İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ BİR TEMASSIZ VİDALI SIZDIRMAZLIK ELEMANI TASARIMI VE PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN TAYİNİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Vildan GİRİŞTA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ BİR TEMASSIZ VİDALI SIZDIRMAZLIK ELEMANI TASARIMI VE PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN TAYİNİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Vildan GİRİŞTA
503121227

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121227 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Vildan GİRİŞTA**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"YENİ BİR TEMASSIZ VİDALI SIZDIRMAZLIK ELEMANI TASARIMI VE PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN TAYİNİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Y. Doç. Dr. Zeynep PARLAR** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Özgen ÇOLAK Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi :15 Aralık 2014
Savunma Tarihi :23 Ocak 2015

Dilara'ya,

ÖNSÖZ

Yapılan bu çalışmada, temassız sızdırmazlık elemanları grubuna dahil olan vidalı sızdırmazlık elemanlarının çalışma prensibi detaylı olarak incelenmiştir ve vidalı sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlık performansını arttırabilmek amacıyla iki yeni vida profili tasarlanmıştır.

Yüksek lisans çalışmam boyunca, bana her konuda destek olan ve yol gösteren, değerli danışman hocam Sayın Y. Doç. Dr. Vedat TEMİZ'e teşekkürü borç bilirim. Ayrıca bu çalışmaya olan katkıları için Y. Doç. Dr. Zeynep PARLAR'a, teknik desteği için Orhan KAMBUROĞLU'na ve maddi desteklerinden ötürü TÜBİTAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2015

Vildan Girişta
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 2
1.2 Literatür Araştırması 2
2. SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI **5**
2.1 Sızdırmazlık Kavramı 5
2.2 Kaçak Akış Türleri 6
2.2.1 Difüzyon 6
2.2.2 Konveksiyon 6
2.2.3 Basınç farkı nedeniyle oluşan akış 6
2.3 Sızdırmazlık Türleri 7
2.3.1 Pasif sızdırmazlık 7
2.3.2 Aktif sızdırmazlık 7
2.3.3 Aşamalı sızdırmazlık 8
2.4 Sızdırmazlık Elemanlarının Sınıflandırılması 9
2.4.1 Temassız Sızdırmazlık Elemanları 11
2.4.1.1 Labirent sızdırmazlık elemanları 11
2.4.1.2 Fırça tipi sızdırmazlık elemanları 14
2.4.1.3 Petek profilli sızdırmazlık elemanları 15
2.4.1.4 Lamelli sızdırmazlık elemanları 16
3. VİDALI SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI **19**
3.1 Çalışma Prensibi 19
3.2 Vidalı Sızdırmazlık Elemanı Karakteristiği 22
3.3 Sızdırmazlık Çalışma Sınırları 23
3.4 Gaz Sızdırmazlığı 25
3.5 Yardımcı Sızdırmazlık Elemanları 27
4. DENEY TESİSATI VE HAZIRLIK **29**
5. SONUÇLAR **35**
5.1 Değerlendirme ve Sonuç 44
KAYNAKLAR **47**
EKLER **49**
ÖZGEÇMİŞ **55**

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Deney planı……...33
Çizelge 5.1 : Tasarım 1'e ait Deney 10 Deney 11 ve Deney 12 sonuçlarına göre basınç dağılımları……...……..42
Çizelge 5.2 : Tasarım 2'ye ait Deney 13 Deney 14 ve Deney 15 sonuçlarına göre basınç dağılımları……..…...…43
Çizelge 5.3 : Tasarım 3'e ait Deney 16 Deney 17 ve Deney 18 sonuçlarına göre basınç dağılımları…….…43

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Sızdırmazlık prensibi 5
Şekil 2.2 : Pasif sızdırmazlık 7
Şekil 2.3 : Aktif sızdırmazlık 8
Şekil 2.4 : İki aşamalı sızdırmazlık 9
Şekil 2.5 : Sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması 10
Şekil 2.6 : Çeşitli labirent sızdırmazlık elemanları 12
Şekil 2.7 : Labirent sızdırmazlık elemanında 13
Şekil 2.8 : Uçak motorlarında kullanılan fırça tipi sızdırmazlık elemanları 14
Şekil 2.9 : Pabuçlu fırça tipi sızdırmazlık elemanları 15
Şekil 2.10 : Petek profilli sızdırmazlık elemanı 16
Şekil 2.11 : Petek profilli sızdırmazlık elemanı yapısı 16
Şekil 2.12 : Lamelli sızdırmazlık elemanları 17

Şekil 3.1: Eğimli bariyer yüzey ile akış yönünün değiştirilmesi 20
Şekil 3.2: Vidalı sızdırmazlık elemanı çalışma prensibi 21
Şekil 3.3: Vidalı sızdırmazlık elemanı karakteristiği 22
Şekil 3.4: Vidalı sızdırmazlık elemanı geometrisi 23
Şekil 3.5: Vidalı sızdırmazlık elemanında akış bileşenleri 24
Şekil 3.6: Vidalı sızdırmazlık elemanında akış bileşenleri 25
Şekil 3.7: Vidalı sızdırmazlık elemanında sıvı bariyer oluşumu 26
Şekil 3.8: Yardımcı sızdırmazlık elemanı 27

Şekil 4.1 : Deney tesisatının genel görünüşü 29
Şekil 4.2 : Basınç sensörlerinin vidalı eleman üzerindeki konumları 30
Şekil 4.3 : Vidalı elemanların genel görünüşü 31
Şekil 4.4 : Tasarım 1 çizimi 31
Şekil 4.5 : Tasarım 2 çizimi 32
Şekil 4.6 : Tasarım 3 çizimi 32
Şekil 4.7 : Geçiş bölgesinde yağ filmi ile oluşan ıslak uzunluk 33

Şekil 5.1 : Deney 1 sonuçlarına göre basınç dağılımı 35
Şekil 5.2 : Deney 2 sonuçlarına göre basınç dağılımı 36
Şekil 5.3 : Deney 3 sonuçlarına göre basınç dağılımı 37
Şekil 5.4 : Deney 4 sonuçlarına göre basınç dağılımı 37
Şekil 5.5 : Deney 5 sonuçlarına göre basınç dağılımı 38
Şekil 5.6 : Deney 6 sonuçlarına göre basınç dağılımı 39
Şekil 5.7 : Deney 7 sonuçlarına göre basınç dağılımı 40
Şekil 5.8 : Deney 8 sonuçlarına göre basınç dağılımı 40
Şekil 5.9 : Deney 9 sonuçlarına göre basınç dağılımı 41

SEMBOL LİSTESİ

$\boldsymbol{m_L}$: Sistem dışına doğru kaçak akış
$\boldsymbol{m_R}$: Sistem içine doğru kaçak akış
$\boldsymbol{p_b}$: Ara bölge basıncı
$\boldsymbol{p_1}$: Giriş basıncı
$\boldsymbol{p_2}$: Çıkış basıncı
$\boldsymbol{Q_L}$: Kaçak akış debisi
$\boldsymbol{Q_R}$: Geri dönüş akış debisi
$\boldsymbol{\eta}$: Akışkan viskozitesi
$\boldsymbol{\omega}$: Milin açısal hızı
$\boldsymbol{W}$: Teğetsel hız
$\boldsymbol{U}$: Hız bileşeni
$\boldsymbol{V}$: Hız bileşeni
$\boldsymbol{t}$: Diş boşluğu derinliği
$\boldsymbol{h}$: Radyal boşluk
$\boldsymbol{b}$: Diş boşluğu genişliği
$\boldsymbol{p_B}$: Bariyer basıncı
$\boldsymbol{p_G}$: Gaz basıncı
$\boldsymbol{p_F}$: Ara sıvı basıncı
$\boldsymbol{L}$: Sızdırmazlık uzunluğu
$\boldsymbol{L_F}$: Islak uzunluk

YENİ BİR TEMASSIZ VİDALI SIZDIRMAZLIK ELEMANI TASARIMI VE PERFORMANS KARAKTERİSTİĞİNİN TAYİNİ

ÖZET

Makina teknolojisinin gelişmesiyle birlikte, mekanik sistemlerin çalışmasında önemli rol oynayan sızdırmazlık elemanlarının da geliştirilmesi gerekmektedir. Sızdırmazlık elemanları temaslı ve temassız olarak iki gruba ayrılabilmektedir. Özellikle yüksek hızlarda çalışan sistemlerde, sürtünme nedeniyle oluşabilecek muhtemel hasarlardan kaçınmak amacıyla temassız sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır.

Yapılan bu çalışmada, sızdırmazlık kavramı açıklanmış, çeşitli temassız sızdırmazlık elemanları tanıtılmış ve yine temassız sızdırmazlık elemanları grubuna dahil olan vidalı sızdırmazlık elemanlarının çalışma prensibi detaylı olarak incelenmiştir. Vidalı sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlık performansını arttırabilmek amacıyla 2 yeni vida profili tasarlanmıştır. Tasarım 1, daha önce de üzerinde çalışılmış olan, vidalı eleman boyunca değişmeyen vida profiline sahiptir. Tasarım 2, geçiş bölgesi oluşması beklenen orta kısma doğru azalan hatveye ve diş yüksekliği azalan vida profiline sahiptir. Tasarım 3'e ait vida profilinde ise hatve değiştirilmeden, vidalı eleman ortasına doğru diş yüksekliği azaltılmıştır. Kurulan deney tesisatında, vida profili değişiminin ve farklı çalışma hızlarının vidalı elemanın sızdırmazlık performansına etkisi incelenmiştir.

Sisteme yağ verilmeden yapılan deneylerde, 1200 d/d devir sayılarında, elemanın orta kısımlarına doğru diş yüksekliği azalan Tasarım 3, diğer tasarımlara kıyasla en yüksek maksimum basıncı sağlamıştır. Devir sayısı 2400 d/d'ya çıktığında hatvesi ve diş yüksekliği azalan Tasarım 2 ile Tasarım 3'ten elde edilen maksimum basınçların, aynı seviyede ve Tasarım 1'den yüksek olduğu görülmüştür. Devir sayısı 3600 d/d'ya çıktığında ise, azalan hatveye sahip Tasarım 2 ile daha yüksek basınçlar elde edilmiştir. Buna göre, sistem akışkanının hava olduğu durumlarda düşük devir sayılarında, diş yüksekliğinin azalmasıyla, akışkan ile göbek arasındaki temas artarak geri dönüş akışı artmakta ve basınç diğer vida profillerine kıyasla daha fazla yükselmektedir. Vida hatvesi azalışı ile diş boşluklarında havanın akış enerjisini kaybetmesi, yüksek devirlerde etkisini daha fazla göstererek, geçiş bölgesinde basınç artışı sağlamıştır.

Sisteme yağ verilerek yapılan deneylerde her üç devir sayısında da en yüksek geçiş bölgesi basıncı Tasarım 3 ile elde edilmiştir. Buna göre Tasarım 1'e kıyasla Tasarım 3'teki diş yüksekliğinin azalması sızdırmazlık performansını arttırmıştır. Ancak Tasarım 2'ye bakıldığında, diş yüksekliğiyle birlikte vida hatvesinin de azalması, kaçak akış yolu boyunca sürtünme nedeniyle yağın ısınmasına, dolayısıyla yağ viskozitesinin düşmesine neden olmuş ve Tasarım 3'e kıyasla sızdırmazlık performansını yeterince arttıramamıştır.

Her üç tasarım için de hız artışının, geçiş bölgesindeki maksimum basıncı arttırdığı, dolayısıyla sızdırmazlık performansını iyileştirdiği görülmüştür.

DESIGN OF A NEW NON-CONTACT SCREW SEAL AND DETERMINATION OF PERFORMANCE CHARACTERISTICS

SUMMARY

Advancing machine technology gave rise to increasing performance requirements for sealing solutions with an integral role in service capabilities, service life and efficiency of machinery and mechanical systems.

Every seal can be categorized either as a contact or non-contact seal. Contact seals are generally used in sealing applications of low speed machine components. On the other hand, implementation of non-contact seals in high speed machinery is beneficial for avoiding friction and wear. Non-contact seals are referred as dynamical or active seals due to functioning only when the system is running.

In this study, sealing concept, leakage types, sealing types are described and various non-contact sealing elements are introduced. One sub-category of non-contact seals, screw seals are studied in detail, including their working principles, operating limits and technical properties.

The main purpose of the study is to propose a screw seal design with better sealing capabilities, through physical testing and performance evaluation of new non-contact seal designs with 2 alternative screw profiles. An experimental rig was designed to determine the sealing performance. The effects of operating speed and screw profile on sealing performance of screw seals are investigated.

Screw elements consist of two components, a lefthand thread and a righthand thread in order to manufacture the screw elements seperately and easier.

The test rig consists of an electric motor with an adjustable rotational speed. The data from torque transmitter and pressure transmitters are gained through a data-logger. Pressure transmitters are located through the screw seal housing axially. There are 8 pressure transmitters, from 1 to 8 and Sensor 5 is in the center of the screw seals where the maximum pressure values are expected.

The screw seal Design 1 has a single threaded screw profile through the component, with 2 mm groove, 2 mm land and 2 mm thread depth. In Design 2, pitch and thread depth decreases towards the center of the component. At the both ends of the screw, thread profile has 2 mm groove, 2 mm land and 2 mm thread depth, then decreases to 1,5 mm groove, 1,5 mm land and 1,5 mm thread depth. At the center of the screw, all dimensions, groove, land and thread depth decreases to 0,5 mms. The thread profile of Design 3 has a constant pitch but decreasing thread depth. Throughout the component, grooves and lands' widths are 2 mms; thread depth at the outer part is 2 mms, then decreases to 1,5 mms and takes the value of 0,5 mm at the center.

The experiments of Design 1 were realized with three different rotation speeds with values of 1200 rpm, 2400 rpm and 3600 rpm; with respective maximum measured pressure values of 0,289 kPa, 0,553 kPa and 0,743 kPa and respective measured friction torque values of 0,148 Nm, 0,169 Nm and 0,246 Nm. It was observed that increasing rotation speed led to an increase in maximum pressure values up to 157%.

In the experiments realized with Design 2, maximum pressure values increased from 0,284 kPa to 0,945 kPa, in case of increasing rotational speed from 1200 rpm to 3600 rpm. The difference in rotational speed resulted in an increase of maximum pressure values by 232%.

The pressure difference between the both ends and the center part of the screw seal was increased and sealing performance was improved. Comparing to the results of Design 1; maximum pressure at the rotational speed of 3600 rpm was 27% higher.

According to the experiments of Design 3, the maximum pressure values at the rotational speeds of 1200 rpm and 3600 rpm were 0,357 kPa and 0,859 kPa, respectively. According to these observations, at 3600 rpm, the maximum pressure provided by Design 3 was 15% higher compared to Design 1.

The test results show that Design 3 performs best at 1200 rpm providing the highest maximum pressure range. However, at the higher end of rotational speeds, namely 3600 rpm, Design 2 is the best performer among the three designs in terms of maximum pressure. Additionally, both of these designs are better than Design 1 at 2400 rpm, with values close to each other.

A second test set was designed and carried out where the screw seals were fed with a controlled amount of lubricating oil, when running, in order to increase the maximum pressure values. As expected, oil pressure increased towards the center of the screw seals building a fluid/air interface. By increasing rotational speed, maximum pressure values were increased.

According to the experiments of Design 1, the fluid/air interface provided 100 times higher pressure values in the center of the screw seal. Pressure values in areas closer to screw ends were nearly the same as the corresponding values in oil-free experiments. The higher pressure, while beneficial for sealing performance, increased the friction between housing and fluid through the screw seal and caused friction torques to increase.

The fluid/air interface in oil-fed tests provided 50 times higher pressure values for Design 2, compared to oil-free tests. It was observed that fluid/air interface was longer because of smaller thread volumes and the pressure values measured at Sensor 4 and 6 were 10 times higher than oil-free test values. However the improvement in sealing performance was not as high as expected; the discrepancy between expected and observed values can be attributed to a drop in oil viscosity triggered by higher friction in smaller thread size.

The experiment of Design 3 with fluid/air interface, provided 200 times higher pressure values at the rotational speed of 1200 rpm. At 3600 rpm, pressure values of center area were 100 times higher than the oil-free experiment. The end areas provided nearly same pressure values compared to the oil-fed experiments.

Design 3 provided the highest maximum pressure value out of the three at all of the tested rotational speeds, namely at 1200 rpm, 2400 rpm and 3600 rpm.

Comparing the results of Design 1 and Design 3, we can conclude that decreasing thread depth causes the sealing performance to improve. With the decrease of thread depth, the contact between fluid and seal is increased, entraining more fluid to the mid-part of the seal and consequently boosting sealing performance. Another comparison between the performances of Design 2 and Design 3 leads to the observation that a decrease in pitch causes maximum pressure values to drop. A

likely reason for the observed sealing performance loss is the possibility of viscosity of fluid decreasing due to increased fiction caused by smaller screw threads of Design 2, resulting in pressure loss and sealing performance.

In this study, it was proved for any design of screw seals that, increasing rotational speed, increases sealing performance with respect to the pressure. It was also seen that increasing the length of the fluid/air interface through the screw seal, provides better sealing performance. Therefore, the leaking fluid through the leakage path increases the pressure values and this proves screw seals work according to self energizing principle.

1. GİRİŞ

Herhangi bir mekanik sistemde verimin maksimuma ulaşması mühendisliğin temel amaçlarından biridir. Bu amaca hizmet etmek için sistemlerde sürtünme azaltıcı çeşitli önlemler alınmaktadır. Bu listenin başında ise yağlayıcı kullanımı gelir diyebiliriz. Makina elemanlarının çalışma performansı ve ömrü, sistemdeki yağlama işlemi performansına bağlıdır. Yağlayıcıların sistem içinde muhafaza edilmesi ise sızdırmazlık elemanlarının görevidir. Dolayısıyla, sistem verimi ve makina elemanlarının ömrü, sızdırmazlık elemanlarının performansı ile doğrudan ilişkilidir. İyi bir sızdırmazlık sağlayarak yağlayıcı kalitesini ve miktarını koruyan sızdırmazlık elemanı, sistemin tutarlı çalışmasını ve uzun ömürlü olmasını sağlar.

Sızdırmazlık elemanlarının, fonksiyonlarını yerine getirmediği durumlarda oluşabilecek yağ kaçakları nedeniyle meydana gelmesi muhtemel olan yüksek sürtünme ve aşınma problemleri, makina elemanının ömrünü tamamlamasına neden olabilir. Bu tip istenmeyen bir durumun maliyeti ise sızdırmazlık elemanı maliyetlerine kıyasla çok daha yüksek olacaktır. Bu nedenle sızdırmazlık elemanı seçimi, oluşabilecek muhtemel hasarların en aza indirilmesinde ve hatta önlenmesinde büyük rol oynar.

Günümüzde çeşitli amaçlar için, çok çeşitli koşullarda çalışan farklı sızdırmazlık elemanları ve malzemeleri mevcuttur. Sızdırmazlık elemanları, çalışma şekilleri açısından ele alındığında temaslı ve temassız sızdırmazlık elemanları olarak ikiye ayrılabilir. Temaslı sızdırmazlık sistemlerinde, sızdırmazlık bölgesinde, hem mil hem de göbek veya kapak ile temas halinde bulunan bir eleman mevcuttur. Bu sistemlerde, zamanla temas nedeniyle aşınma görülür ve sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlık performansı azalır. Temassız sızdırmazlık sistemlerinde ise yüzeyler arasında sürtünme söz konusu değildir. Yalnızca dar kanallar boyunca sürüklenen ve yönlendirilen akışkanın hareketi nedeniyle oluşan direnç söz konusudur. Bu elemanlarda sürtünme ve aşınma problemi olmadığı için, yüksek hızda çalışan sistemlerde de kullanılmaları mümkündür. Ancak temassız sızdırmazlık elemanlarının bir dezavantajı, sistem hareket halinde olmadığı zaman sızdırmazlık

fonksiyonunu yerine getirememeleridir. Yalnızca sistem aktif olduğunda sızdırmazlık sağladıkları için, aktif sızdırmazlık elemanı olarak da adlandırılırlar.

1.1 Tezin Amacı

Yapılan bu çalışmada, vida profiline sahip temassız sızdırmazlık elemanlarının performans karakteristiği deneysel olarak incelenmiştir. Çeşitli vida profillerine sahip sızdırmazlık elemanları imal edilmiş ve farklı çalışma hızlarında deneyler yapılmıştır. Vida profiline bağlı olarak sızdırmazlık elemanı boyunca değişen basınç dağılımları, yerleştirilen sensörler yardımı ile elde edilmiş, farklı çalışma hızları ve vida geometrileri için sızdırmazlık karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Ludwig, Strom ve Allen tarafından yapılan çalışmada, vidalı sızdırmazlık elemanı üzerindeki vida profillerinin, basınç dağılımına etkisi incelenmiştir. Mineral yağ kullanılarak laminer akış rejiminde vidalı sızdırmazlık elemanı ile yapılan deney sonuçlarına göre, vidalı elemanın uç kısmında, basıncın yüksek olduğu bölgede vida dişlerinin bir anda sona ermesinin, basınç dağılımında bozucu etki yaptığı tespit edilmiştir. Bu bölgedeki ani basınç değişimlerini engellemek için, vida dişlerinin sona erdiği bölgeye dairesel bir kanal açılarak, vida diş boşluğu ile basınçlı bölgenin doğrudan etkileşimi engellenmiştir. Yapılan bu çalışmaya göre dönme düzlemindeki çevresel basınç gradyenlerinin; vida diş boşluğunda lineer olarak arttığı ve diş başında lineer olarak azaldığı görülmüştür. Her vida dişi ve boşluğunun aynı sonucu verdiği basınç profilinin, çevresel düzlemde testere dişleri şeklinde artıp azalan karaktere sahip olduğu tespit edilmiştir.

