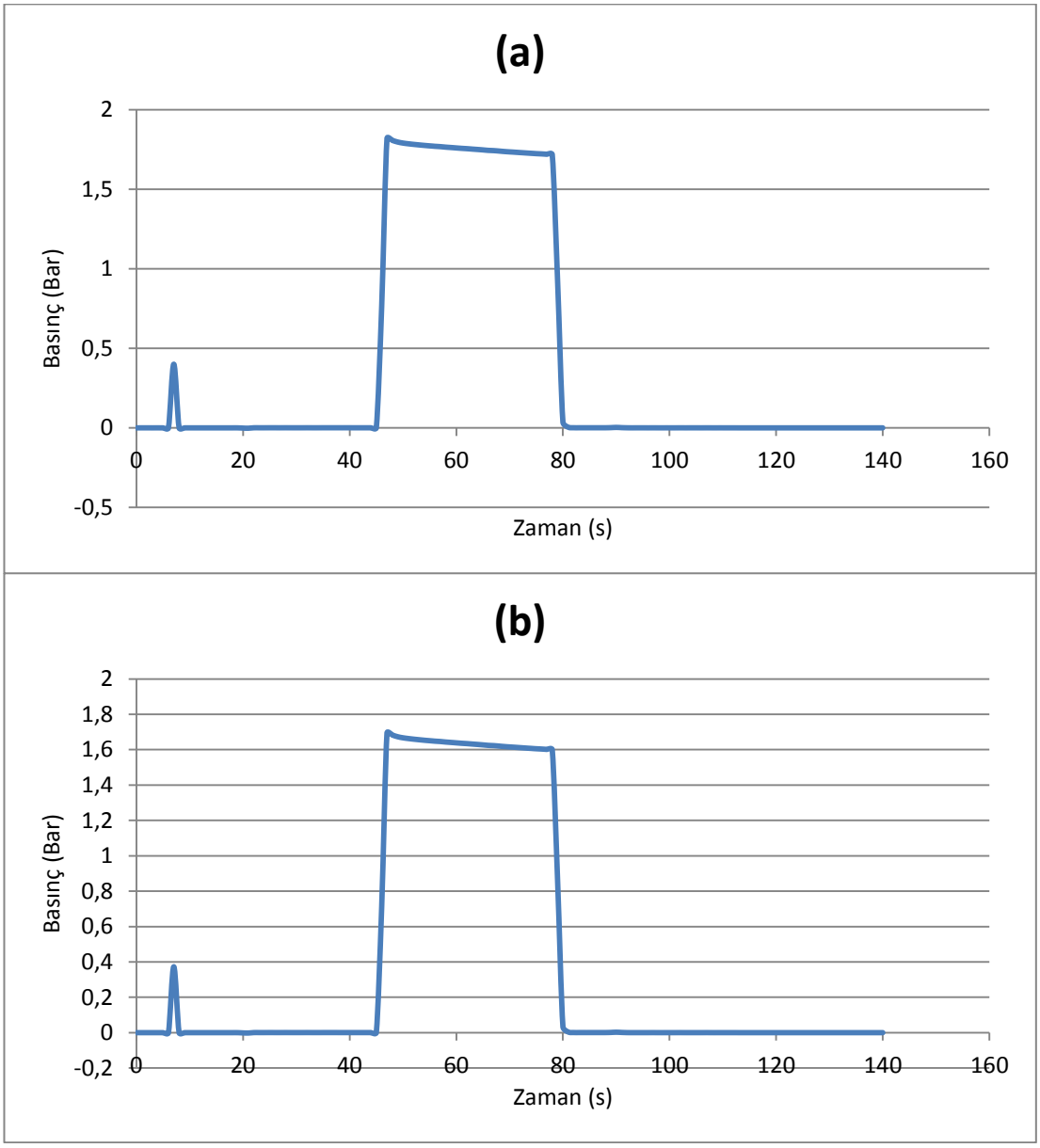
Şekil C.2.4: Numune 3, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK D.1