Childs tarafından spiral dişli sızdırmazlık elemanı üzerinde yapılan çalışmada, çalışma hızı arttıkça kaçak akış miktarının azaldığı görülmüştür. Vida dişi yüksekliği ve hatve açısı arttıkça kaçak akış artmış; radyal boşluk azaldıkça kaçak akış azalmıştır. Childs tarafından yapılan bir başka çalışmada, vida profilinin sızdırmazlık performansına etkisi incelenmiş, vidalı sızdırmazlık elemanında helis açısı arttıkça kaçak akış miktarının arttığı, helis açısı 30º'den büyük olduğunda, diş açılmamış burçlara kıyasla daha fazla kaçak akış olduğu görülmüştür.

Zuk, Ludwig ve Johnson tarafından vidalı sızdırmazlık elemanları üzerinde yapılan deneysel ve teorik çalışmada, vida profillerinin mil üzerine veya göbeğe açılmasının, sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisi incelenmiş, ve vidalı elemana ait fiziksel akış modeli geliştirilmiştir. Göbek üzerinde vida profiline sahip ve vida dişi açılmamış düz bir mil kombinasyonuyla sodyum kullanılarak yapılan deneylerde, santrifüj etkisiyle gaz baloncukları diş boşluğundan uzaklaştırılmış ve akışkan vida diş başı üzerinden sistem dışına çıktığından gaz emilimi oluşmamıştır. Üzerinde vida profiline sahip mil ve düz bir göbek ile yapılan deneyde ise, santrifüj etki, gaz baloncuklarını vida diş boşluğu boyunca yüksek basınçlı sızdırmazlık bölgesine taşımıştır. Çalışma hızı arttıkça gaz emiliminin arttığı görülmüştür. Yapılan teorik çalışmalar ile de, optimum vida geometrisi belirlemek üzere kullanılan matematiksel modeller oluşturulmuştur.

Patterson, yaptığı çalışmada vidalı sızdırmazlık elemanları için geliştirilmiş matematiksel modelleri incelemiş, Hodgson modelini çok ağızlı vidalı elemanlara uyarlamıştır. Temel akış denklemlerinden yola çıkarak sızdırmazlık sabiti ve kaçak akış denklemleri elde etmiş, sıfır kaçak akış olan durumda basınç farkını veren bir model geliştirmiştir. Geliştirilen bu modelde diş boşluğundaki akış, Hodgson modeline kıyasla daha kesin sonuçlar verirken, radyal boşluğun diş boşluğundaki akışa olan etkisini de hesaba katmıştır.

Ludwig, Strom ve Allen tarafından yürütülen bir başka çalışmada, helisel dişli sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık performansını incelemek üzere, sistem akışkanı olarak sıvı sodyum ve su kullanılmıştır. Düz bir mil ve vida dişlerinin göbek üzerine açıldığı kombinasyonda santrifüj etki sayesinde gaz baloncukları diş boşluklarından uzaklaştırılırken; diş açılmış mil ve diş açılmamış göbek kullanılarak yapılan deneylerde santrifüj etkinin gaz baloncuklarını diş boşluklarına pompaladığı görülmüştür. Bu iki farklı mil göbek kombinasyonunda sızdırmazlık performansının farklı karakterlerde olduğu görülmüştür. Diş açılmış göbek ile düz mil kombinasyonunda sıvı sodyum kullanılarak yapılan deneylerde akışkan içine gaz emilimi görülmezken, diş açılmış mil ve düz göbek kombinasyonunda Reynolds Sayısı arttıkça gaz emiliminin arttığı görülmüştür. Diş açılmış göbeğin daha iyi sızdırmazlık performansı sergilemiş olması, gaz emiliminin sızdırmazlık performansını düşürdüğünü kanıtlamıştır. Her iki mil göbek kombinasyonunda da su

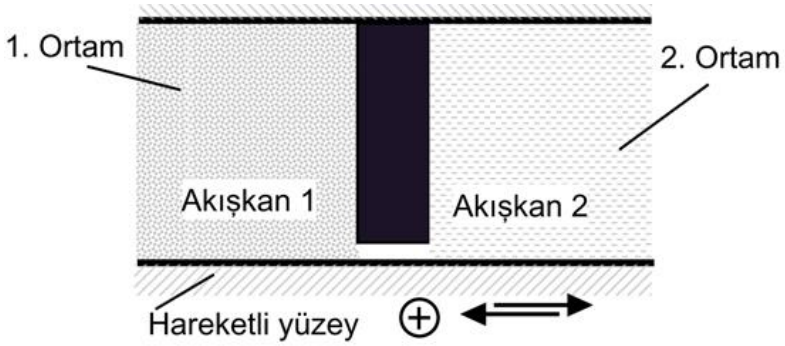
kullanılarak yapılan deneylerde Reynolds Sayısı 2300'ün altında olduğunda, gaz emilimi görülmemiştir.

Boon tarafından vidalı elemanla yapılan çalışmaya göre, helis açısının büyük olması, vidanın çok ağızlı olması, çok büyük vida diş başı genişliği veya büyük diş boşluğu derinliği gibi parametreler, gaz emilimine etki etmemiştir. Yine bu çalışmada, gaz emiliminin, sızdırmazlık performansını düşürdüğü ve devir sayısı arttıkça gaz emilimi artışına bağlı olarak performans düşüşünün arttığı görülmüştür.

2. SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI

2.1 Sızdırmazlık Kavramı

Ortak bir sınır yüzeyi bulunan iki ortam arasındaki akışkan değişiminin kontrolü, sızdırmazlık çalışmalarının temel amacıdır. Dinamik sızdırmazlık uygulamalarında, sınır yüzeyde kayda değer oranda, yüzeye paralel izafi hareket varken; statik sızdırmazlık uygulamalarında böyle bir hareket görülmez.



Şekil 2.1 : Sızdırmazlık prensibi

Hareketli veya hareketsiz makina parçaları arasına yabancı madde sızmasını önlemek amacıyla kullanılan sızdırmazlık elemanlarının bir diğer fonksiyonu, sistemdeki basınçlı akışkanın veya yağlayıcıların sistem dışına kaçmasını önlemektir. Mekanik sistem tasarımlarında hareketli ve sabit yüzeyler arasında, izafen büyük fonksiyonel boşluklar bırakmak gerekir. Bu boşluklar, sistemde sızdırmazlık açısından problem oluşturur. Sızdırmazlık sistemlerinin amaçlarından biri bu fonksiyonel boşluğu azaltmaktır. Ancak bu, hassas toleranslar aralıklarında yüzey işlemi gerektirir, dolayısıyla maliyeti yüksektir.

Fonksiyonel yüzeyler arasındaki boşluk ne kadar küçük boyutta olursa olsun, yine de akışkanın moleküler boyutta geçişi mümkündür. Dolayısıyla sızdırmazlık, moleküler akışın kesinlikle önlenmesi olarak düşünülemez. Bu nedenle, kaçak akışın kabul edilebilir oranda tutulması olarak tanımlanması yerinde olur.

2.2 Kaçak Akış Türleri

Sızdırma veya kaçak akış, sızdırmazlık elemanına rağmen sistem dışına akan akışkan olarak tarif edilebilir. Bazı uygulamalarda, sistem dışındaki akışkanın sisteme girerek iç ortam akışkanına karışması da kaçak akış veya sızdırma olarak tanımlanır.

Kaçak akış; basınç farkı, konsantrasyon farkı, sıcaklık farkı, moleküler etkileşim, yer çekimi, atalet kuvvetleri veya elektromanyetik kuvvetler nedeniyle oluşabilir. Ancak en genel halde kaçak akış türleri aşağıdaki 3 grup halinde sınıflandırılabilir.

2.2.1 Difüzyon

Boyutları $10^{-9}\eta m$ den az olan tipik gaz veya buhar moleküllerinin, mühendislik uygulamalarındaki en küçük boşluklardan, hatta sızdırmazlık elemanı içeren sistemlerden, difüzyon yoluyla sistem dışına çıkmasıdır. Difüzyon işlemi, iki ortam arasındaki konsantrasyon farkına bağlıdır.

2.2.2 Konveksiyon

Özellikle temassız sızdırmazlık elemanlarında, sızdırmazlık elemanı parçalarının dönme hareketi nedeniyle oluşan hava akışının, sistem içindeki sıvıyı dış ortama taşıması işlemidir. Hareketli parçalar, akışkanın sistem dışına taşınmasına neden olurken, benzer şekilde, sistem içine doğru bir akış oluşturması, dış ortamdaki toz partikülleri veya akışkan damlacıklarını sistem içine taşıması da mümkündür. Aktif sızdırmazlık elemanlarında bu özellikten (kendi kendine yardım prensibi) yararlanılır. Konvektif akış, sızdırmazlık elemanı geometrisine duyarlıdır.

2.2.3 Basınç farkı nedeniyle oluşan akış

Uygulamalarda en çok karşılaşılan kaçak akış türüdür. Basınç farkı nedeniyle oluşan sıvı fazındaki akışkan kaçağı, genellikle damlama veya sıvı akışı şeklinde gözlenir. Diğer koşulları sabit olduğu sürece, basınç farkı nedeniyle oluşan akışta kaçak miktarı, basınç gradyeniyle doğru, akışkan viskozitesiyle ters orantılıdır.

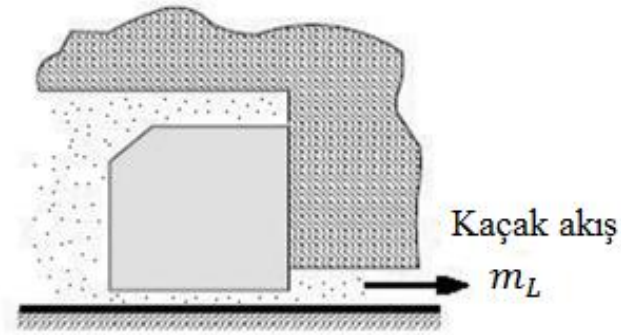
Basınçlı gaz veya buhar fazındaki akışkan kaçağı da basınç farkına duyarlıdır. Uçucu sıvının faz değiştirerek sızdırmazlık elemanı boşluklarından sistem dışına taşınması da, gaz veya buhar fazındaki kaçak akış olarak sonuçlanır. Bu faz değişimi; basınç düşüşü, sürtünmeyle sıcaklık artışı veya ikisi nedeniyle olabilir.

2.3 Sızdırmazlık Türleri

Uygulamaya bağlı olarak, sızdırmazlık elemanının mekanik olarak basit yapıda ve düşük maliyetli olabilmesi için, kabul edilebilir sınırlar içinde kaçak akışa izin vermesi beklenir. Dinamik sızdırmazlık elemanlarında her zaman belirli seviyede kaçak söz konusudur ve kaçak akışın kesinlikle önlenmesi mümkün değildir. Ancak daha karmaşık ve yüksek maliyetli sistemler ile daha efektif sızdırmazlık performansı elde edilebilir.

2.3.1 Pasif sızdırmazlık

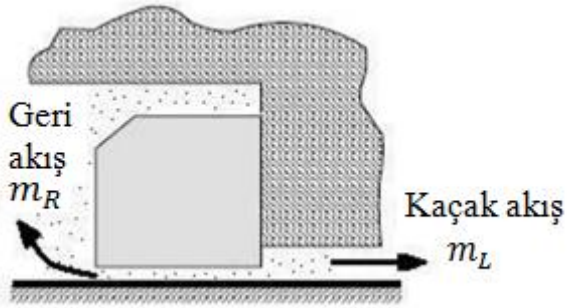
Bu sızdırmazlık yöntemi yalnızca sızdırmazlık elemanının akış direncine bağlıdır. Kaçak akışın oluştuğu sızdırmazlık aralığını daraltma prensibine dayanır. Başka bir açıdan bakıldığında kısma aleti görevi gördüğü söylenebilir. Buradaki kaçak akış miktarı m_L, sonlu bir değerdir, basınç farkı ve izafi harekete bağlıdır. Sızdırmazlık boşluğunda basınç düşüşü veya sürtünmeden dolayı ısınan akışkan buharlaşabilir, dolayısıyla kaçak akış her zaman sıvı fazında olmayabilir.



Şekil 2.2 : Pasif sızdırmazlık

2.3.2 Aktif sızdırmazlık

Aktif sızdırmazlıkta, sızdırmazlık yüzeyindeki dönme hareketi, pompa etkisiyle kaçak akış m_R'yi tekrar iç ortama doğru göndererek sızdırmazlık sağlar. Kaçak akışın yönlendirilmesi, sızdırmazlık yüzeyinin formuna bağlıdır. Bu form imalatla elde edilebileceği gibi çalışma sırasında aşınmadan dolayı da oluşabilir. Pompa etkisi yüzey geometrisinin yanı sıra, santrifüj kuvvetlere ve/veya viskoz akışa da bağlıdır.



Şekil 2.3 : Aktif sızdırmazlık

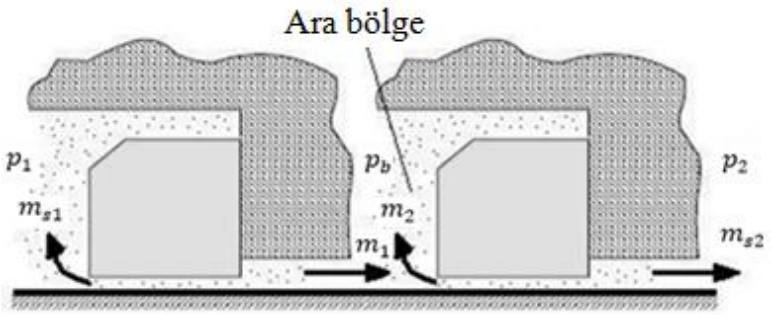
Optimum koşullarda içeri doğru oluşan pompa etkisi sızdırmazlık sağlar. Ancak kaçak akış ve geri akışın eşit olduğu durum sadece, birbirinden farklı akışkan fazlarının bulunduğu ortamlar arasında elde edilebilir. İki akışkanın aynı fazda olduğu durumlarda bunların karışımı veya difüzyonu engellenemediği için sızdırmazlık fonksiyonu yerine getirilmeyebilir. İki ortamdaki akışkanın da sıvı olduğu durumda ise, iç ortam basıncı daha yüksek olsa dahi dış ortam akışkanının sisteme karışma ihtimali söz konusudur.

2.3.3 Aşamalı sızdırmazlık

Aşamalı sızdırmazlık yönteminde, seri halinde birbiri ardına yerleştirilen iki sızdırmazlık elemanı mevcuttur ve aralarındaki boşlukta, iç ve dış ortamdakinden başka bir ara akışkan bulunmaktadır. Bu akışkan sıvı veya gaz olabilir. Art arda dizilen iki sızdırmazlık elemanı aynı tip olmak zorunda değildir ve genellikle birbirinden farklı olmaları tercih edilir. Örneğin iç kısımdaki sızdırmazlık elemanı mekanik tipte; dış kısımdaki de labirent, veya başka herhangi bir mekanik tipte seçilebilir.

Aşamalı sızdırmazlık sistemlerinde amaç, farklı bir akışkan sayesinde ara bölge oluşturmak ve tam sızdırmazlık sağlamaktır. Tam sızdırmazlığı sağlamak için üç yol izlenebilir;

- Ara bölgede, P_b basıncında akışkan bulunmalı
- Ara bölge m_1 ve m_2 akışlarıyla sürekli beslenmeli
- Birinci sızdırmazlık elemanının işlevini yitirmesi ihtimaline karşı, ikinci sızdırmazlık elemanı bulunmalı



Şekil 2.4 : İki aşamalı sızdırmazlık

Ara bölgedeki basınç değeri, tasarım açısından önemli bir parametredir. P_b değeri ve birinci kademe sızdırmazlık elemanı, içeri doğru akış m_{s1}'i veya ara bölgeye doğru akış m_1'i arttırma amacına göre tasarlanabilir. Ara bölge akışkanı, sızdırmazlık fonksiyonunun yanı sıra, her bir kademedeki basıncı düşürür, birincil sızdırmazlık yüzeylerinde yağlayıcı işlevi görür, kristalizasyon ve buharlaşma yoluyla oluşan kaçakları engeller, akışkandaki abrasif parçacıkları ortamdan uzaklaştırarak birincil sızdırmazlık elemanına temiz akışkan gitmesini sağlar.

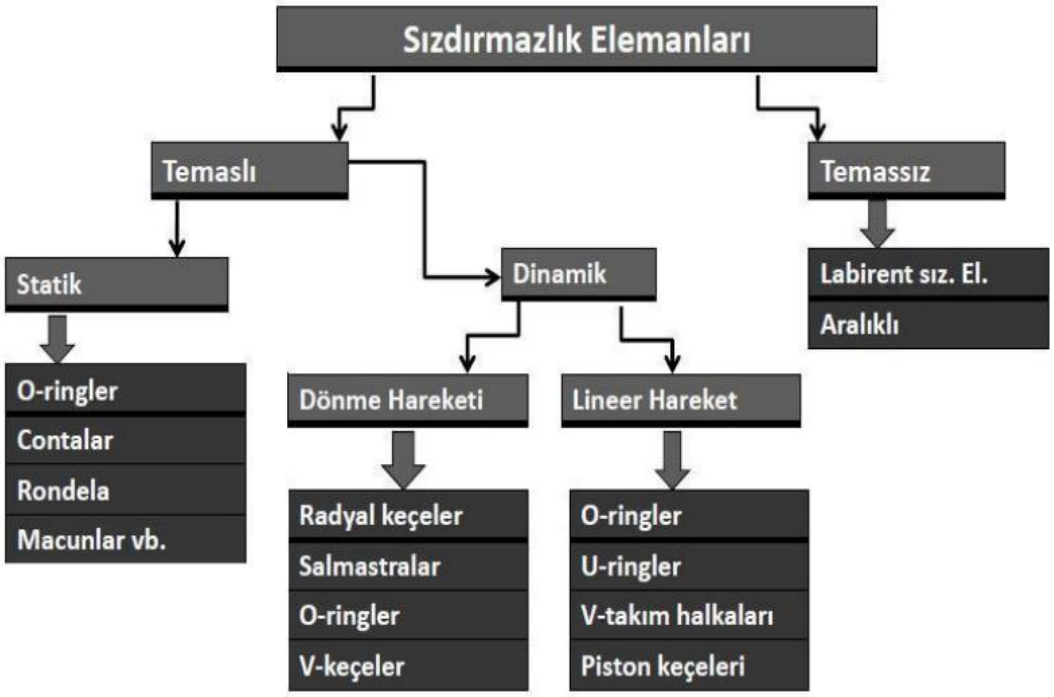
2.4 Sızdırmazlık Elemanlarının Sınıflandırılması

Birbiri ile ortak bir sınırı bulunan iki ortam arasındaki akışkan geçişinin kontrol altına alınması amacıyla kullanılan elemanlara sızdırmazlık elemanı denir.

Herhangi bir endüstriyel sistemde, tasarım, çalışma koşulları ve toleranslar nedeniyle sabit ve hareketli makina parçaları arasında kaçak akışa izin verecek boyutlarda boşluklar bırakmak gerekebilir. Böyle durumlarda sızdırmazlık elemanı kullanımı ile boşluklar, istenen boyutlara kadar düşürülerek sızdırmazlık sağlanır.

Basınçlı sistemlerde kaçak akış sistem dışına doğru iken, bazı uygulamalarda ise sistem içindeki akışkanı toz ve kirlerden korumak amacıyla sızdırmazlık elemanı kullanılır.

En genel haliyle temaslı ve temassız sızdırmazlık elemanları olarak ikiye ayrılabilir. Şekil 2.5'te en genel haliyle sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması görülmektedir.



Şekil 2.5 : Sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması

Temaslı sızdırmazlık sistemlerinde, birlikte çalışan sızdırmazlık yüzeylerinin arasında, her iki yüzeyle de temas halinde olacak bir sızdırmazlık elemanı bulunur. Temaslı sızdırmazlık elemanları statik ve dinamik sızdırmazlık elemanları olarak iki temel gruba ayrılabilir. Statik sızdırmazlık elemanları hareketsiz makina elemanları arasında sızdırmayı önlemek amacıyla kullanılır. Çalışma prensiplerine göre; sızdırmazlık etkisi sıkıştırma oranına bağlı olan elemanlar (contalar) ve basınç karşısında davranışı değişen elemanlar (O-ring, U-ring) olarak iki sınıfa ayırabilir. Basınç karşısında davranışı değişen elemanlar, basınç arttıkça yüzeye daha fazla baskı yaparlar.

Dinamik sızdırmazlık elemanları ise birbirine göre hareket eden iki yüzey arasında sızdırmazlığın sağlanmasında kullanılan elemanlardır. Hareketlerine göre radyal ve lineer hareketli olarak ikiye ayrılabilir.

Sunulan çalışma kapsamında yeni bir temassız sızdırmazlık elemanı tasarlanacak ve bu elamanın sızdırma karakteristiği deneysel olarak elde edilecektir. Bu nedenle temassız sızdırmazlık elemanlarının çalışma prensibi hakkında daha detaylı bilgi verilecektir.

2.4.1 Temassız Sızdırmazlık Elemanları

Temassız sızdırmazlık sistemlerinde, adından da anlaşıldığı üzere, sızdırmazlık bölgesinde makina parçaları arasında temas yoktur. Mile veya göbeğe açılan özel profiller yardımıyla, dar bir kanal boyunca oluşan akış direnci sayesinde sızdırmazlık sağlanır.

Temassız sızdırmazlık sistemlerinde yüzeyler arasında temas olmadığı için, bu tip elemanlar yüksek hızlardaki çalışma koşullarına uyum sağlar. Sürtünme ve aşınma görülmediği için pratik olarak sonsuz ömre sahiptirler denebilir ve ısınma problemi görülmez. Ancak temassız sızdırmazlık elemanlarının bir dezavantajı; sistem çalışmadığı zaman sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirememeleridir. Efektif sızdırmazlık sağlanabilmesi için sistemin belli çalışma hızlarına ulaşması gerekir. Ancak yine de basit geometri ve imalat koşulları, düşük maliyet nedeniyle geniş kullanım alanları vardır. Çok yüksek hızlarda çalışan sistemlerde ve turbomakinalarda, gelişmiş mühendislik tasarımlarıyla karşılaşmak mümkündür.

2.4.1.1 Labirent sızdırmazlık elemanları

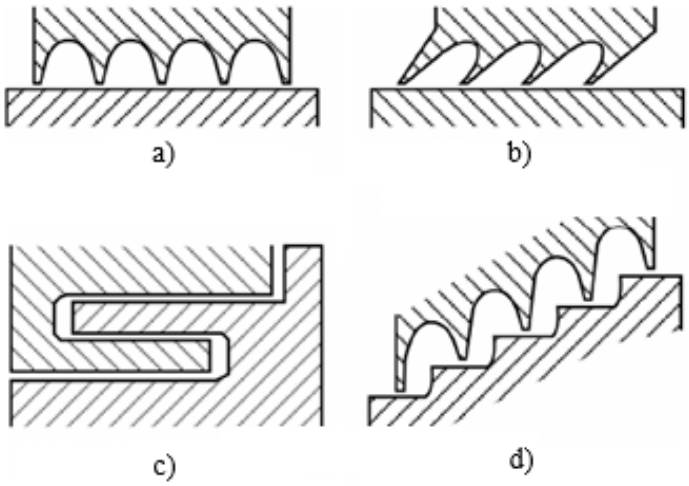
İsminden de anlaşılabileceği gibi labirent sızdırmazlık elemanları kaçak akış yolunun saptırılması ile sızıntıyı minimumda tutmayı amaçlar. Dönen bir milde labirent sızdırmazlık elemanı iki farklı şekilde kullanım amacıyla tasarlanır;

- Dönen radyal yüzeyler, sıvı veya katının santrifüj kuvvetler etkisiyle havadan ayrılmasını sağlar.
- Sızdırmazlık hacminin belli bölgelerde geniş tutulması ile gazın genişlemesi, basınç düşüşü sağlar.

Bu nedenle labirent sızdırmazlık elemanlarının iki temel kullanım alanı vardır. Biri, akışkan veya yağ kirliliğinin problem olduğu durumlarda, sistemin dış ortamdan korunması gereken uygulamalarda, yataklarda; diğeri de turbomakinalarda basınç artışı sağlayan sızdırmazlık elemanı olarak kullanılmasıdır.

Labirent sızdırmazlık elemanları modern türbinlerde ve kompresörlerde, mil uçlarında veya kademeler arasında kaçak akışı sınırlandırmak için kullanılmaktadır. Basit ve güvenilir bir tasarımdır. Sistemin çalışması için gereken radyal boşluk nispeten büyük olduğu için kaçak akış miktarı yüksektir. Sıcak buhar veya gazla temas halinde olan tüm parçalar termal deformasyona uğrar. Bu nedenle sızdırmazlık elemanı, mil ile göbek arasında oluşabilecek eksantriklikleri tolere etmelidir.

Labirent sızdırmazlık elemanlarında kullanılan radyal boşluklar yüksek Reynolds sayıları nedeniyle türbülanslı akışa sebep olur. Belli bir sızdırmazlık elemanı boyunca en yüksek akış direnci ve en düşük kaçak akışı sağlamak için seri halinde çevresel bariyerler kullanılmalıdır. Labirent sızdırmazlık elamanları mil ile göbek arasında oldukça dar bir kanal oluşturan dairesel bir kanatçık ve dar aralıktan geçen akışkanın enerji kaybetmesine neden olan bir boşluk olmak üzere iki bileşenden oluşur. Bu iki bileşenin seri halinde birbiri ardına tekrarı ile labirent sızdırmazlık elemanı elde edilir. Akışkanın potansiyel enerjisini kinetik enerjiye dönüştürme görevini üstlenen kanatçıklar, akışkana karşı bariyer oluşturur. Ani olarak hacmin genişlemesi nedeniyle kanatçık sonrasındaki boşlukta türbülanslı akış meydana gelir ve mümkün olduğunca kinetik enerji, ısı enerjisine dönüştürülür. Bu nedenle sızdırmazlık elemanı, enerji dönüşümünün bir başka deyişle kayıpların maksimum olacağı şekilde tasarlanmalıdır. Bu işlem, labirent sızdırmazlık elemanının uzunluğu boyunca devam eder ve enerji kaybı, sızdırmazlık sağlar. Kanatçık kenarlarının keskinliği, sızdırmazlık performansını büyük ölçüde etkiler. Keskin kenarlar, türbülanslı akış oluşumunu arttırarak daha fazla basınç düşüşü sağladığından, daha iyi sızdırmazlık sağlar. Şekil 2.7'de labirent sızdırmazlık elemanlarının birkaç basit çeşidi gösterilmiştir. Buna göre, düz, kanatçıkları açılı, kenetlenmiş ve kademeli labirent sızdırmazlık elemanları şeklinde adlandırılabilir.



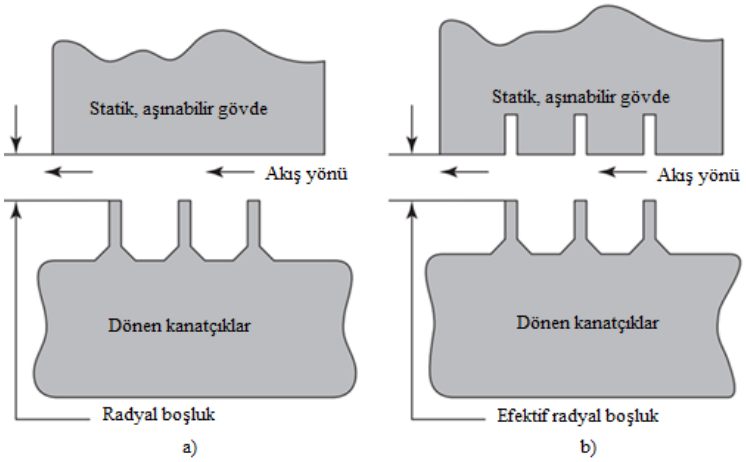
Şekil 2.6 : Çeşitli labirent sızdırmazlık elemanları a) düz b) kanatçıkları eğimli c) kenetlenmiş d) kademeli

Düz labirent sızdırmazlık elemanının basit tasarımı nedeniyle kullanım alanı geniştir. Ancak akışkanın, yüzeyle birlikte sürüklenerek taşınması nedeniyle kaçak akış

miktarı yüksektir. Taşınma nedeniyle, boşluk sayısını artırarak sızdırmazlığı azaltmak mümkün olamamaktadır. Düz labirent sızdırmazlık elemanlarında, aşınmadan sonra parça değişiminde kolaylık sağlaması için kanatçıklar göbek üzerinde bulunur.

Kademeli labirent eleman, akış yolunun karmaşık olması nedeni ile daha fazla basınç düşüşü sağlar. Aynı boyutlardaki düz labirent elemanlara kıyasla %20-30 oranında fazla sızdırmazlık sağlar. Ancak kademeli labirent elemanın kompleks tasarımı nedeniyle imalatı zordur, montajı için gövde bileşenlerinin ayrılabilir olması gerekir. Ayrıca, rezonans bölgelerine yakın devir sayılarındaki kaçıklıkları tolere edebilmek için bazı tasarım kısıtları da mevcuttur.

Labirent sızdırmazlık elemanı kanatçıkları ile karşı yüzey arasında çok küçük bir radyal boşluk vardır. Dönel makinalarda, özellikle büyük çaplarda, sistem çalışmaya başlarken, devreden çıkarken veya beklenmeyen çalışma koşulları söz konusu olduğunda, mil salınımı nedeniyle kanatçıklar karşı yüzeye temas edebilir. Bu durumda makine rotorunu darbeden korumak ve sızdırmazlık fonksiyonunu devam ettirebilmek için, kanatçıklar veya labirent eleman gövdesi aşınabilir malzemeden imal edilmelidir. Böylece kanatçıklar ile gövde arasındaki muhtemel temasın, sızdırmazlık elemanında hasar oluşturmayacağı bilindiğinden, diğer labirent sızdırmazlık elemanlarına kıyasla daha dar radyal boşluklar bırakılarak, sızdırmazlık performansı arttırılmış olur.



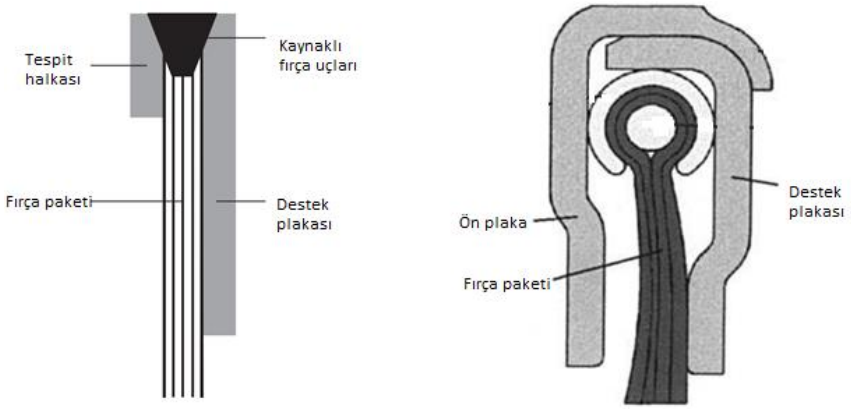
Şekil 2.7 : Labirent sızdırmazlık elemanında a) aşınma öncesi b) aşınma sonrası

Kanatçıkları aşınabilen labirent sızdırmazlık elemanlarında, kanatçıklar aşındıkça efektif radyal boşluk arttığı için, gövdenin aşınabilir malzemeden yapılması tercih

edilir. Şekil 2.7'de gövdesi aşınabilen malzemeden imal edilmiş bir labirent sızdırmazlık elemanı verilmiştir. Kanatçıkların gövde üzerinde oluşturduğu aşınmış kısımlar, efektif radyal boşluk miktarını değiştirmediğinden, sızdırmazlık performansında düşüş görülmez. Uygulamaya bağlı olarak gövde veya kanatçık malzemesi, yeterli aşınma dayanımına sahip olmalı, ortam sıcaklığına ve sistemdeki akışkana uyum sağlamalıdır.

2.4.1.2 Fırça tipi sızdırmazlık elemanları

Askeri uçak motorları için geliştirilmiş olan fırça tipi sızdırmazlık elemanları, bir dizi fırçanın, plaka desteğiyle birlikte kaçak akışa direnç oluşturması prensibiyle çalışır. Şekil 2.8'de iki farklı özellikteki fırça tipi sızdırmazlık elemanı gösterilmiştir. Fırçalar radyal doğrultuda içeri doğru yönlenmiştir. Milin radyal hareketlerine uyum sağlaması için, fırçalar dönme yönünde 45° açıya sahiptir. Sistemin çalışmadığı durumda fırça ile mil arasında yalnızca radyal boşluk vardır ancak bazı tasarım ve uygulamalara bağlı olarak hafif bir temas söz konusu olabilir. Çalışma durumunda ise basınç ve termal genleşme nedeniyle boşluk azalır. Fırça, basınç etkisiyle eğilmeye zorlanır ve perde şeklinde bir dizi bariyer oluşturur. Fırça ile mil arasında hafif bir temas oluşur ancak fırça elastik olduğundan milin radyal hareketiyle uyumlu çalışır. Temas nedeniyle mil yüzeyinde aşınma görülebilir, bu nedenle mil yüzeyi üzerine aşınmaya dayanıklı kaplama gerekebilir.

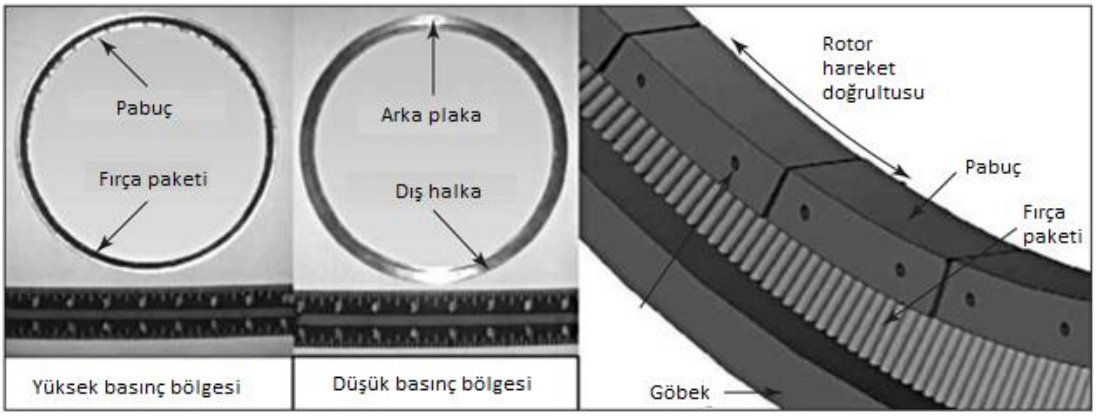


Şekil 2.8 : Uçak motorlarında kullanılan fırça tipi sızdırmazlık elemanları

Fırçanın arka plakası, basınç nedeniyle oluşan akış sapmalarını sınırlar. Arka plaka ile mil arasındaki radyal boşluk, fırça tipi elemanın sızdırmazlık performansını

belirler. Karşılıklı yüzeyler arasındaki mesafe, mil ile sızdırmazlık elemanının temas etmeyeceği kadar küçük olmalıdır.

Bir fırça tipi sızdırmazlık elemanı yaklaşık olarak 5 mm genişliğindedir, diğer temassız sızdırmazlık elemanlarına kıyasla, eksenel doğrultuda kayda değer yer tasarrufu sağlar. Ayrıca fırça, mil göbek arasındaki bağıl radyal harekete uyum sağlayarak yönlenir, dolayısıyla mil kaçıklığının sızdırmazlık performansına olan olumsuz etkisi, diğer temassız sızdırmazlık elemanlarına kıyasla daha azdır. Ancak fırçanın mile sürtünmesi, sıfır temasla çalışan labirent sızdırmazlık elemanlarına göre dezavantajdır.



Şekil 2.9 : Pabuçlu fırça tipi sızdırmazlık elemanları

Herhangi bir sebeple fırçaların ters yöne dönmesi, sızdırmazlık elemanının fonksiyonunu kaybetmesine neden olur. Bunu önlemek ve fırçaların aşınmasını da azaltmak veya engellemek için, Şekil 2.9'daki gibi fırça uçları ile mil arasına hidrodinamik pabuçlar yerleştirilir. Mil dönmeye başladığında, pabuçlarla mil yüzeyi arasında hidrodinamik film oluşumu sayesinde temas sona erer. Diğer bir deyişle, pabuçlar, efektif sızdırmazlık boşluğunda oluşan film üzerinde yüzer.

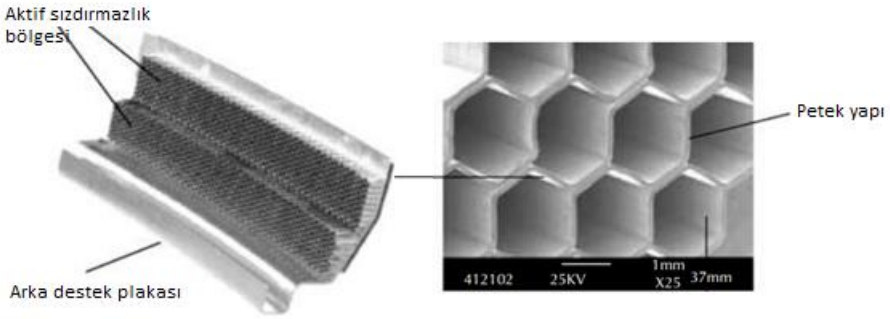
2.4.1.3 Petek profilli sızdırmazlık elemanları

Petek profilli sızdırmazlık elemanları, labirent sızdırmazlık elemanlarına alternatif olarak geliştirilmiştir. Girdap formunda akımlar oluşturarak darbeyi sönümler ve amortisör görevi görürler.

Gaz türbinleri, buhar türbinleri ve dönel kompresörlerde kullanılırlar. Konstrüksiyonu ve malzemesi, farklı kullanım alanlarına göre çeşitlilik gösterir.

Şekil 2.10 : Petek profilli sızdırmazlık elemanı

Örneğin gaz türbinleri için tasarlanan petek profilli sızdırmazlık elemanlarının, çalışma sıcaklığı ve sıcaklık farkları nedeniyle oluşabilecek deformasyonlara karşı dayanıklı olması gerekir. Oluşabilecek aşınma, mil ile göbek arasındaki radyal boşluk boyutlarının değişmesine sebep olarak sızdırmazlık performansını etkiler.



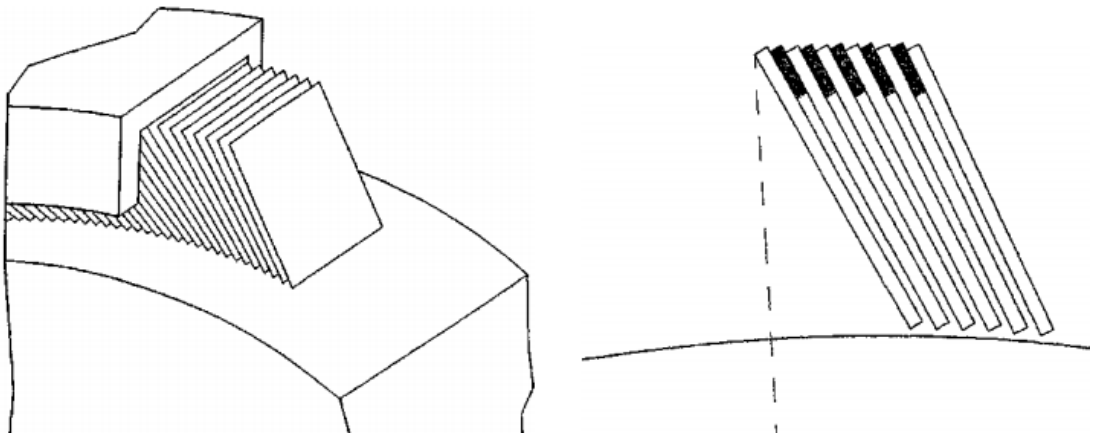
Şekil 2.11 : Petek profilli sızdırmazlık elemanı yapısı

Şekil 2.11'de gaz türbinlerinde kullanılan petek profilli sızdırmazlık elemanı örneği gösterilmiştir. Bu eleman, yüksek sıcaklık alaşımlarından imal edilir. Petek yapı ise kalınlığı 70-130 µm olan ince metal levhalardan meydana gelir.

2.4.1.4 Lamelli sızdırmazlık elemanları

Yaprak tipi olarak da bilinen lamelli sızdırmazlık elemanları, fırça tipi sızdırmazlık elemanlarının performansını iyileştirmek amacıyla geliştirilmiştir. Fırça tipi elemana kıyaslandığında eksenel rijitliği daha yüksektir, böylece daha fazla basınç düşüşü elde edilir. Ayrıca aerodinamik yağlama sayesinde sürtünme ve aşınma da daha düşüktür.

Şekil 2.12'de mil etrafına eğimli olarak yerleştirilmiş lamelli sızdırmazlık elemanları gösterilmiştir. Lameller radyal olarak hareket edebilir ancak eksenel yönde rijittir, fırça tipi sızdırmazlık elemanlarında olduğu gibi destekleyici arka plakaya gerek duyulmaz. Bu sayede basınca maruz kaldığında, fırça tipi elemanlarda sıkça rastlanan kilitlenme probleminin önüne geçilmiş olur.



Şekil 2.12 : Lamelli sızdırmazlık elemanları

Lamelli sızdırmazlık elemanlarında sızdırmazlık performansını etkileyen temel faktörler lamel kalınlığı ve lameller arasındaki boşluktur. Bu iki faktör, oluşacak hava filmi karakteristiğini belirler. Hava filmi, lamel uçları ile mil arasındaki yüzeyde oluşur. Hava filminin oluşmasını sağlayan, lameller arasındaki boşluktaki basınçtır. Boşluklu yapıyı elde edebilmek amacıyla lameller, aralarında temas olmayacak şekilde, ek parça yardımıyla birbirine lehimlenir. Buna alternatif olarak, lameller konik işlenirse yine ilk yöntemdeki yağlama ve sızdırmazlık performansı elde edilebilir. Ancak yine de lamelli sızdırmazlık elemanlarının imalat yöntemleri oldukça karmaşıktır ve optimum bir sızdırmazlık sağlayamazlar.

3. VİDALI SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI

Viscoseal olarak da bilinen vidalı sızdırmazlık elemanları, radyal boşluk sayesinde efektif olarak sızdırmazlık sağlayan, temassız çalışan dinamik sızdırmazlık elemanlarıdır. Mil veya göbek üzerine vida profili açılarak imal edilirler. Açılan profil nedeniyle vidalı tip sızdırmazlık elemanı adını alırlar.

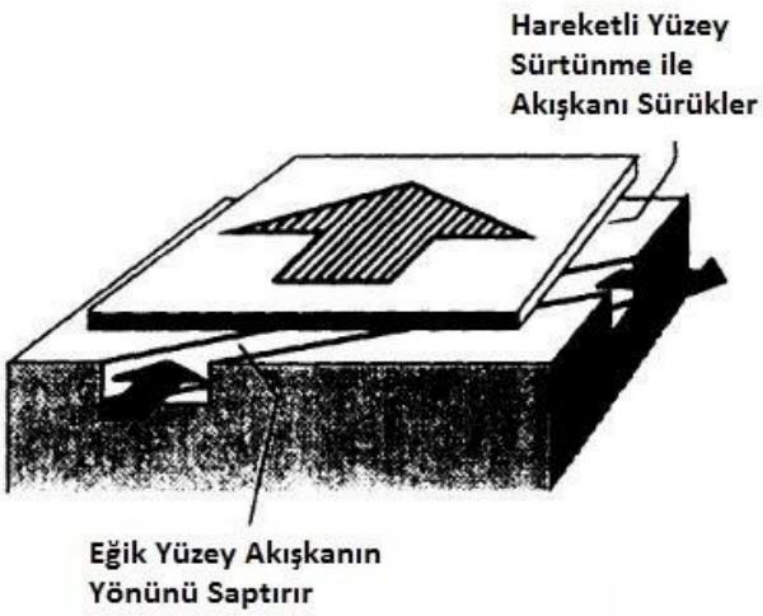
Vidalı sızdırmazlık elemanları temassız çalıştıkları için, mil ile göbek arasında temas söz konusu değildir. Vida profillerinin oluşturduğu yağ kanallarının akışa karşı oluşturduğu direnç sayesinde sızdırmazlık sağlanır.