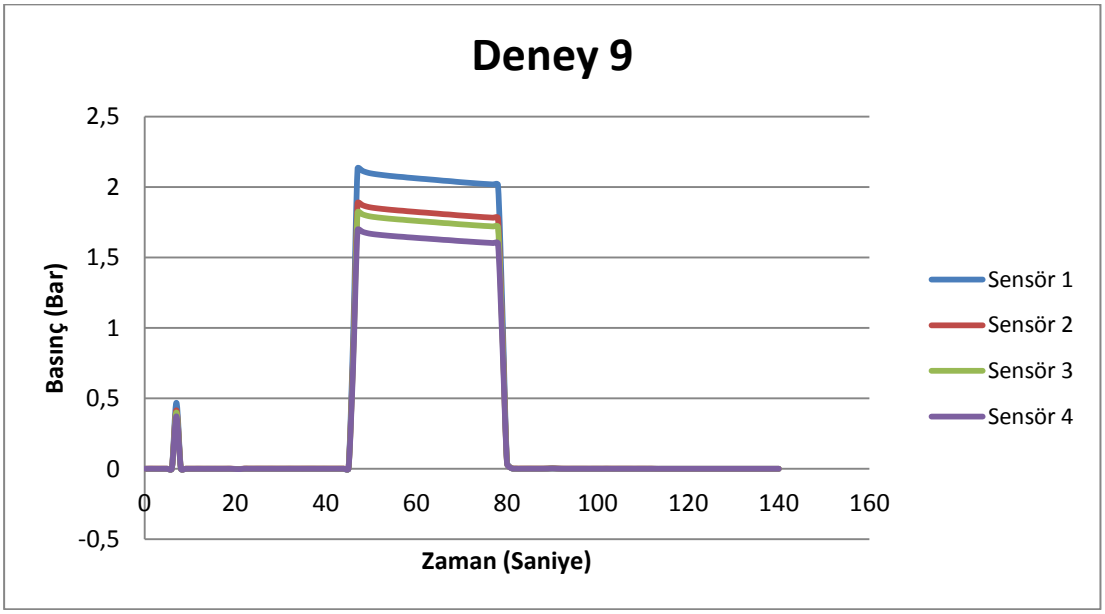
Şekil D.1.1: Numune 4, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK D.1