3.1 Çalışma Prensibi

Birçok sızdırmazlık uygulamasında amaç, ortamlar arasındaki boşluğu mümkün olduğunca azaltarak kaçak akışı minimuma indirmektir. Fonksiyonel boşluğu azaltarak kaçak akışı kontrol etme yöntemine alternatif olarak, aktif sızdırmazlık yöntemleri mevcuttur. Aktif sızdırmazlık sistemlerinde kaçak akış, sızdırmazlık elemanı geometrisi sayesinde tekrar sistem içine doğru yönlendirilir. Dar boşlukta, hareketli yüzeyle birlikte sürüklenen akışkan, bir bariyer yüzeyle karşılaşır ve iki yüzey arasında oluşan dinamik basınç yardımıyla tekrar sistem içine doğru taşınır. Sürüklenme yüzeyi ve akışı yönlendiren bariyer yüzey formu Şekil 3.1'de detaylarıyla gösterilmiştir.

Vidalı sızdırmazlık elemanları, geri dönüş akışının en temel uygulamalarından biridir. Vidalı sızdırmazlık elemanlarında akışı yönlendiren bariyer, diş boşluklarının yan yüzeyleridir. Bu yüzeyler, akışa karşı açılı bir bariyer oluştururken; dönen mil nedeniyle oluşan çevresel kayma akışının da yönünü değiştirir.

Sızdırmazlık uygulanacak olan sistemdeki basınçlı akışkan, basıncı daha düşük olan ortama doğru akma eğilimindeyken, vidalı milin uygun dönüş yönü ve diş formu sayesinde tekrar sızdırmazlık bölgesine gönderilir. Kaçak akışkanın sızdırmazlık bölgesine geri dönüşünü kolaylaştırmak için, genellikle diş yüksekliği azaltılır ve diş kenarları eğimli işlenerek kaçak akışa bariyer oluşturulur.



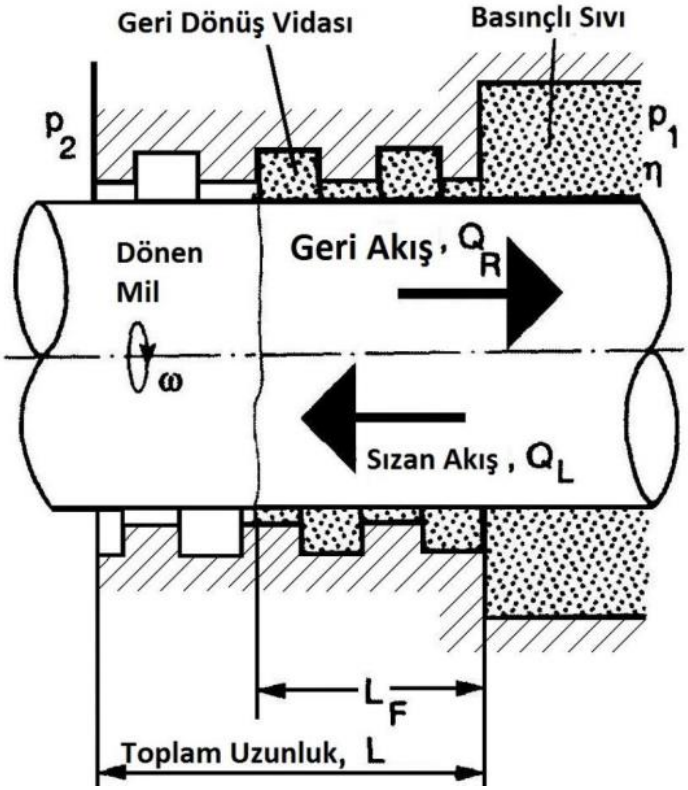
Şekil 3.1: Eğimli bariyer yüzey ile akış yönünün değiştirilmesi

Vidalı sızdırmazlık elemanının kaçak akış hesapları yapılırken kullanılan Reynolds Sayısı yalnızca laminer akış için geçerlidir. Laminer akış koşulları sağlandığında, diş boşluklarının mil üzerine veya göbeğe açılması, sızdırmazlık performansını etkilemez. Viskoz sıvılarla yapılan uygulamalarda, vidalı sızdırmazlık elemanının diş boşluklarının ve göbek ile mil arasındaki radyal boşluğun milimetrenin onda biri boyutlarında olması durumunda laminer akış koşulları sağlanır.

Laminer akışın söz konusu olduğu durumlarda, diş kesiti dikdörtgen olan vidalı sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık performansının en iyi olduğu ve diş başı ile göbek arasındaki radyal boşluğun (h) mümkün olduğunca küçük olması gerektiği sayısal ve deneysel olarak kanıtlanmıştır. Ancak çalışan bir vidalı sızdırmazlık elemanında, radyal boşluktaki viskoz sürtünmeler nedeniyle ısı oluşur. Bu nedenle tasarımcı, yeterli ısı transferini sağlayacak konstrüksiyonu seçmelidir. Özellikle yağ sızdırmazlığında sıcaklık artışı önemli viskozite düşüşüne; bu da, sızdırmazlık performansında düşüşe neden olur.

Şekil 3.2'de vidalı sızdırmazlık elemanı şematik olarak gösterilmiştir. Vidanın diş boşlukları sayesinde oluşan geri dönüş akışı Q_R, sızdırmazlık bölgesi ve atmosfer arasındaki Δp basınç farkından dolayı oluşan kaçak akış Q_L'ye engel teşkil eder. Geri dönüş akışı debisi Q_R (Return flow rate) ile kaçak akış debisi Q_L (Leakage flow rate) birbirine eşit olduğunda vidalı sistemde sızdırmazlık sağlanmış olur.

Vidalı elemanın sızdırmazlık performansı kaçak akışı engellerse, sızdırmazlık elemanındaki bir L_F mesafesinde sıvı/hava arayüzeyi oluşur. L_F, ıslak uzunluk da denen, iki ortam akışkanının bir arada bulunduğu eksenel doğrultudaki uzunluktur.



Şekil 3.2: Vidalı sızdırmazlık elemanı çalışma prensibi

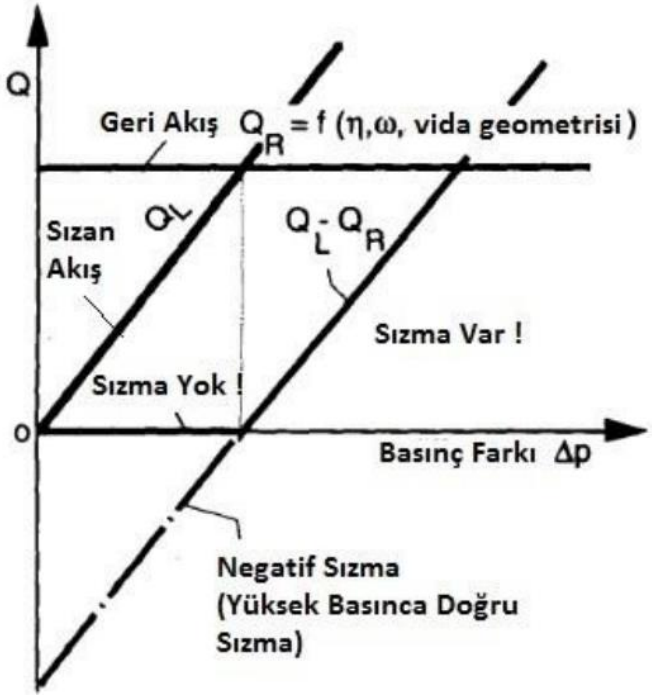
Bu durumda, yüksek basınç bölgesi civarında akışkanlar arası geçiş bölgesi oluşur. Bu geçiş bölgesinin vidalı sızdırmazlık elemanı sınırları içinde oluşturulabilmesi durumunda, sızdırmazlık fonksiyonu yerine getirilmiş demektir.

Vidalı sızdırmazlık elemanları radyal boşluk sayesinde düşük sürtünme katsayılarında efektif olarak sızdırmazlık sağlar. Sistemde sürtünme kaynaklı ısı oluşmaması, aşınma görülmemesi nedeniyle neredeyse sınırsız kullanım ömrü vardır denebilir. Ancak vidalı sızdırmazlık elemanlarının önemli bir dezavantajı, yalnızca mil dönerken sızdırmazlık sağlamalarıdır. Bu nedenle sistemde vidalı eleman, sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirebilecek devir sayılarına ulaşana kadar sızdırmazlık sağlayacak başka bir yardımcı sızdırmazlık elemanı bulunması gerekir. Vidalı elemanların bir diğer dezavantajı da, sızdırmazlık performansının, akışkanın fiziksel özelliklerinden doğrudan etkileniyor olmasıdır.

3.2 Vidalı Sızdırmazlık Elemanı Karakteristiği

Vidalı sızdırmazlık elemanında kaçak akış Q_L, ortam basıncıyla akışkan basıncı arasındaki fark ΔP ile doğru orantılıdır. Vidalı sızdırmazlık elemanı boyunun (L), yeterince uzun olmadığı durumlarda, geri akış, kaçak akışı telafi edemez ve sızma oluşur. Ancak bu durumda dahi kaçak akış miktarı, vida dişi açılmamış sızdırmazlık elemanı kullanılan sistemlere kıyasla daha azdır.

Geri dönüş akış debisi Q_R, akışkanın viskozitesi η'ye ve milin açısal hızı ω'ya bağlı olduğu gibi diş formuna da bağlıdır. Şekil 3.3'te vidalı sızdırmazlık elemanının tasarım parametreleri gösterilmektedir.



Şekil 3.3: Vidalı sızdırmazlık elemanı karakteristiği

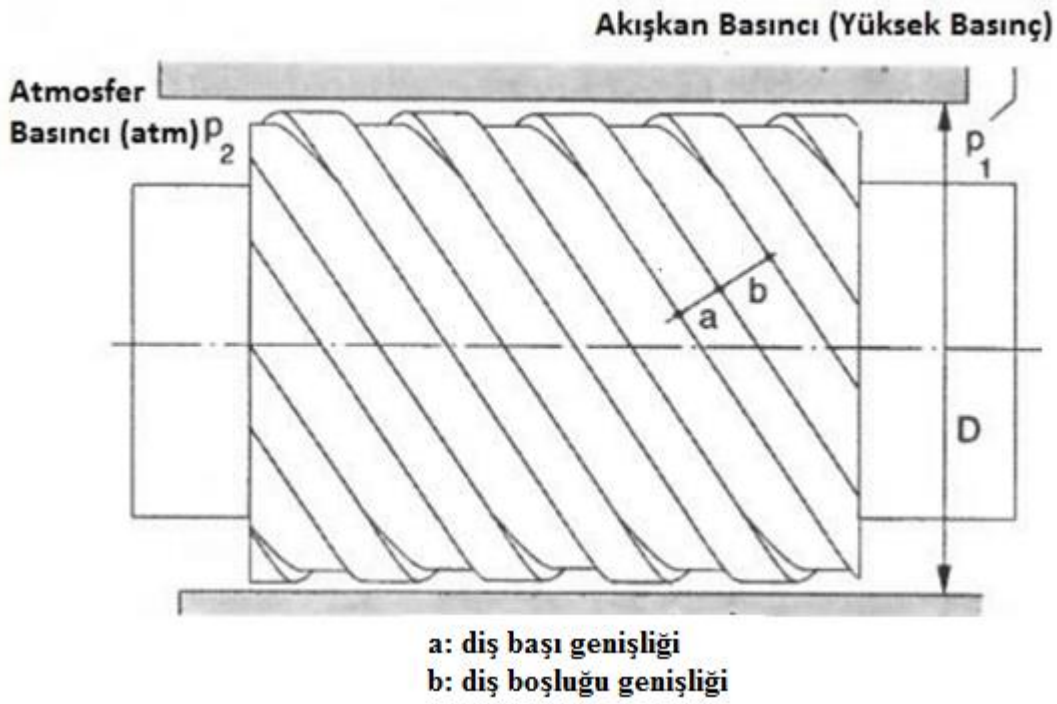
Dış ortam gaz fazındayken, vidalı sızdırmazlık elemanının geri akış kapasitesinin yeterli olması durumunda, geçiş bölgesi olarak bahsettiğimiz sıvı / hava ara yüzeyinin pozisyonu kontrol edilebilir. Ancak vidalı sızdırmazlık elemanı iki sıvı ortamı birbirinden ayırıyorsa ve vidalı elemanın gerçek basınç yükü $\Delta P = P_1 - P_2$ sıfırdan küçük ise, negatif kaçak akış görülür. Bu da, dış ortamdaki sıvının, sızdırmazlık uygulanan ortama pompalandığı anlamına gelir ve istenmeyen bir durumdur.

Prensip olarak su, yağ, sıvı metal, hatta gaz gibi tüm akışkanların sızdırmazlığı vidalı sızdırmazlık elemanlarıyla sağlanabilir. Optimum vida geometrisi kullanıldığında

“akışkan viskozitesi × yüzey hızı” sızdırmazlık performansını belirler. Düşük viskoziteli akışkanlar, özellikle gazlar için, düşük radyal boşluklar ve çok yüksek dönme hızları gerekmektedir.

3.3 Sızdırmazlık Çalışma Sınırları

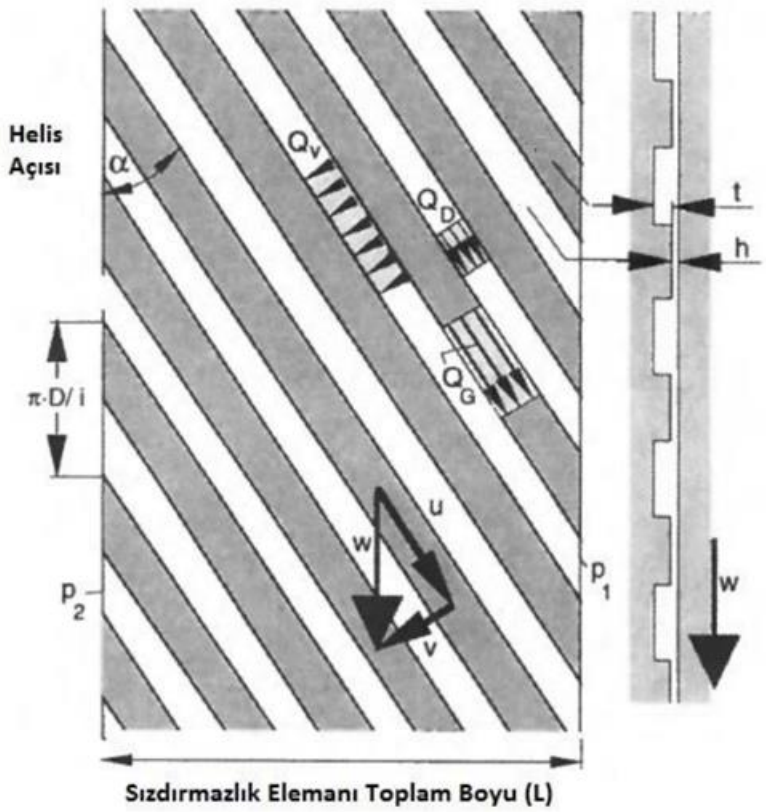
Temelde, vidalı sızdırmazlık elemanlarının optimum çalışma sınırları, sürüklenen akışın eksenel bileşenlerinin dengelenmesiyle sağlanır. Milin dönmesi ve vida dişlerinin akışı ayırması nedeniyle geri akış oluşurken; ortamlar arası basınç farkı nedeniyle kaçak akış meydana gelir. Şekil 3.4’te vidalı sızdırmazlık elemanı geometrisi gösterilmiştir. Burada a, diş başı genişliği; b diş boşluğu genişliğidir.



Şekil 3.4: Vidalı sızdırmazlık elemanı geometrisi

Şekil 3.5’te çok ağızlı vidalı sızdırmazlık elemanındaki akış bileşenleri gösterilmektedir. Bir düzlemle gösterilen göbeğin, w çevresel hızı ile döndüğü kabul edilmiştir. Hızın u ve v olmak üzere iki bileşeni vardır. Burada α, helis açısı; t, diş yüksekliği; h diş başı ile göbek arasındaki radyal boşluktur.

Çevresel hız $w = \omega \,.\, (\, D/2 \,)$ ‘dir ve diş boşluklarına paralel u bileşeni ve buna dik doğrultuda v bileşenine ayrılır. Hız bileşenlerinin etkileri sırayla incelenirse;

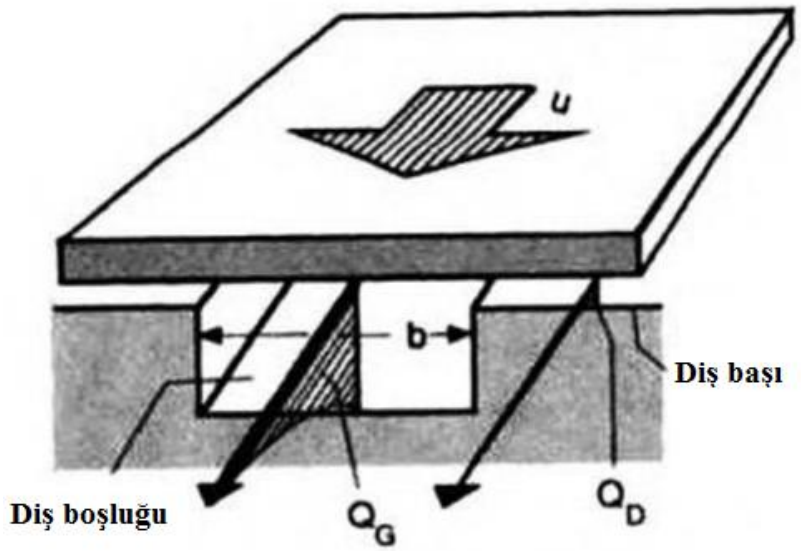


Şekil 3.5: Vidalı sızdırmazlık elemanında akış bileşenleri

Göbek ile akışkanın sürtünmesi sonucu, akışkan sızdırmazlık bölgesine, diş boşluklarına paralel doğrultuda $u = w.cos\alpha$ hızıyla sürüklenir. Ancak diş yüksekliği t fazla olursa, sürtünme etkisi kaybolur, dolayısıyla geri dönüş akışı azalır. Basınç farkı $\Delta p = p_1 - p_2$ ise diğer yönde, düşük basınçlı ortama doğru akışa neden olur. Bu durumda kaçak akış miktarı, geri dönüş akış miktarından fazla olabilir. Sürtünme etkisini artırmak amacıyla, diş boşluğu genişliği b büyük olmalıdır. Böylece göbek yüzeyi ile akışkan teması artar ve sürtünme etkisiyle geri dönüş akışı artırılmış olur.

Şekil 3.6'da sürtünme nedeniyle oluşan akışın diş boşluğundaki Q_G ve radyal boşluktaki Q_D etkileri gösterilmiştir. Q_G akışı, geri akışın faydalı kısmıdır. Şekilde daha önce de belirtildiği gibi diş boşluğu derinliklerine doğru sürtünme etkisinin azaldığı görülmektedir.

Göbeğin $v = w.sin\alpha$ hız bileşeni nedeniyle oluşan akışa bakıldığında; Q_V'nin sızdırmazlık üzerinde etkisi olumlu bir etkisi yoktur, çünkü sıvının sadece radyal boşluktan diş boşluğuna akmasına neden olmaktadır.



Şekil 3.6: Vidalı sızdırmazlık elemanında akış bileşenleri

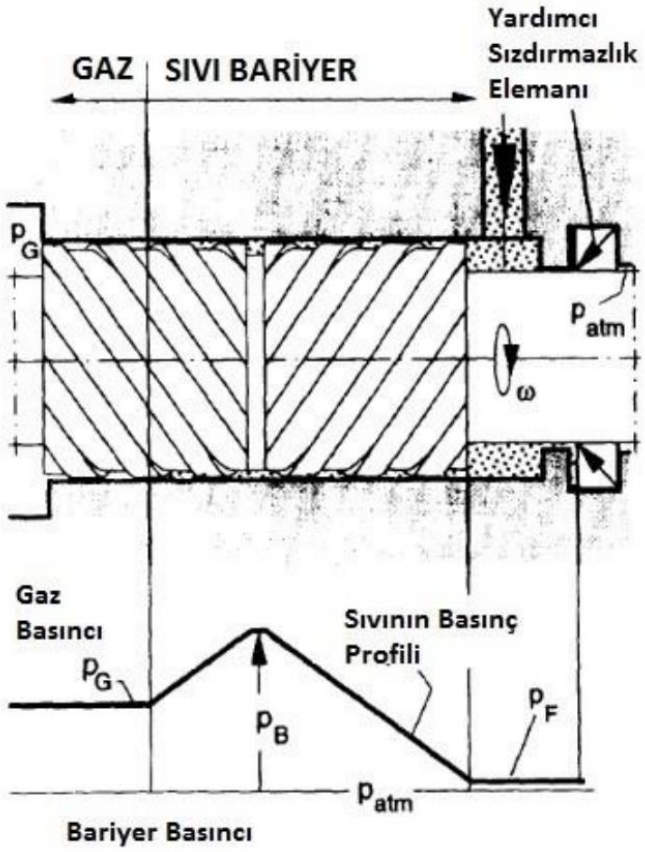
Temassız vidalı sızdırmazlık elemanları güvenilirdir ve uzay teknolojisinde ve havacılık sektöründe sıvı metal sızdırmazlığı için kullanılır. Yüksek yoğunluklu sıvıların olduğu uygulamalarda, yüksek mil hızlarında türbülanslı akış görülür. Genellikle laminer akışa kıyaslandığında, türbülanslı akış koşullarında kaçak akış görülme olasılığı daha yüksektir.

Vidalı sızdırmazlık elemanlarında karşılaşılan en önemli problem, yüksek hızlarda sıvı / hava ara yüzünde sıvı ortama hava karışımını engellemektir. Sıvı akışkan diş kenarlarında ayrıldığında, sisteme karışan hava burada yağ için hava kabarcıkları oluşmasına sebep olur. Hava kabarcıkları nedeniyle köpük formu alan akışkan tabakasının göbek ile teması azaldığından, geri dönüş akışı azalır ve sızdırmazlık performansı düşer. Bunu önlemek için, vidanın sıvı / hava ara yüzeyi oluşan kısmına harici basınç kaynağı bağlanması gerekir.

3.4 Gaz Sızdırmazlığı

Vidalı elemanın sızdırmazlık performansı, sızdırmazlığı istenen sıvının viskozite ve hızı ile ilişkilidir. Gazların viskozitesinin düşük olması nedeniyle, dönme hızının çok yüksek olmadığı durumlarda, sızdırmazlık performansı düşüktür. Ancak Şekil 3.7'de görüldüğü gibi sızdırmazlık elemanı üzerinde iki gaz ortamı arasında sıvı bariyer oluşturulması suretiyle bu problem çözülebilir. Bu, yüksek gaz basınçlarında dahi kullanılabilecek bir çözümdür.

Şekildeki sızdırmazlık elemanı üzerine birbirinin tersi yönlerde vida dişleri açılmıştır. Vida dişleri arasında gazla uyumlu çalışabilecek viskoz sıvı vardır. Gaz basıncı P_G arttıkça, ters yöne açılan vida dişleri sıvıyı, vida dişi yönlerinin değiştiği ara yüzeye yakın bir bölgede sıkıştırarak, P_B basınçlı sıvı bariyeri oluşturur. Sızdırmazlık elemanı, maksimum gaz basıncından daha yüksek bir sıvı basınç bariyeri oluşturacak şekilde tasarlanmalıdır. Atmosfer tarafındaki ortam akışkanı, P_F basıncıyla vidalı sızdırmazlık elemanına gönderilir. Bariyeri oluşturacak sıvı, mil dönerken sisteme veriliyorsa ilave bir vidalı eleman gerekebilir.



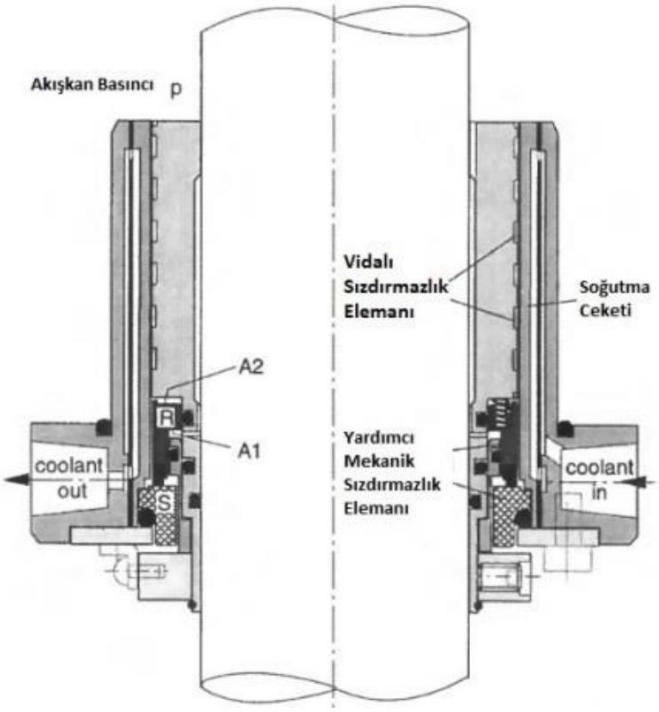
Şekil 3.7: Vidalı sızdırmazlık elemanında sıvı bariyer oluşumu

İki tarafına ters yönde vida dişleri açılmış olan sızdırmazlık elemanının fonksiyonunu yerine getirmesini sağlayan etken, ortasında maksimum basınç bölgesi oluşmasıdır. Her iki ortamdaki basınç da, oluşturulan basınç bariyerinden daha düşük basınca sahip olduğundan, ortam akışkanları diğer tarafa geçiş yapamamaktadır.

3.5 Yardımcı Sızdırmazlık Elemanları

Vidalı sızdırmazlık elemanları hidrodinamik olduğundan, çalışma hızı yeterince yüksek olmadığında, sızdırmazlık performansında düşüş görülür. Sistemin çalışmadığı durumda ise vidalı sızdırmazlık elemanı, fonksiyonunu yerine getiremez. Bu durumda sızdırmazlık sağlayabilmek için, ilave bir temaslı sızdırmazlık sistemi kullanılır. Bu yardımcı sızdırmazlık sistemi, mil dönmediği zaman devreye girer ve sızdırmazlığın devamını sağlar.

Temassız sızdırmazlık elemanının sıfır aşınma avantajından yararlanabilmek için, sistem belli bir çalışma hızına ulaştığında yardımcı sızdırmazlık sistemi devreden çıkmalı, vidalı eleman devreye girmelidir.



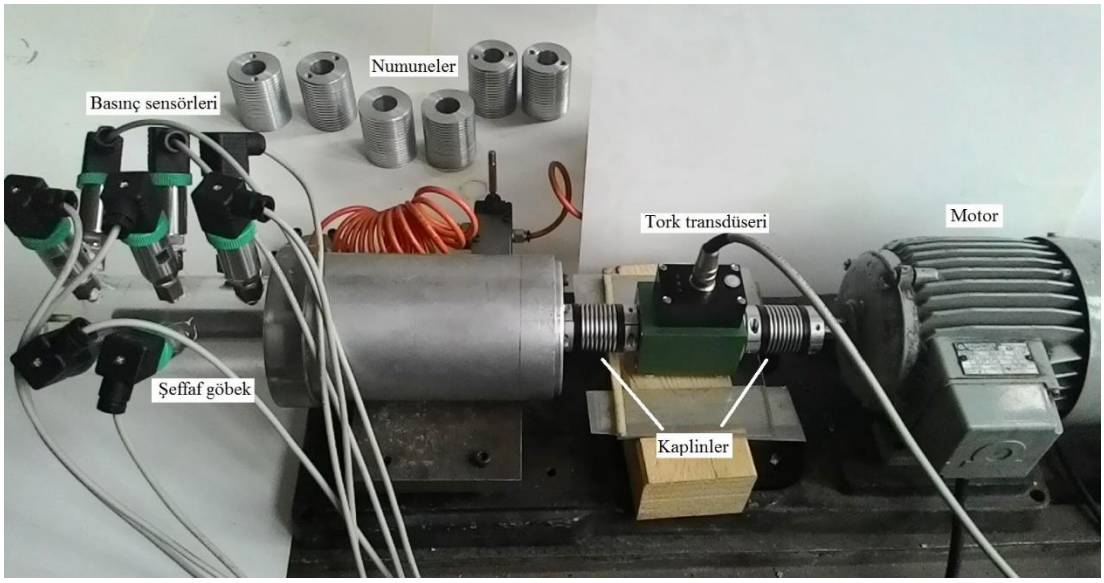
Şekil 3.8: Yardımcı sızdırmazlık elemanı

Devreden çıkma işlemi, merkezkaç kuvvetleriyle veya vidalı elemanın hidrodinamik basıncı ile gerçekleştirilebilir. Şekil 3.8'de vidalı sızdırmazlık elemanı ve mekanik sızdırmazlık elemanının bir arada kullanıldığı bir uygulama görülmektedir. Mekanik sızdırmazlık elemanı, yaylar ve iki adet o-ring ile A_1 olarak gösterilen dairesel alanla temas halindedir. A_1 bölgesi sızdırmazlığı sağlanacak akışkanın uyguladığı P basıncına maruz kalır. Mil dönmediği zaman, P basıncı, R o-ringinin yay kuvvetine maruz kalan arka yüzü A_2 alanına etki eder. Mil döndüğünde, vidalı sızdırmazlık

elemanı, sızdırmazlık görevini devralır ve mekanik sızdırmazlık elemanının dışındaki boşluğu tahliye eder. Eksenel yük, toplam yay kuvvetini aştığında R o-ringi, S elemanından ayrılır ve temassız sızdırmazlık başlar.

4. DENEY TESİSATI VE HAZIRLIK

Vidalı sızdırmazlık elemanlarında, vida profili ve çalışma hızlarının sızdırmazlık performansına etkisini incelemek amacıyla Şekil 4.1'de verilen deney düzeneği tasarlanmıştır.



Şekil 4.1 : Deney tesisatının genel görünüşü

Sistemde ihtiyaç duyulan hareketi sağlamak amacıyla 1,2 kW'lık güç üreten, devir sayısı 0…3600 d/d arasında ayarlanabilen AC motor kullanılmıştır. Motorun devir sayısı, hız regülatörü aracılığıyla ayarlanabilmekte ve kullanılan yazılım ile gözlemlenebilmektedir.

Motor bölgesinde ve kaplinler boyunca, mil çapı 15 mm'dir. Krom kaplı mil malzemesi Ck 55'tir ve toleransı h7 olarak seçilmiştir. Vidalı elemanların takıldığı bölümde mil çapı 25 mm'dir.

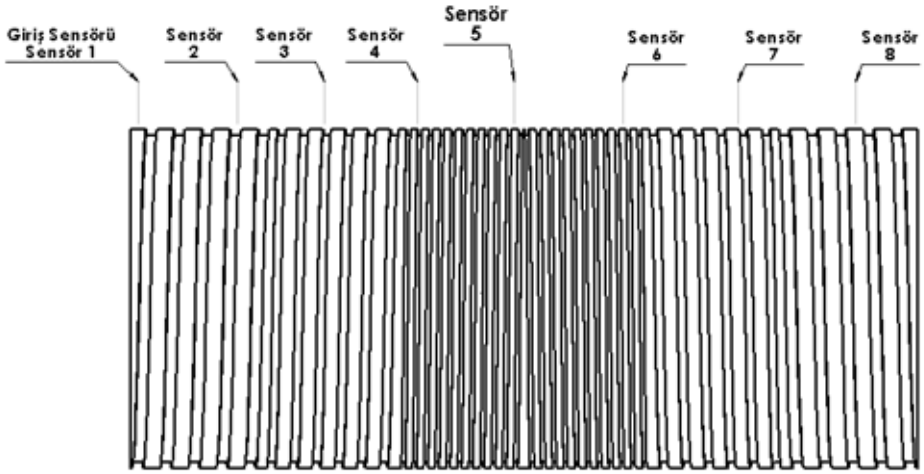
Milde oluşabilecek dengesiz radyal hareketlerin etkilerini minimize etmek için gövde içinde eğik bilyalı ön gerilmeli rulmanlar kullanılmıştır. Aynı zamanda sızdırmazlık elemanlarının göbeği de bu kısmın alnına bağlandığından, işleme kolaylığı açısından göbek, 5000 serisi sert alüminyumdan imal edilmiştir. Alın bağlantısında cıvataların kolaylıkla bağlanabilmesi için alüminyum gövdenin dış çapı 120 mm yapılmıştır.

Basınç sensörleri için üzerine delikler açılan göbek, pleksiglass borudan imal edilmiştir. Bu şeffaf göbeğin dış çapı 80 mm, iç çapı 60 mm'dir.

Motor ile vidalı mil arasında titreşimleri sönümlemesi amacıyla iki adet kaplin kullanılmıştır. Eğilme sönümleme ve burulma rijitliği olan kaplinlerin çapı 15 mm'dir.

İki kaplin arasına tork sensörü yerleştirilmiştir. Burster marka 8661 modelindeki tork sensörünün ölçüm aralığı 0…10 Nm'dir. Çıkış sinyali 0…10 V arasıdır. Açı ölçüm doğruluğu 0,09°'dir. 6000 d/d devir sayılarına kadar ölçüm yapabilir.

Göbek içindeki basınç dağılımını elde etmek amacıyla, pleksiglas göbek üzerine belli aralıklarla basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Sensörler, Burster marka 8227 numaralı modeldir. Ölçüm aralığı 0…10 bar'dır. %0,25 ölçüm doğruluğuna sahiptir. Çıkış sinyali 0…10 V'dir. Sıvı ve gaz basıncı ölçümüne uygundur. Dinamik ve statik uygulamalarda kullanılabilir. Sensörlerden alınan veriler "imc" marka Spartan-2 modelindeki 16 kanallı veri toplama cihazı ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır.

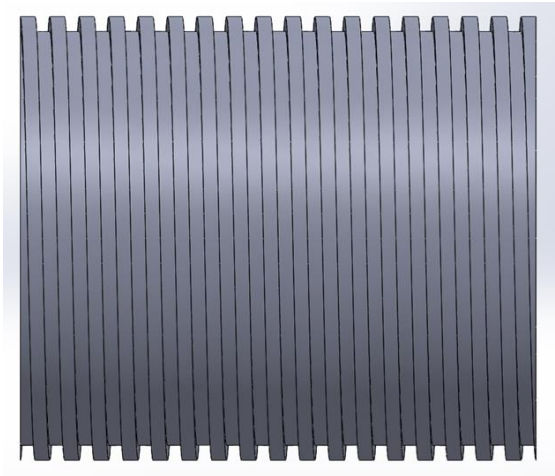


Şekil 4.2 : Basınç sensörlerinin vidalı eleman üzerindeki konumları

Vidalı elemanlar 5000 serisi alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Bir vidalı sızdırmazlık elemanı boyunca sağ ve sol helis vida profili bulunduğundan, işleme kolaylığı açısından vidalı eleman tasarımları bir sağ ve bir sol helis vida profiline sahip iki parça olarak imal edilmiştir.

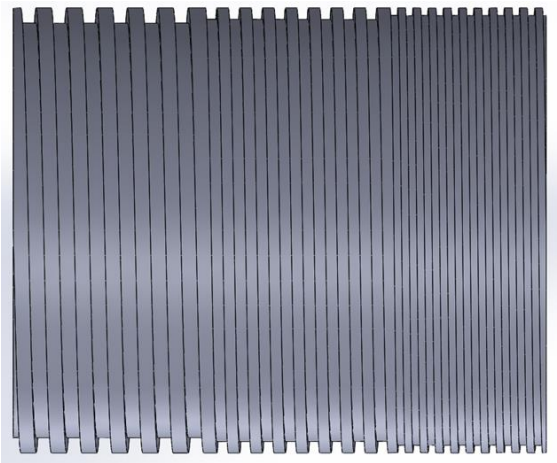
Şekil 4.3 : Vidalı elemanların genel görünüşü

Yapılan deneyler için üç farklı vidalı eleman imal edilmiştir. Vidalı elemanlar, bir sağ helis ve bir sol helis vida profiline sahip iki bileşenden oluşur. Birinci tasarım Şekil 4.4'te görüldüğü gibi 2 mm diş başı ve 2 mm diş boşluğu genişliğine ve 2 mm diş yüksekliğine sahiptir. Vidalı elemanın dış çapı 59,15 mm'dir.



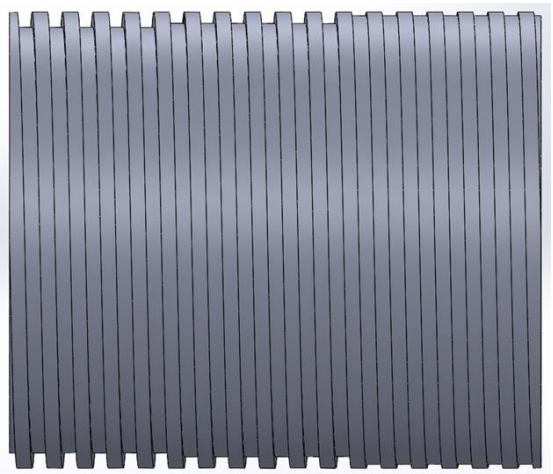
Şekil 4.4 : Tasarım 1 çizimi

İkinci vidalı eleman tasarımı kademeli olarak azalan hatveye sahiptir. Giriş kısmında 2 mm diş başı genişliği, 2 mm diş boşluğu genişliği ve 2 mm diş yüklekliğine sahiptir. İkinci kademede 1,5 mm diş başı genişliği, 1,5 mm diş boşluğu genişliği ve 1,5 mm diş yüksekliğine sahiptir. Vidalı elemanın geçiş bölgesi olan üçüncü kademede diş başı genişliği 1 mm, diş boşluğu genişliği 1 mm ve diş yüksekliği 1 mm olarak işlenmiştir. Vidalı elemanın dış çapı 59,17 mm'dir.



Şekil 4.5 : Tasarım 2 çizimi

Şekil 4.6'da görülen üçüncü tasarım kademeli olarak diş yüksekliği azalan diş profiline sahiptir. Giriş kısmında diş başı genişliği 2 mm, diş boşluğu genişliği 2 mm ve diş yüksekliği 2 mm'dir. İkinci kademede diş başı genişliği 2 mm, diş boşluğu genişliği 2 mm ve diş yüksekliği 1,5 mm'dir. Üçüncü kademede diş başı genişliği 2 mm, diş boşluğu genişliği 2 mm ve diş yüksekliği 0,5 mm olan vidanın dış çapı 59,14 mm'dir.



Şekil 4.6 : Tasarım 3 çizimi

Vidalı millerin göbeğe kolayca takılıp sökülebilmesi için alın yüzeylerine eksen doğrultusunda ikişer tane delik delinmiş ve diş açılmıştır. Böylece vidalı elemanlar, saplamalar yardımıyla göbek boyunca eksen doğrultusunda kolayca hareket ettirilebilmektedir.

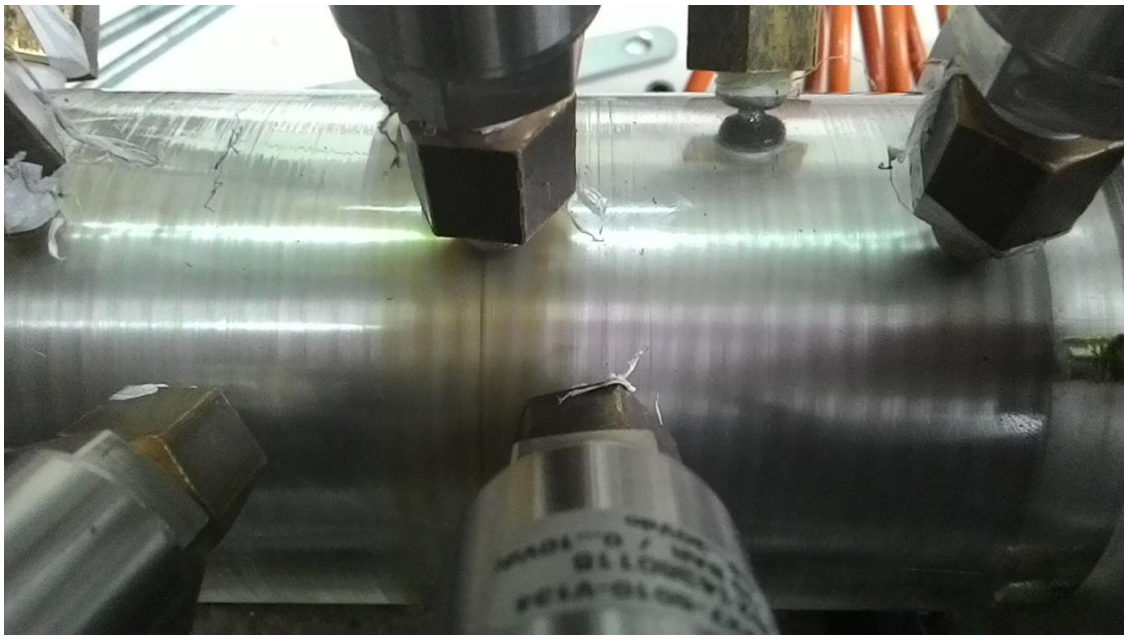
Kurulan bu deney tesisatında Deneyler 1200 d/d, 2400 d/d ve 3600 d/d ortalama devir sayılarında yapılmıştır. Havanın sıkıştırılması suretiyle geçiş bölgesi

basınçlarını yükseltmek amacıyla yapılan deneylerin yanı sıra, sıvı / hava arayüzeyi oluşturmak suretiyle daha fazla basınç artışı sağlamak üzere, sistem çalışmaya başladıktan sonra sisteme dışardan yağ verilen deneyler de yapılmıştır. Deney planı, Çizelge 4.1'de görülmektedir.

Çizelge 4.1 : Deney planı

Yağsız	Tasarım 1	1200 d/d	Deney 1
		2400 d/d	Deney 2
		3600 d/d	Deney 3
	Tasarım 2	1200 d/d	Deney 4
		2400 d/d	Deney 5
		3600 d/d	Deney 6
	Tasarım 3	1200 d/d	Deney 7
		2400 d/d	Deney 8
		3600 d/d	Deney 9
Yağlı	Tasarım 1	1200 d/d	Deney 10
		2400 d/d	Deney 11
		3600 d/d	Deney 12
	Tasarım 2	1200 d/d	Deney 13
		2400 d/d	Deney 14
		3600 d/d	Deney 15
	Tasarım 3	1200 d/d	Deney 16
		2400 d/d	Deney 17
		3600 d/d	Deney 18

Sisteme yağ verildiğinde geçiş bölgesindeki ıslak uzunluk örneği Şekil 4.7'de görülmektedir.