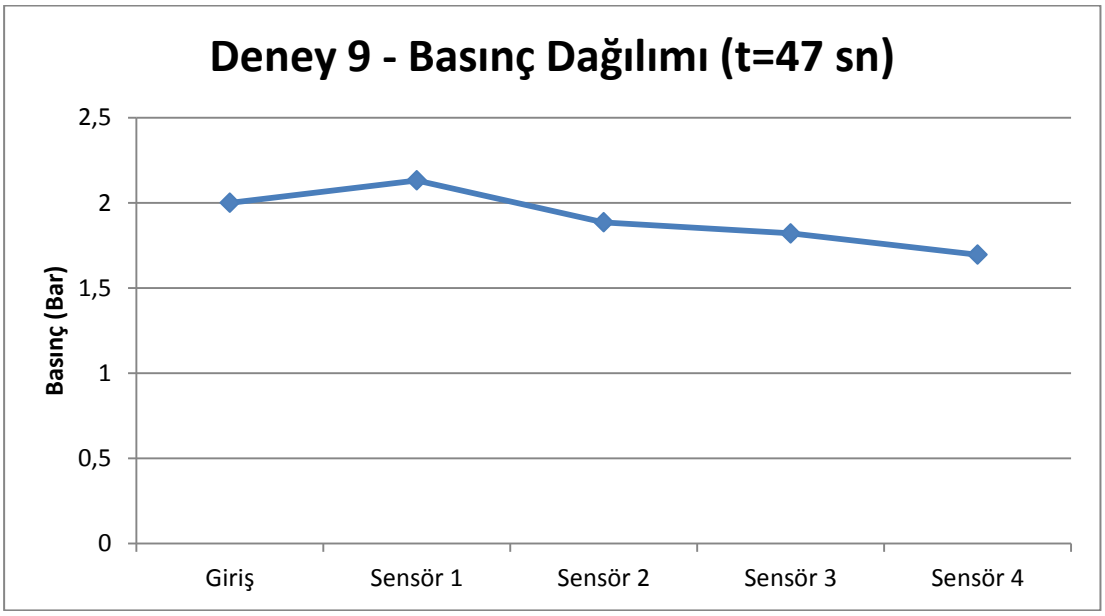


Şekil D.1.2: Numune 4, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK D.1

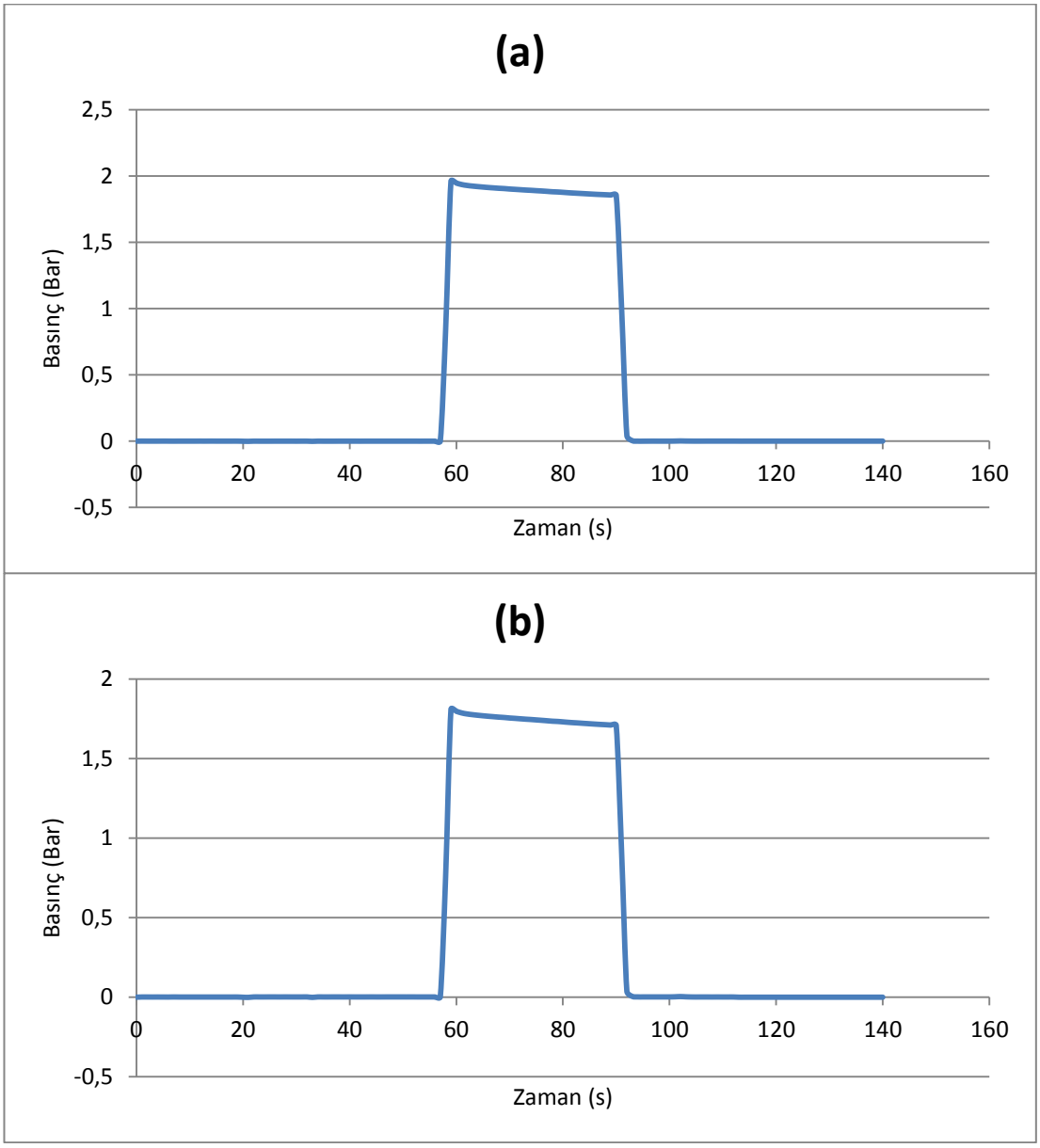