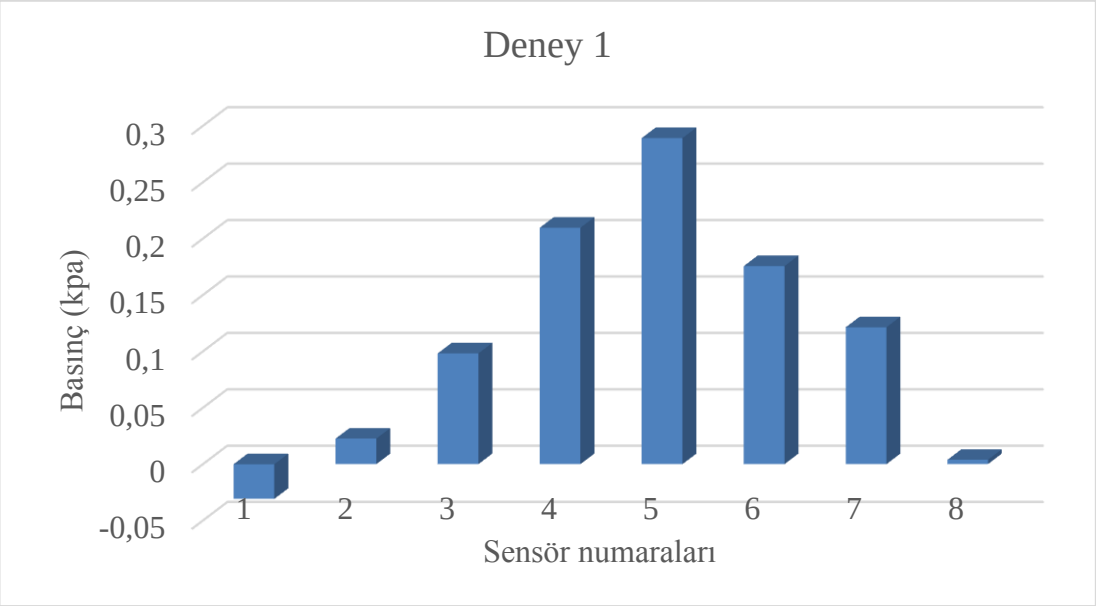


Şekil 4.7 : Geçiş bölgesinde yağ filmi ile oluşan ıslak uzunluk

5. SONUÇLAR

Her bir vida profili için farklı hızlarda deneyler yapılarak, dönme hızının sızdırmazlık performansına etkisi incelenmiştir.

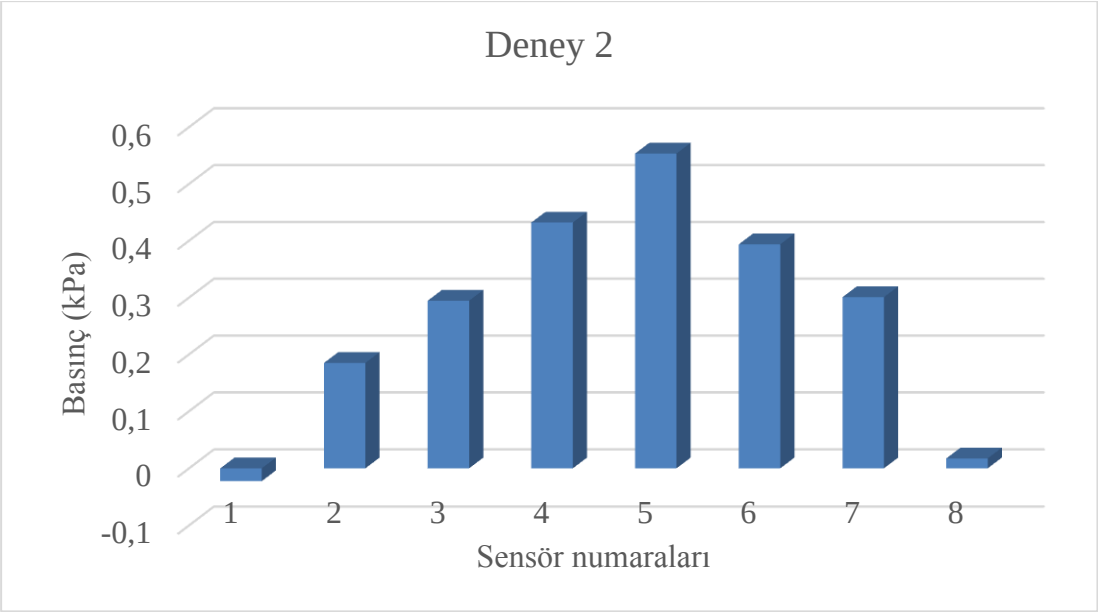
Deney 1'de, 2 mm diş başı genişliği, 2 mm diş boşluğu genişliği ve 2 mm diş yüksekliği olan birinci tasarım kullanılmıştır. Bu deneyde ortalama devir sayısı 1205 d/d'dır. Motor çalıştırılıp devir sayısı 1200 d/d'ya ulaştıktan sonra ölçülen basınç değerlerinin ortalaması alınarak Şekil 5.1'deki sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.1 : Deney 1 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Grafiğe göre Sensör 5'in bulunduğu bölgede maksimum basınç olan 0,289 kPa seviyesine çıkılmıştır. Vidalı mil boyunca oluşması beklenen geçiş bölgesinin, Sensör 5 civarında oluştuğu söylenebilir. Sızdırmazlık elemanı boyunca oluşan basınç artışı, ortam basıncından fazla olduğu için vidalı eleman, sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirmiştir. Ortalama sürtünme momenti değeri 0,148 Nm olarak elde edilmiştir.

Deney 2'de Tasarım 1 kullanılmış ve ortalama devir sayısı 2428 d/d'dır. Motor çalıştırıldıktan sonra devir sayısı 2400 d/d'ya ulaşınca ölçüme katılan basınç değerlerinin ortalaması alınarak Şekil 5.2'deki sonuçlar elde edilmiştir.

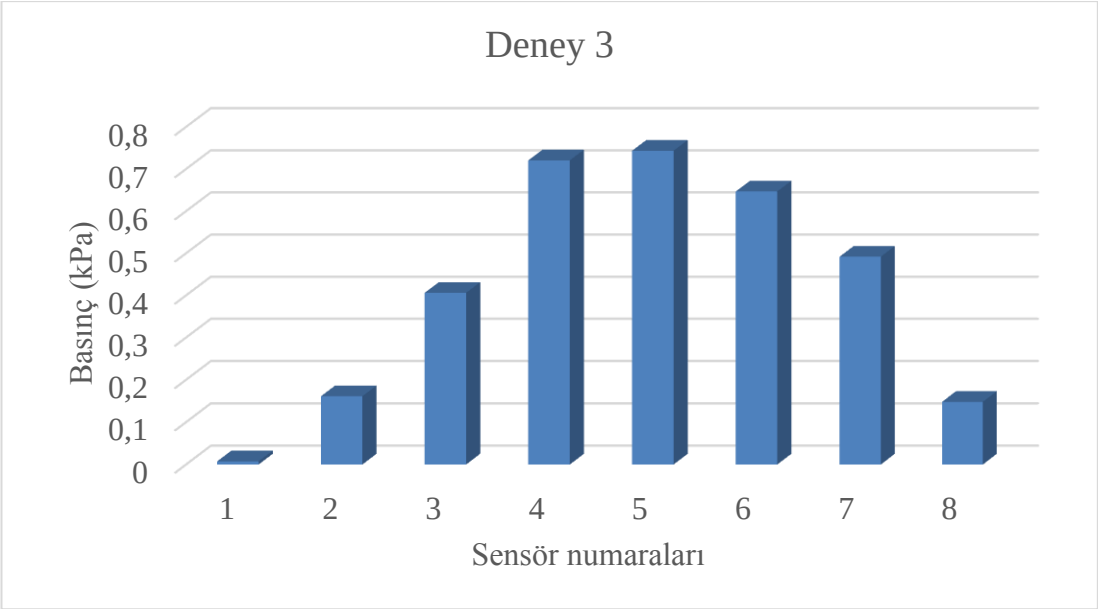


Şekil 5.2 : Deney 2 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Deney 2'de Sensör 4 bölgesinde 0,431 kPa, Sensör 5 bölgesinde 0,553 kPa ve Sensör 6 bölgesinde 0,393 kPa ortalama basınç değerleri okunmuştur. Şekil 5.2'de de görüldüğü gibi Sensör 5'in bulunduğu bölgede maksimum basınca ulaşılmıştır. Sensör 4, Sensör 5 ve Sensör 6 civarında geçiş bölgesi oluştuğu söylenebilir. İstenen bir sonuç olarak geçiş bölgesi sızdırmazlık elemanının orta kısımlarında elde edilmiştir ve Deney 1'e kıyaslandığında dönme hızı etkisiyle, geçiş bölgesinde oluşan maksimum ortalama basınçta artış gözlenmiştir. Elde edilen sürtünme momenti ortalaması 0,169 Nm'dir.

Deney 3, birinci deney tasarımı kullanılarak ortalama 3611 d/d ortalama dönme hızında yapılmıştır. Devir sayısı 3600 d/d'ya ulaştıktan sonraki basınç değerlerinin ortalamasına göre Şekil 5.3'teki grafik elde edilmiştir.

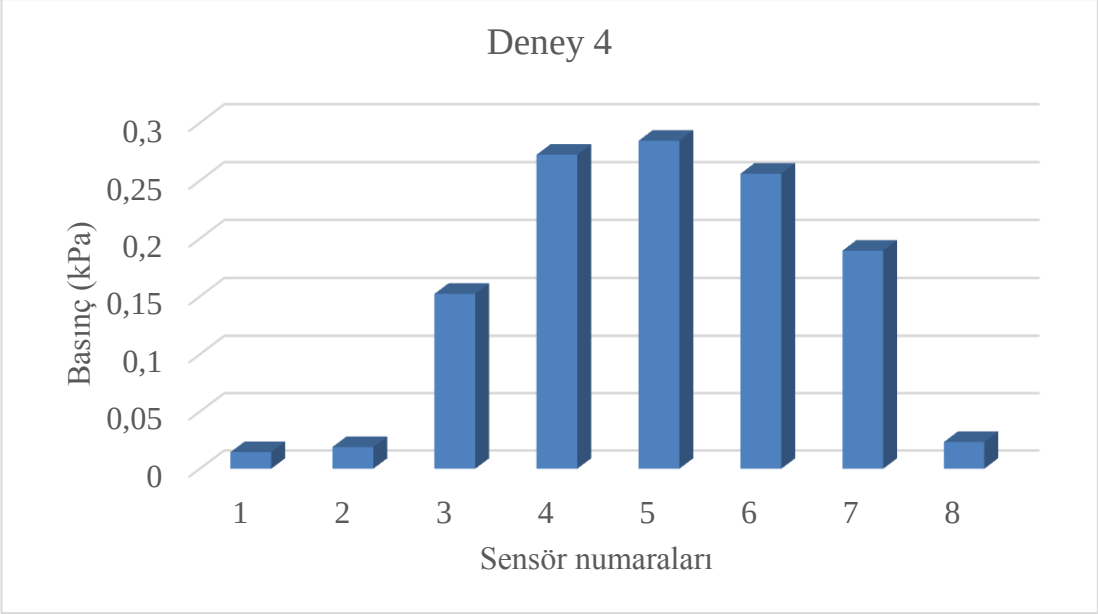
Elde edilen verilere göre maksimum basınç, 0,743 kPa ile Sensör 5'te okunmuştur. Sensör 4'ten okunan değer 0,720 kPa ve Sensör 6'da okunan değer 0,646 kPa'dır. Geçiş bölgesi Sensör 4 ve 5 civarında oluşmuş ve sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirmiştir. Deney 1 ve Deney 2 ile kıyaslandığında, beklendiği üzere dönme hızı artışı ile geçiş bölgesinde oluşan ortalama basınç değerleri artmış, sürtünme momenti 0,246 Nm'de kalmıştır.



Şekil 5.3 : Deney 3 sonuçlarına göre basınç dağılımı

İlk üç deney sonuçlarına bakıldığında, dönme hızı arttıkça, geçiş bölgesinde oluşan basınç değerlerinin yükselmekte ve sızdırmazlık performansının iyileşmekte olduğu görülmektedir. Deney 1'de 0,148 Nm, Deney 2'de 0,169 Nm ve Deney 3'te 0,246 Nm olarak elde edilen sürtünme momentlerinin, çalışma hızı ile birlikte artışının önüne geçilememiştir.

Deney 4'te vidalı elemanın orta bölgelerine doğru hatvesi ve diş derinliği azalan 2 numaralı tasarım kullanılmıştır. Ortalama devir sayısı 1202 d/d'dır.

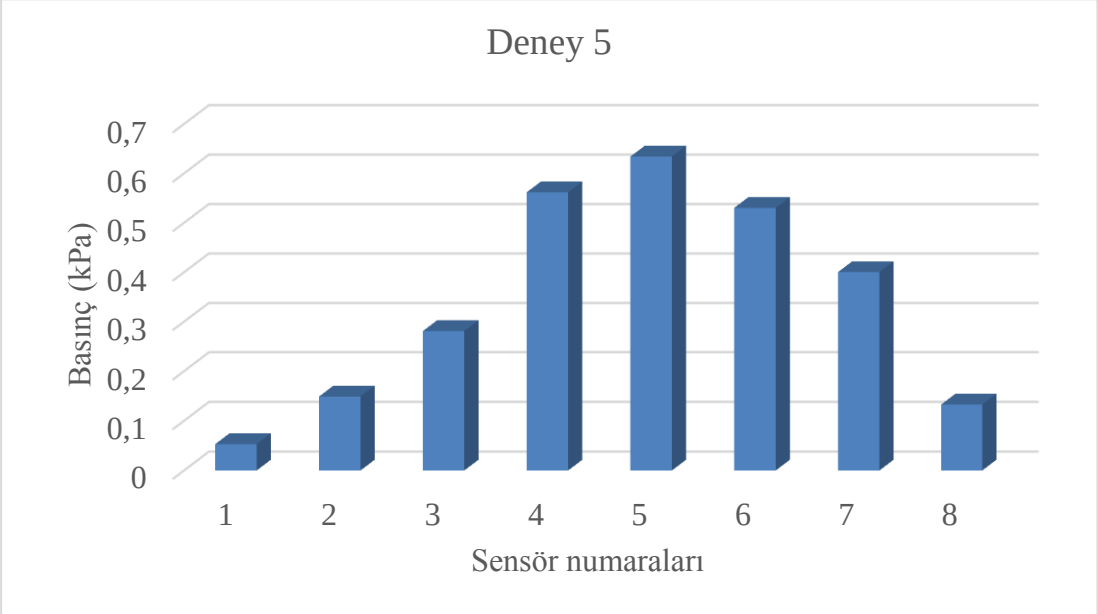


Şekil 5.4 : Deney 4 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Motor çalıştıktan sonra ölçüme başlamadan önce dönme hızının 1200 d/d'ya çıkması beklenmiş, sonrasında elde edilen basınç değerlerinin ortalaması alınmıştır. Deney sonuçları Şekil 5.4'te verilmiştir.

Bu deneyde elde edilen en yüksek ortalama basınçlar 0,272 kPa ve 0,284 kPa olarak Sensör 4 ve Sensör 5'ten elde edilmiştir. Vidalı elemanın orta kısımlarında, giriş ve çıkış bölgelerinden daha yüksek basınç elde edilmesi, geçiş bölgesi oluşumunu sağlamıştır ve sızdırmazlık fonksiyonunun yerine getirildiğini göstermektedir.

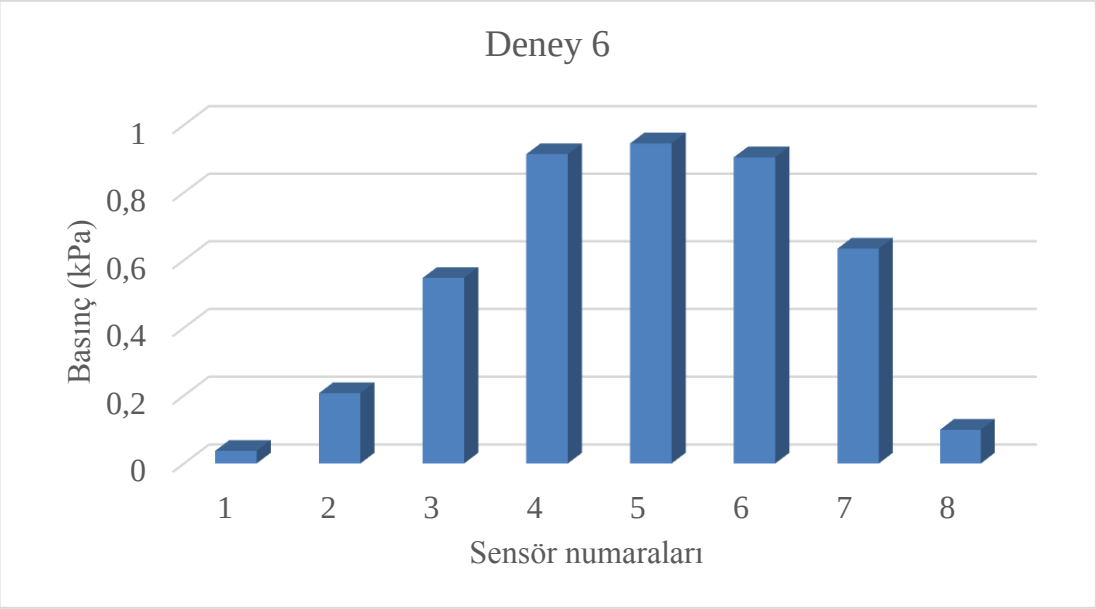
Deney 5'te azalan hatveye sahip ikinci tasarım kullanılarak, devir sayısı ortalama 2418 d/d'ya çıkarılmıştır. Devir sayısı 2400 d/d'ya ulaştıktan sonraki basınç değerlerinin ortalaması alınarak Şekil 5.5'teki grafik oluşturulmuştur.



Şekil 5.5 : Deney 5 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Bu deneyde elde edilen ortalama sürtünme moment değeri 0,188 Nm'dir. Maksimum basınçlar, beklendiği üzere Sensör 4 ve Sensör 5 bölgelerinde oluşmuştur. Sensör 4'te elde edilen ortalama basınç değeri 0,561 kPa, Sensör 5'te ise 0,634 kPa'dır. Orta kısımlarda, giriş ve çıkış bölgelerinden daha yüksek basınçlar elde edildiğinden vidalı eleman, sızdırmazlık fonksiyonunu yerine getirmiştir. Deney 4 ile kıyaslandığında devir sayısı artışının, geçiş bölgesindeki ortalama basınç değerlerini arttırdığı görülmektedir.

Deney 6'da yine ikinci tasarım kullanılarak ortalama devir sayısı 3593 d/d'ya çıkarılmıştır. Devir sayısı 3600 d/d'ya ulaştıktan sonraki ortalama basınç değerleri Şekil 5.6'daki grafiği oluşturmuştur.

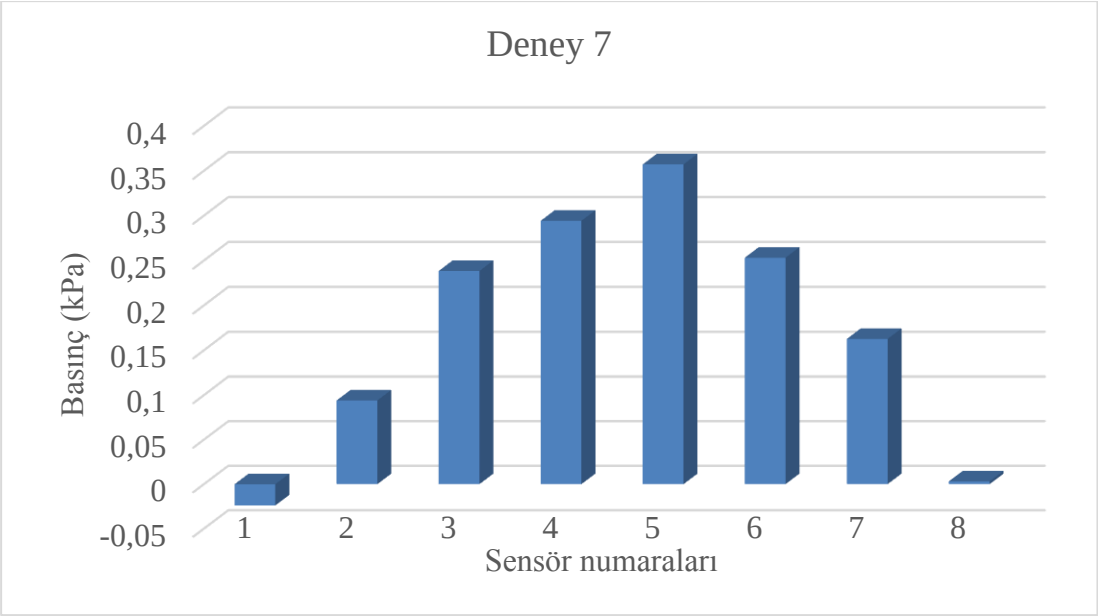


Şekil 5.6 : Deney 6 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Deney sonuçlarına göre elde edilen maksimum ortalama basınç 0,945 kPa ile Sensör 5'te okunmuştur. Sensör 4'ten alınan ortalama basınç 0,913 kPa, Sensör 6'da ise 0,904 kPa'dır. Hız artışı ile geçiş bölgesi boyunun vidalı eleman boyunca uzadığı ve ortalama basınç değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Deney 6 sonuçlarına göre, sürtünme moment değeri 0,285 Nm'dir.

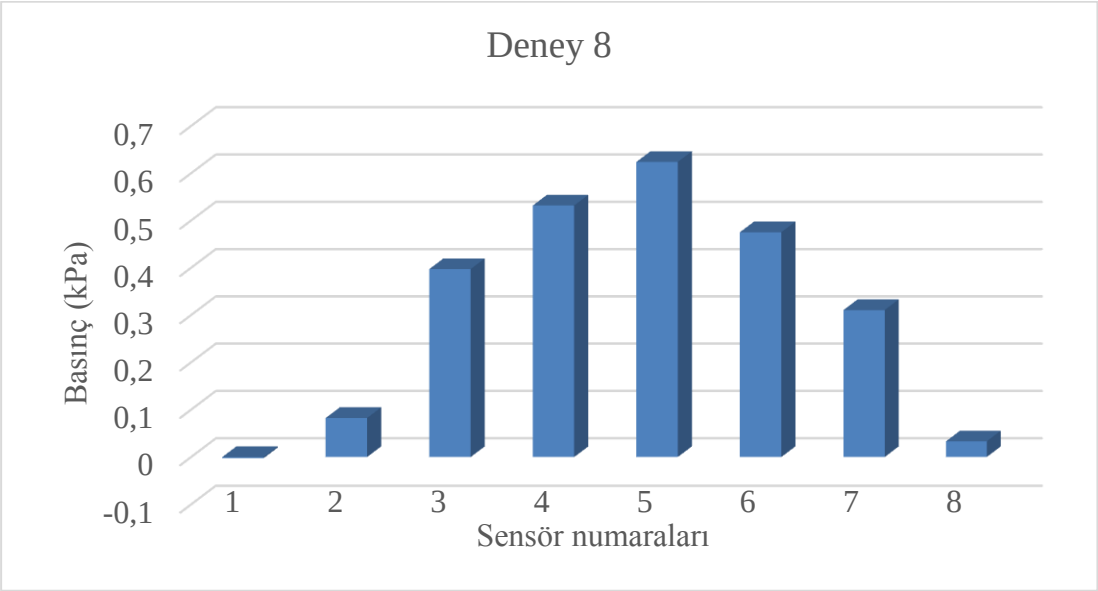
Azalan hatveye sahip Tasarım 2 ile yapılan Deney 4, 5 ve 6 sonuçları karşılaştırıldığında, devir sayısı arttıkça, vidalı elemanın geçiş bölgesi ile giriş kısmı arasındaki basınç farkının arttığı görülmüştür. Sürtünme momenti değerleri sırasıyla 0,167 Nm, 0,188 Nm ve 0,285 Nm olarak elde edilmiş, hızla birlikte sürtünme momenti artışının önüne geçilememiştir.

Deney 7, diş derinliği azalan Tasarım 3 ile ortalama 1205 d/d dönme hızında yapılmıştır. Devir sayısı 1200 d/d'ya ulaştıktan sonra elde edilen basınç değerlerinin ortalaması Şekil 5.7'deki grafiği vermiştir.



Şekil 5.7 : Deney 7 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Deney verilerine göre elde edilen maksimum ortalama basınç 0,357 kPa ile Sensör 5'tedir. Geçiş bölgesi olan bu kısmın önünde Sensör 4'ten elde edilen ortalama basınç 0,294 kPa'dır. Sensör 6 bölgesinde okunan değer ise 0,253 kPa'a düşmüştür. Giriş ve çıkış bölgelerinden daha yüksek basınç elde edilmesi, sızdırmazlık fonksiyonunun yerine getirildiğini göstermektedir. Sürtünme momenti 0,149 Nm'dir.

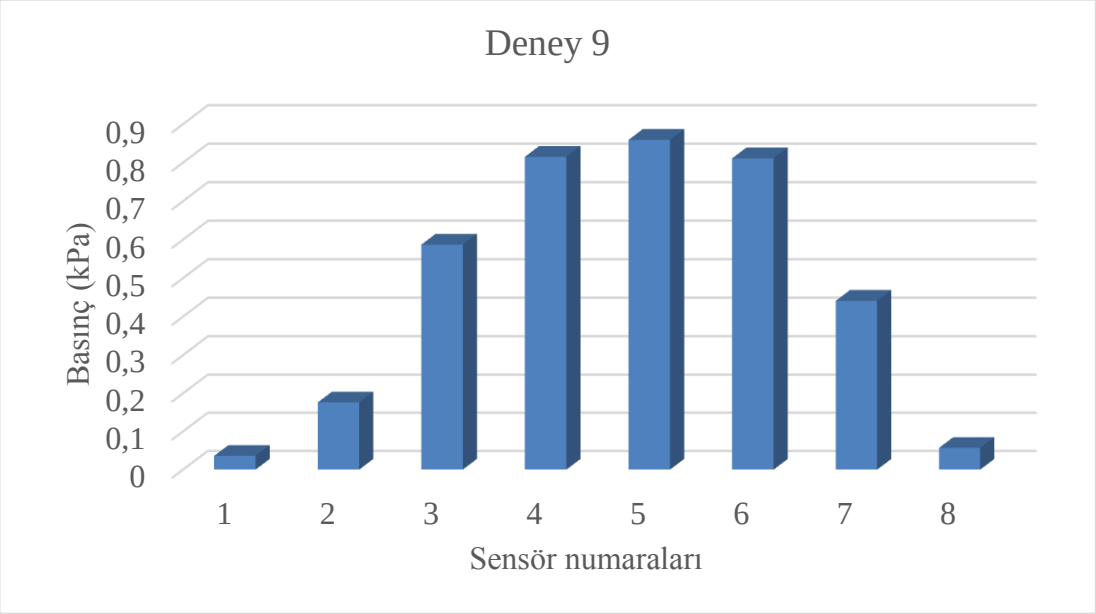


Şekil 5.8 : Deney 8 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Deney 8'de vida oluğu derinliği azalan tasarım ile, ortalama 2428 d/d dönme hızında yapılan deneyde, devir sayısı 2400 d/d'ya ulaştıktan sonra ortalamaya alınan basınç değerleri Şekil 5.8'deki grafiği vermiştir.

Deney 8 verilerine göre Sensör 4'te 0,531 kPa okunan basınç değeri Sensör 5'te 0,623 kPa'a çıkmış ve Sensör 6'da 0,475 kPa değerine düşmüştür. Deney 7 ile karşılaştırıldığında dönme sayısı etkisiyle maksimum basınç artarken, geçiş bölgesi yakınlarındaki basınç farkı nispeten azalmıştır.

Deney 9, ortalama 3613 d/d dönme hızında Tasarım 3 kullanılarak yapılmıştır. Devir sayısı 3600 d/d'ya ulaştıktan sonraki basınç değerlerinin ortalaması aşağıdaki grafiği oluşturmuştur.



Şekil 5.9 : Deney 9 sonuçlarına göre basınç dağılımı

Şekil 5.9'a göre maksimum basınç yine Sensör 5 bölgesinde oluşmuştur. 0,859 kPa maksimum ortalama basınca 0,815 kPa ile Sensör 4 ve 0,811 kPa ile Sensör 6 komşuluk etmektedir.

Deney 7, 8 ve 9 kıyaslandığında dönme hızı arttıkça geçiş bölgesindeki basınç değerleri yükselirken, ardışık sensörler arasındaki basınç farkının arttığı, dolayısıyla sızdırmazlık performansının iyileştiği görülmektedir.

Deney 10'da, 2 mm diş başı genişliği, 2 mm diş boşluğu genişliği ve 2 mm diş yüksekliğine sahip Tasarım 1 kullanılmıştır. Sistem 1200 d/d'da çalışmaya başladıktan sonra, Shell Dentax Dişli Kutusu Yağı'ndan 2 gram verilmiş ve sistem rejime ulaştıktan sonra ölçülen basınç değerlerinin ortalaması alınmıştır. Buna göre maksimum basınç, 39,533 kPa olarak 5 numaralı sensörden elde edilmiştir. Ortalama devir sayısı 1120 d/d ve ortalama sürtünme momenti 0,566 Nm'dir.

Deney 11'de, Tasarım 1 kullanılarak devir sayısı 2400 d/d'ya çıkarılmıştır. Yaklaşık olarak aynı miktar yağ sisteme verildiğinde maksimum basınca yine vidalı elemanın orta bölgesinde ulaşılmıştır. Sensör 5'te okunan 53,815 kPa değerindedir. Ortalama devir sayısı 2321 d/d ve sürtünme momenti 0,682 Nm olarak elde edilmiştir.

Tasarım 1 kullanılarak yapılan Deney 12'de devir sayısı 3600 d/d'ya çıkarıldığında ve yine yaklaşık olarak aynı miktar yağ sisteme verildiğinde ise maksimum basınç Sensör 5'te 69,101 kPa olarak okunmuştur. Ortalama hız 3379 d/d ve ortalama sürtünme momenti 0,842 Nm olarak elde edilmiştir.

Çizelge 5.1 : Tasarım 1'e ait Deney 10 Deney 11 ve Deney 12 sonuçlarına göre basınç dağılımları

Devir Sayısı (d/d)	Sensör 1 (kPa)	Sensör 2 (kPa)	Sensör 3 (kPa)	Sensör 4 (kPa)	Sensör 5 (kPa)	Sensör 6 (kPa)	Sensör 7 (kPa)	Sensör 8 (kPa)
1200	0,006	0,136	0,076	0,338	39,533	0,143	0,116	0,057
2400	-0,037	0,090	0,320	0,869	53,815	0,445	0,257	0,108
3600	0,060	0,180	0,757	1,470	69,101	0,771	0,405	0,190

Vidalı elemanın ortalarına doğru hatvesi ve diş yüksekliği azalan Tasarım 2 ile yapılan Deney 13'te devir sayısı 1200 d/d'dır. Sisteme yaklaşık olarak 2 gram yağ verilmiş ve sistem rejime ulaştıktan sonra ölçüme başlanmıştır. Ortalamaya alınan basınç değerlerine göre maksimum basınç değeri 25,501 kPa ile Sensör 5'te okunmuştur. Ortalama devir sayısı 1151 d/d ve ortalama sürtünme momenti 0,417 Nm'dir.

Deney 14'te Tasarım 2 kullanılarak sisteme yaklaşık olarak aynı miktarda yağ verilmiş ve devir sayısı 2400d/d'ya çıkarılmıştır. Sistem rejime ulaştıktan sonra ölçülen basınç değerleri ortalamasına göre maksimum basınç 35,810 kPa olarak Sensör 5'ten elde edilmiştir. Ortalama devir sayısı 2354 d/d ve sürtünme momenti 0,534 Nm olarak elde edilmiştir.

Deney 15'te yine Tasarım 2 kullanılmış, devir sayısı 3600 d/d'ya çıkarılmıştır. Sisteme yaklaşık olarak 2 gram yağ verilmiş ve rejim durumundan sonra ölçülen değerler ortalamaya alınmıştır. Buna göre maksimum basınç Sensör 5'te 46,301 kPa olarak okunmuştur. Ortalama devir sayısı 3487 d/d ve ortalama sürtünme momenti 0,601 Nm'dir.

Çizelge 5.2 : Tasarım 2'ye ait Deney 13 Deney 14 ve Deney 15 sonuçlarına göre basınç dağılımları

Devir Sayısı (d/d)	Sensör 1 (kPa)	Sensör 2 (kPa)	Sensör 3 (kPa)	Sensör 4 (kPa)	Sensör 5 (kPa)	Sensör 6 (kPa)	Sensör 7 (kPa)	Sensör 8 (kPa)
1200	0,007	0,121	0,181	0,511	25,501	8,488	0,104	-0,024
2400	-0,081	0,078	0,574	1,011	35,810	9,187	0,383	0,048
3600	-0,050	0,224	0,941	1,742	46,301	1,709	0,553	0,371

Deney 16, vidalı elemanın orta kısımlarına doğru diş yüksekliği azalan Tasarım 3 ile 1200 d/d dönme hızında yapılmıştır. Sisteme, çalışmaya başladıktan sonra yaklaşık olarak 2 gram yağ verilmiş ve sistem rejime ulaştıktan sonra elde edilen değerlerin ortalaması alınmıştır. Buna göre geçiş bölgesinde, 72,141 kPa değeri Sensör 5'ten elde edilirken, Sensör 4'teki basıncın 41,316 kPa olduğu görülmüştür. Elde edilen ortalama sürtünme momenti 0,417 Nm ve ortalama dönme hızı 1151 d/d'dır.

Tasarım 3 kullanılarak yapılan Deney 17'de devir sayısı 2400 d/d'ya çıkarılmıştır. Sisteme yaklaşık olarak 2 gram yağ verilmiş ve rejim sonrasında ortalaması alınan basınç değerlerine göre maksimum basınç 72,501 kPa olarak Sensör 5'ten elde edilmiştir. Bununla birlikte Sensör 4'teki basınç değerinin 41,235 kPa olduğu görülmüştür. Ortalama dönme hızı 2302 d/d'yken sürtünme momenti 0,765 Nm'dir.

Çizelge 5.3 : Tasarım 3'e ait Deney 16 Deney 17 ve Deney 18 sonuçlarına göre basınç dağılımları

Devir Sayısı (d/d)	Sensör 1 (kPa)	Sensör 2 (kPa)	Sensör 3 (kPa)	Sensör 4 (kPa)	Sensör 5 (kPa)	Sensör 6 (kPa)	Sensör 7 (kPa)	Sensör 8 (kPa)
1200	0,043	0,073	0,287	41,316	72,141	0,539	0,141	0,219
2400	0,050	0,122	0,577	41,235	72,501	0,609	0,242	0,028
3600	-0,160	0,204	0,779	44,815	86,557	1,308	0,649	0,126

Deney 18'de Tasarım 3 kullanılmış ve devir sayısı 3600 d/d olarak belirlenmiştir. Sisteme yaklaşık 2 gram yağ verilmiştir. Görülen maksimum ortalama basınç değeri Sensör 5'te 86,557 kPa'dır. Sensör 4'teki basınç ise 44,815 kPa olarak ölçülmüştür.

5.1 Değerlendirme ve Sonuç

Elde edilen deney sonuçları, vidalı elemanların sızdırmazlık performansı hakkında tatmin edici sonuçlar vermiştir. Deney sonuçlarına göre, benzer vida profiline sahip sızdırmazlık elemanlarında, dönme hızı artışı, vidalı elemanın geçiş bölgesindeki basıncı arttırarak sızdırmazlık performansını iyileştirmektedir.

Tasarım 1 ile yapılan Deney 1, 2 ve 3'te, 1200 d/d, 2400 d/d ve 3600 d/d devir sayılarında elde edilen maksimum basınçlar sırasıyla 0,289 kPa, 0,553 kPa ve 0,743 kPa; sürtünme momentleri sırasıyla 0,148 Nm 0,169 Nm ve 0,246 Nm'dir. Devir sayısının artışıyla maksimum basınç %157 oranında artarken sürtünme momenti %66 oranında artış göstermiştir.

Özellikle Tasarım 2 ile yapılan Deney 4, 5 ve 6'da devir sayısının 1200 d/d'dan 3600 d/d'ya çıkarılmasıyla, geçiş bölgesindeki maksimum basınç 0,284 kPa'dan 0,945 kPa değerine yükselmiş, vidalı elemanın giriş ve çıkış bölgesiyle geçiş bölgesi arasındaki basınç farkı artarak, sızdırmazlık performansı artmıştır. Devir sayısı artışıyla sürtünme momenti artışının önüne geçilememiştir ancak geçiş bölgesi basıncı %232 artış gösterirken sürtünme momenti 0,167 Nm'den 0,285 Nm'ye çıkarak, artış %70 ile sınırlı kalmıştır. Elde edilen maksimum basınçlar, Tasarım 1 ile kıyaslandığında 1200 d/d'da aynı mertebelerdeyken, 3600 d/d'da %27 oranında daha yüksek sonuç vermiştir.

Tasarım 3'e ait Deney 7, 8 ve 9'un sonuçlarına göre 1200 d/d'da 0,357 kPa olarak ölçülen maksimum basınç, 3600 d/d'da 0,859 kPa değerine yükselmiştir. Bununla birlikte ilk durumdaki sürtünme momenti 0,149 Nm iken, hız artışıyla 0,223 Nm değerine çıkmıştır. Düşük devir sayılarında Tasarım 1'e kıyasla daha yüksek basınç sağlayan Tasarım 3'ün 3600 d/d'daki maksimum basıncı Tasarım 1'den %15 daha yüksektir.

Sisteme yağ verilmeden yapılan ilk deney setlerinin sonuçları özetlenirse; tasarımlar arasında en yüksek basınçlı geçiş bölgesinin, 1200 d/d'da Tasarım 3 ile; 3600 d/d'da ise Tasarım 2 ile sağlandığı görülmüştür. 2400 d/d'da Tasarım 2 ile Tasarım 3'ün maksimum basınçları birbirine yakın değerlerdedir. Tasarım 3'e ait diş yüksekliği vidalı eleman ortalarına doğru azalmaktadır. Dolayısıyla bu tasarımın sızdırmazlık performansını arttıran etkenin, akışkanın göbek ile teması sonucunda meydana gelen sürüklenme olduğu görülmektedir. Tasarım 2'ye ait diş profilleri daha küçük,

dolayısıyla diş sayısı daha fazladır. Bu da, akışkanın diş boşlukları boyunca daha uzun mesafe kat ederek daha fazla hareket enerjisi kaybetmesini sağlar. Diş profilleri ve diş boşluklarının küçülmesiyle, akış yolu hacminin de küçülmesi, akışı zorlaştırarak basıncı arttırmaktadır. Buna göre, 1200 d/d'da akış, daha kararlı bir yapıya sahiptir ve enerji kaybından çok, sürüklenme etkisiyle sızdırmazlık sağlandığından Tasarım 3 daha yüksek basınç sağlamıştır. Devir sayısı 3600 d/d'ya çıktığında tüm tasarımlarda geçiş basınç değerleri yükselmiş ancak, sürüklenme etkisinden ziyade, akışkanın daha küçük diş boşluklarında sıkışmasıyla basınç artışı sağlanmış ve Tasarım 2 daha iyi sızdırmazlık performansı sergilemiştir.

Sisteme yağ verilerek yapılan deney sonuçlarına bakıldığında devir sayısı artışıyla, elde edilen maksimum basınçlar her deneyde beklendiği üzere, vidalı elemanın orta kısımlarında oluşmuştur. Tasarım 1 ile sisteme yağ verilerek yapılan Deney 10, 11 ve 12'de, sisteme yağ verilmeden yapılan Deney 1 2 ve 3'e kıyasla yaklaşık 100 kat daha yüksek geçiş bölgesi basınçları elde edilmiştir. Vidalı eleman boyunca yağ bulunan orta kısımlarda basınç yükselirken Sensör 1, 2, 3, 4, 6, 7 ve 8'den elde edilen basınç değerleri Deney 1, 2 ve 3'te elde edilen basınç değerleri ile aynı mertebelerde olmuştur. Sızdırmazlık boşluğu boyunca, göbek ile yağ arasında meydana gelen sürtünmeden dolayı sürtünme momentlerinde artış görülmüş, dolayısıyla ortalama devir sayılarında bir miktar düşüş olması engellenememiştir.

Tasarım 2 ile yağ kullanılarak yapılan, deneylerde geçiş bölgesi, diğer deneylerde de olduğu gibi vidalı elemanın orta kısımlarında oluşmuş, devir sayısı artışıyla, bu bölgede oluşan maksimum basınçlar artmıştır. Tasarım 2 ile yapılan Deney 13, 14 ve 15 sonuçları, sisteme yağ verilmeden yapılan Deney 4, 5 ve 6'nın sonuçları ile karşılaştırıldığında; yağ kullanımının, geçiş bölgesinde elde edilen maksimum basınç değerlerini yaklaşık 50 kat arttırdığı görülmüştür. Sensör 4 ve 6'daki basınç değerleri ise yaklaşık 10 katına çıkmıştır. Geçiş bölgesi civarında basınç yükselirken Sensör 1, 2, 3, 7 ve 8'den elde edilen basınç değerleri Deney 4, 5 ve 6'da elde edilen basınç değerleri ile aynı mertebelerde olmuştur. Göbek ile yağ arasındaki sürtünme etkisiyle sürtünme momentlerinde artış görülmüş, dolayısıyla ortalama devir sayılarında bir miktar düşüş meydana gelmiştir.

Tasarım 3 ile, sisteme yağ verilerek yapılan Deney 16, 17 ve 18'de vidalı elemanın orta kısımlarında geçiş bölgesi oluşmuş; Sensör 5 ile birlikte Sensör 4'ten elde edilen

basınç değerlerinde de artış görülmüştür. Bu deney sonuçları; yine Tasarım 3 kullanılarak, sisteme yağ verilmeden yapılmış Deney 7, 8 ve 9 sonuçları ile karşılaştırıldığında, Sensör 5'ten elde edilen basınç değerleri 1200 d/d'da 200 katına çıkmışken 3600 d/d'da 100 katına çıkmıştır. Sensör 4'teki basınç değerlerinin de sisteme yağ verilmeden yapılan deneylere kıyasla 1200 d/d'da 100 kat artarken 3600 d/d'da 50 kat dolaylarında arttığı görülmüştür. Sensör 1, 2, 3, 6, 7 ve 8'den elde edilen basınç değerleri, aynı mertebelerde kalmıştır. Göbek ile yağ arasındaki sürtünme etkisiyle sürtünme momentleri, Deney 7, 8 ve 9'a kıyasla arttığından, devir sayılarında da nispeten düşüşler görülmüştür.

Buna göre sisteme yağ verilerek yapılan deneylerde her üç devir sayısında da en yüksek geçiş bölgesi basıncı Tasarım 3 ile elde edilmiştir.

Deney sonuçları göz önüne alınarak Tasarım 1 ile Tasarım 3'ün geometrileri kıyaslandığında; diş yüksekliğinin azalmasıyla sızdırmazlık performansının arttığı görülmüştür. Tasarım 3'ün diş yüksekliğinin azalmasıyla, akışkanın göbek ile teması artmış; dolayısıyla akışkan sürüklenmesinin artması nedeniyle daha yüksek basınçlar elde edilmiştir. Tasarım 2 ile Tasarım 3'ün maksimum basınç değerlerini kıyaslamak gerekirse; vida hatvesi azalmasının, maksimum basınç değerlerini düşürdüğü görülmüştür. Tasarım 2'de hatvenin azalmasıyla, diş sayısı artmış, akışkan daha küçük diş boşlukları boyunca hareket etmiş, daha fazla enerji sürtünme yoluyla ısıya dönüşmüş ve yağ viskozitesi düşerek sızdırmazlık performansı azalmıştır.

Sisteme yağ verilmeyen deneylerde, düşük devir sayılarında maksimum basınç Tasarım 2 ile sağlanırken, devir sayısı arttıkça Tasarım 3'ün geçiş bölgesi basınç değerlerinde artış görülmüştür. Sisteme yağ verildiğinde ise tüm devir sayılarında Tasarım 3 daha iyi sızdırmazlık performansı sergilemiştir.

Yapılan çalışmada, sisteme yağ verilerek yapılan deneylerde, sızdırmazlık elemanı boyunca oluşan ıslak uzunluk artışının, geçiş bölgesi basıncını arttırdığı gözlenmiştir. Buna göre, sistem dışına kaçma eğilimindeki akışkan, geçiş bölgesinde sıkıştırılarak basıncı arttırma suretiyle sızdırmazlık performansını arttırmakta ve vidalı elemanın kendi kendine yardım prensibine uygun çalıştığını göstermektedir.