Şekil D.1.3: Numune 4, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



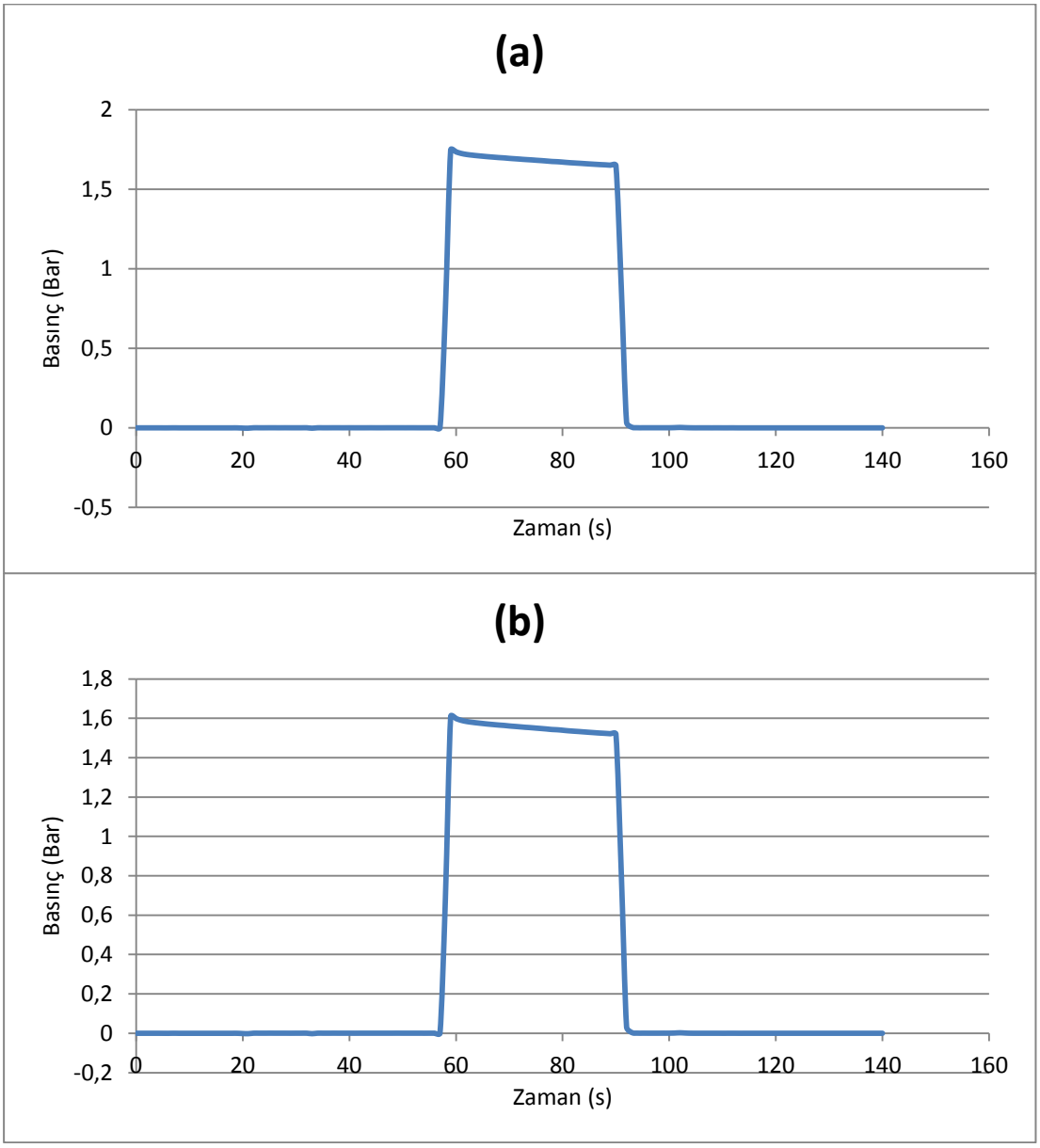
Şekil D.1.4: Numune 4, 2 bar basınç, 5,5 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

EK D.2



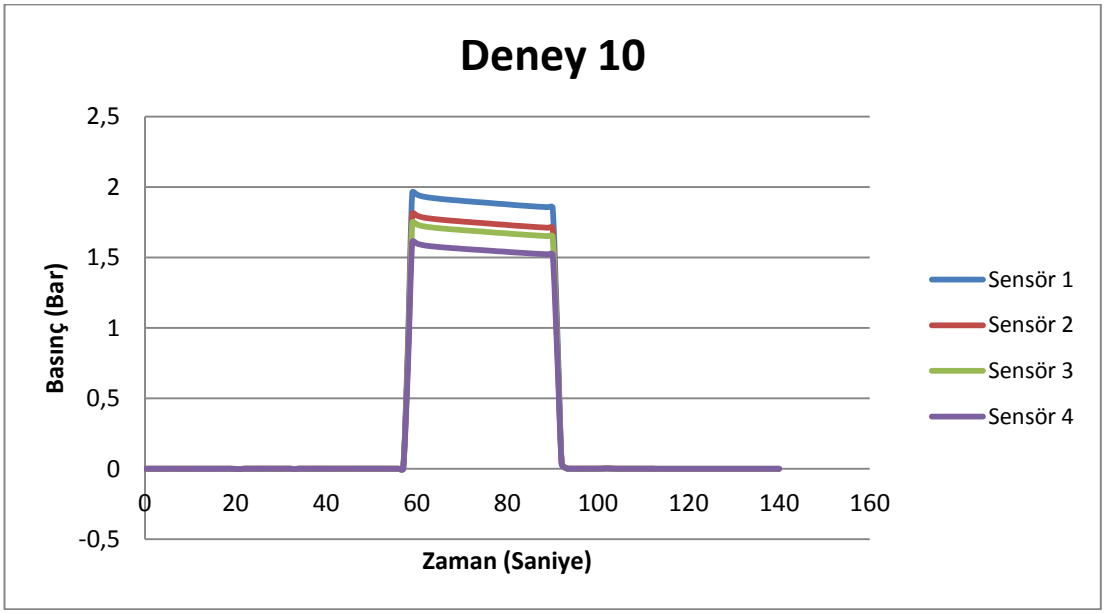
Şekil D.2.1: Numune 4, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 1, (b) Sensör 2

EK D.2

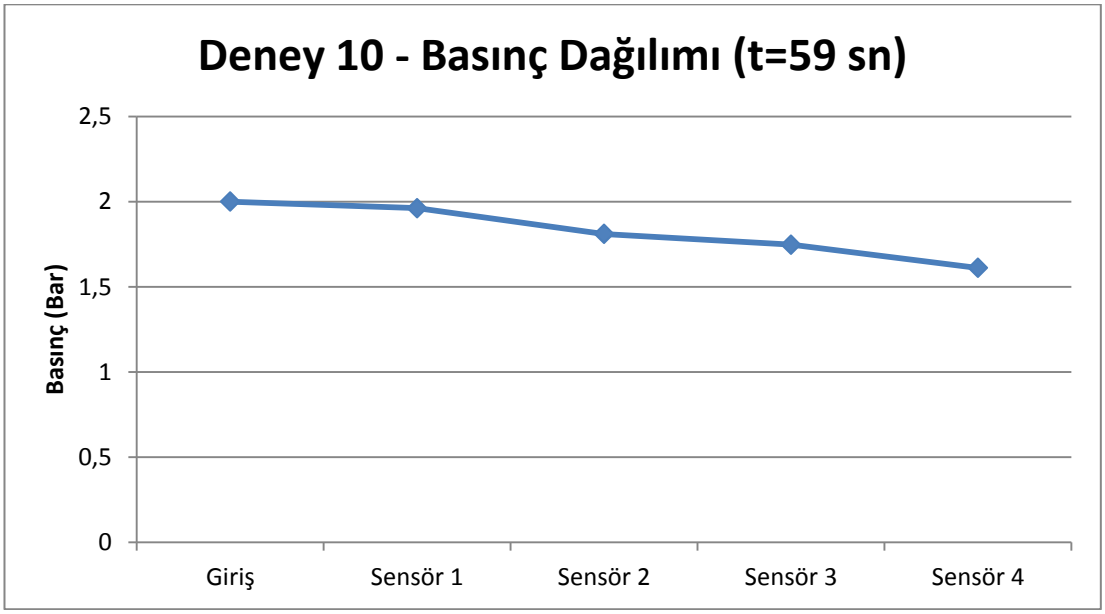


Şekil D.2.2: Numune 4, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı: (a) Sensör 3, (b) Sensör 4

EK D.2



Şekil D.2.3: Numune 4, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için basınç dağılımı



Şekil D.2.4: Numune 4, 2 bar basınç, 7,4 m/s çevre hızı için eksenel basınç değişimi

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Eren Mutlu

Doğum Yeri ve Tarihi: Eskişehir, 8 Mart 1987

E-Posta: erenmutlu@itu.edu.tr

Lisans: Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Yayın ve Patent Listesi:

Parlar Z., Temiz V., Mutlu E., 'An Apparatus Design fot High Speed Sealing Applications Based on Systematic Design Approach' *ICAME International Conferance on Automotive and Mechanical Engineering,* March 14-15 2013, Rio de Janeiro, BRAZIL