Tasarlanan vidalı sızdırmazlık elemanlarının vida geometrilerinde, geri dönüş akışını arttıracak iyileştirmeler yapılmasının sızdırmazlık performansını arttıracağı tahmin edilmektedir.

KAYNAKLAR

Boon, R. J. G. (1969) Observations On A Viscoseal In A Transparent Housing - The Prevention Of Leakage And Breakdown **ME 69-T57-4** The University of Tennessee, Departmet of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

Childs, D. W. (1983) SSME Seal Test Program: Leakage Tests For Helically-Grooved Seals, *NASA Contract* **NAS8-33716,** Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University College Station, Mechanical Engineering Department, Texas, TX

Childs, D. W. (1987) SSME Seal Test Program: Test Results For Smooth, Hole-Pattern and Helically-Grooved Stators, *NASA Contract* **NAS8-35824**, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University College Station, Mechanical Engineering Department, Texas, TX.

Flitney, R. (2007) Seals and Sealing Handbook, Elsevier Ltd., *Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP*, Burlington, MA 01803.

Ludwig, L. P., Strom, T. N., Allen, G. P. (1965) Experimental Study Of End Effect And Pressure Patterns In Helical Groove Fluid Film Seal (Viscoseal), *NASA Technical Note*, **TN D-3096** Lewis Research Center, Cleveland, OH.

Ludwig, L. P., Strom, T. N., 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, Cleveland, OH .

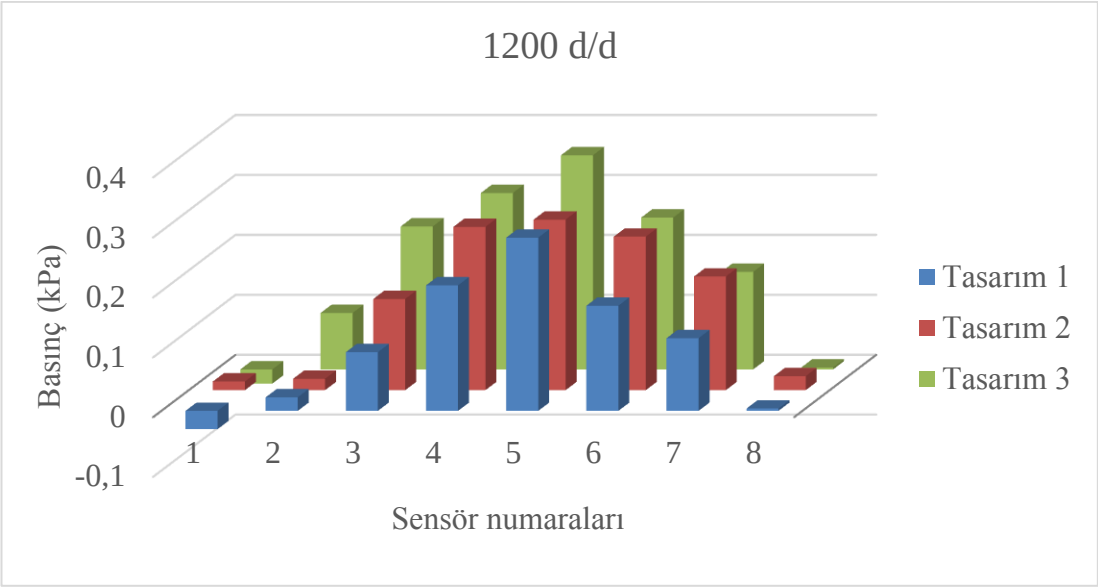
Mutlu, E. (2013) Vidalı Tip Temassız Sızdırmazlık Elemanlarının Performans Karakteristiğinin Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı, İstanbul.

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

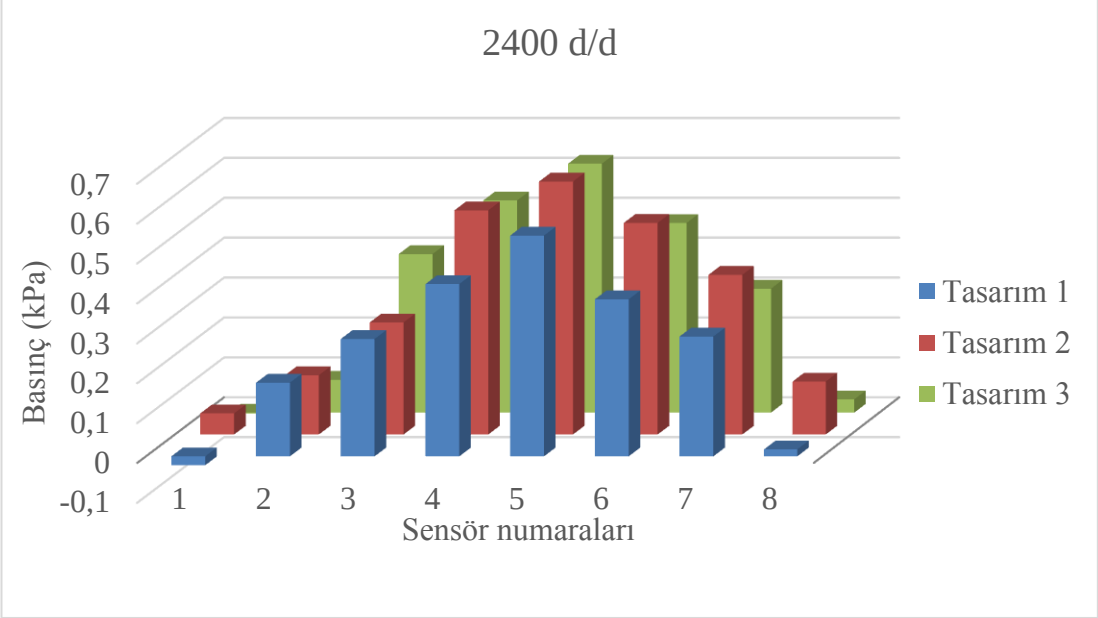
Patterson, K. E., (1970) An Analytical Model Fort He Prediction Of Viscoseal Performance In The Regime From Continuum To Free-Molecule Flow *NASA Technical Note*, **N70-42191,** The University of Tennessee, Departmet of Mechanical and Aerospace Engineering, Knoxville, TN.

Zuk, J., Ludwig, L. P., Johnson, R. L., (1966) Experimental And Theoretical Study Of The Viscoseal, *NASA Technical Memorandum*, **TM X-52245**, Lewis Research Center, Cleveland, OH.

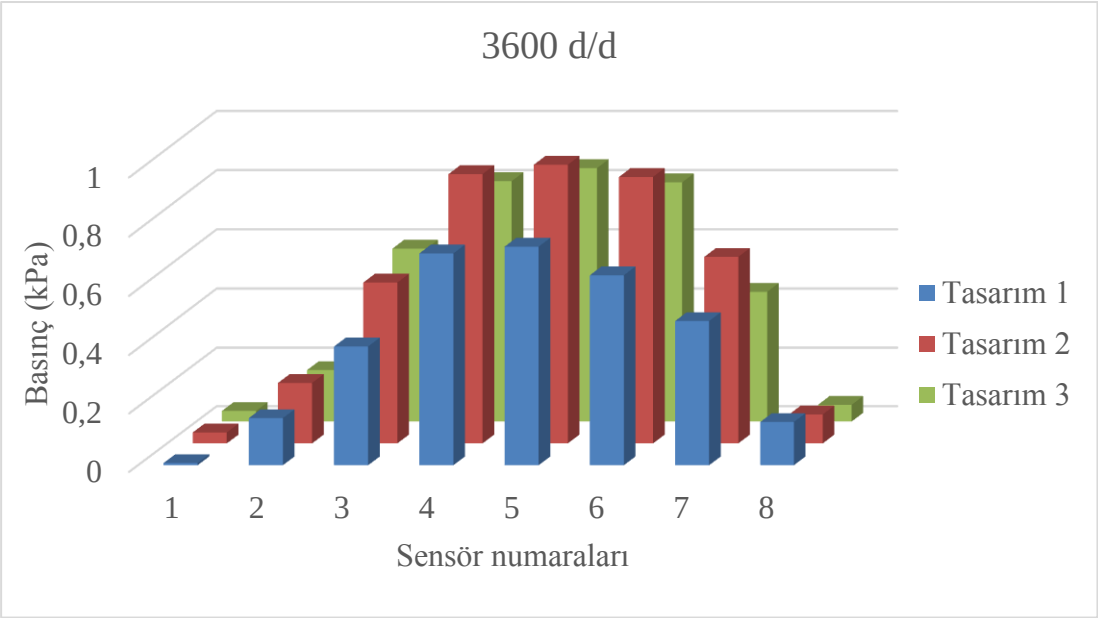
EKLER



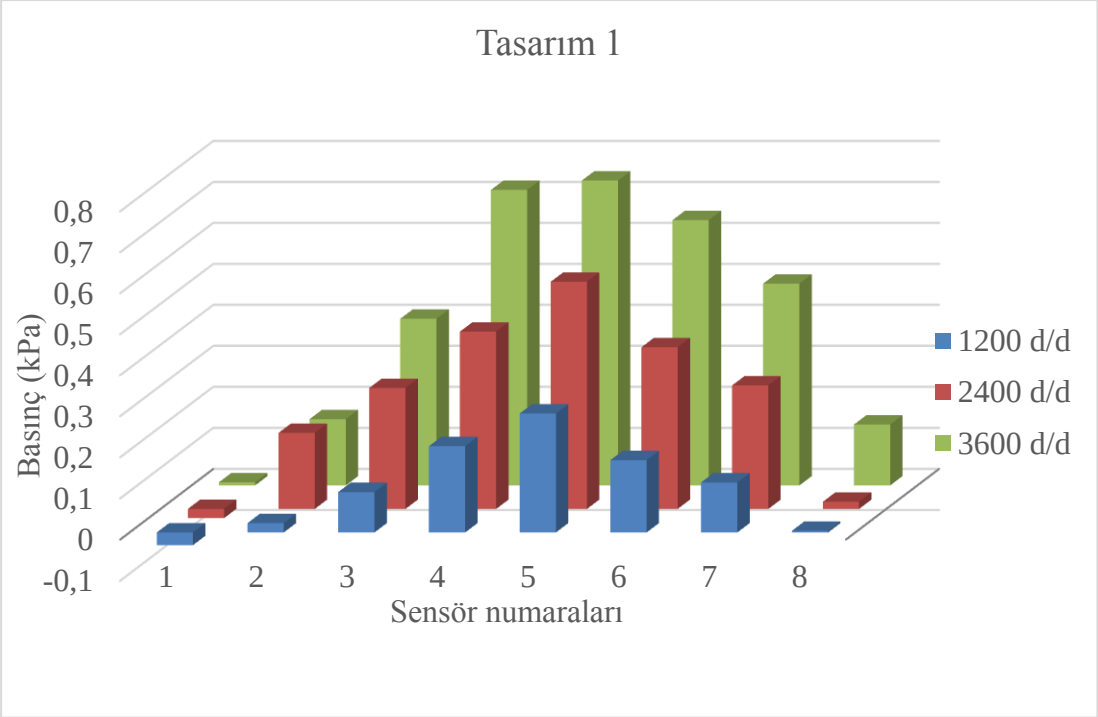
Şekil A.1 : Tasarım 1, 2 ve 3 ile 1200d/d'da yapılan Deney 1, 4 ve 7'nin basınç dağılımı



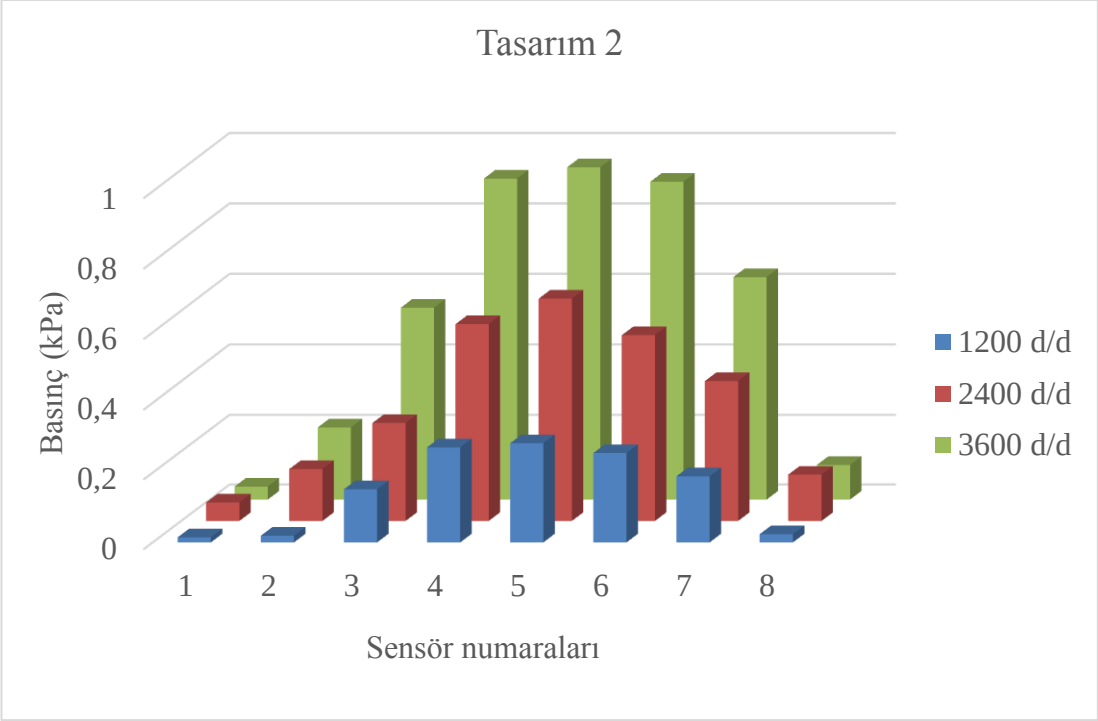
Şekil A.2 : Tasarım 1, 2 ve 3 ile 2400 d/d'da yapılan Deney 2, 5 ve 8'in basınç dağılımı



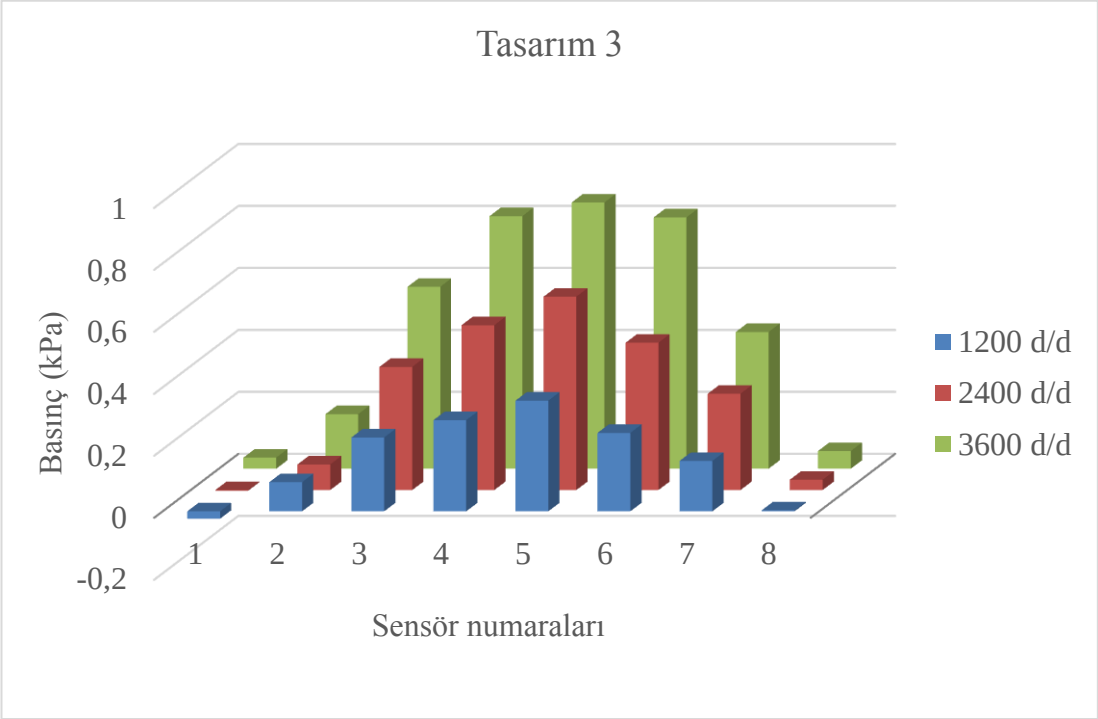
Şekil A.3 : Tasarım 1, 2 ve 3 ile 3600 d/d'da yapılan Deney 3, 6 ve 9'un basınç dağılımı



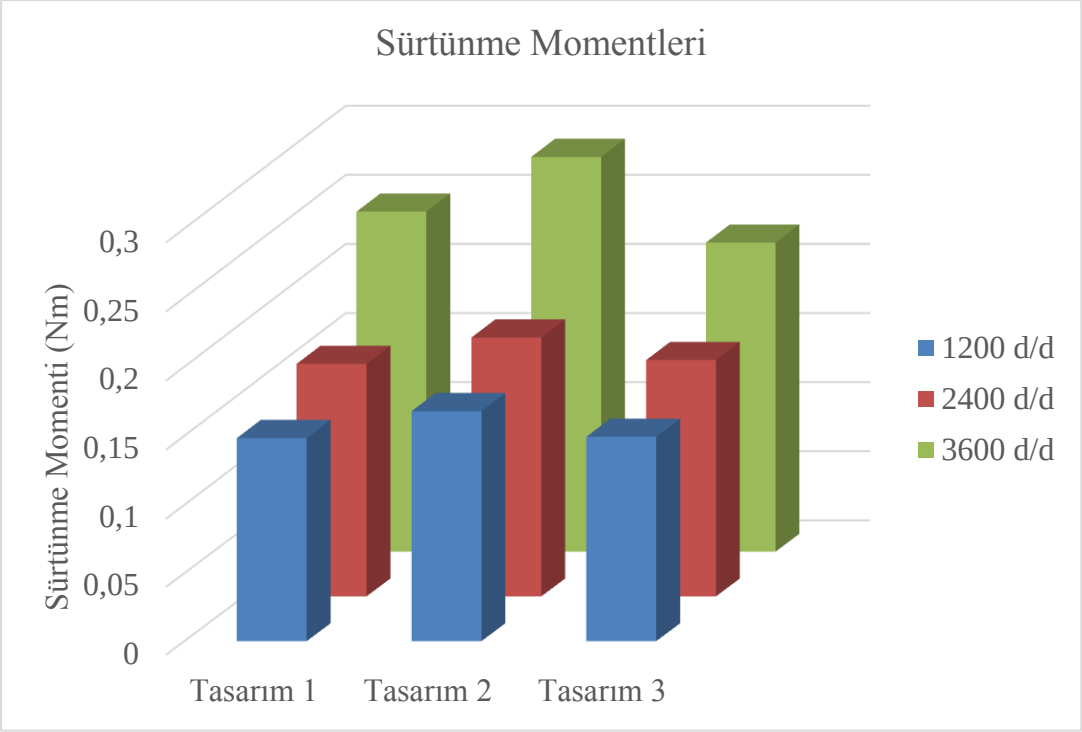
Şekil A.4 : Tasarım 1'e ait Deney 1, 2 ve 3'ün basınç dağılımı özeti



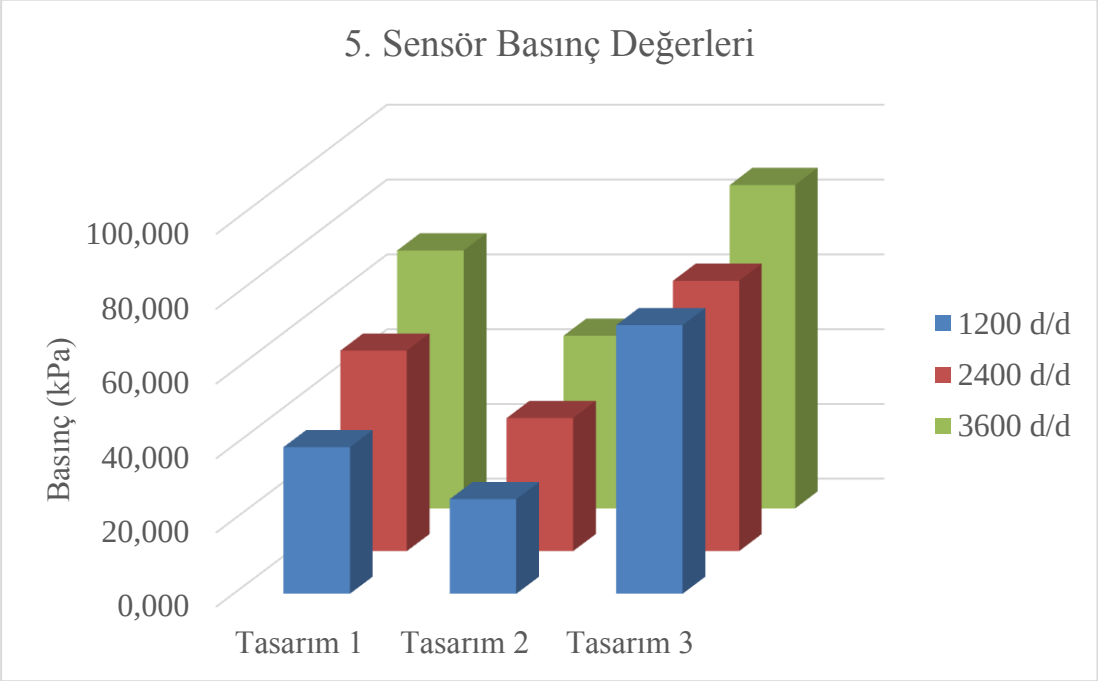
Şekil A.5 : Tasarım 2'ye ait Deney 4, 5 ve 6'nın basınç dağılımı özeti



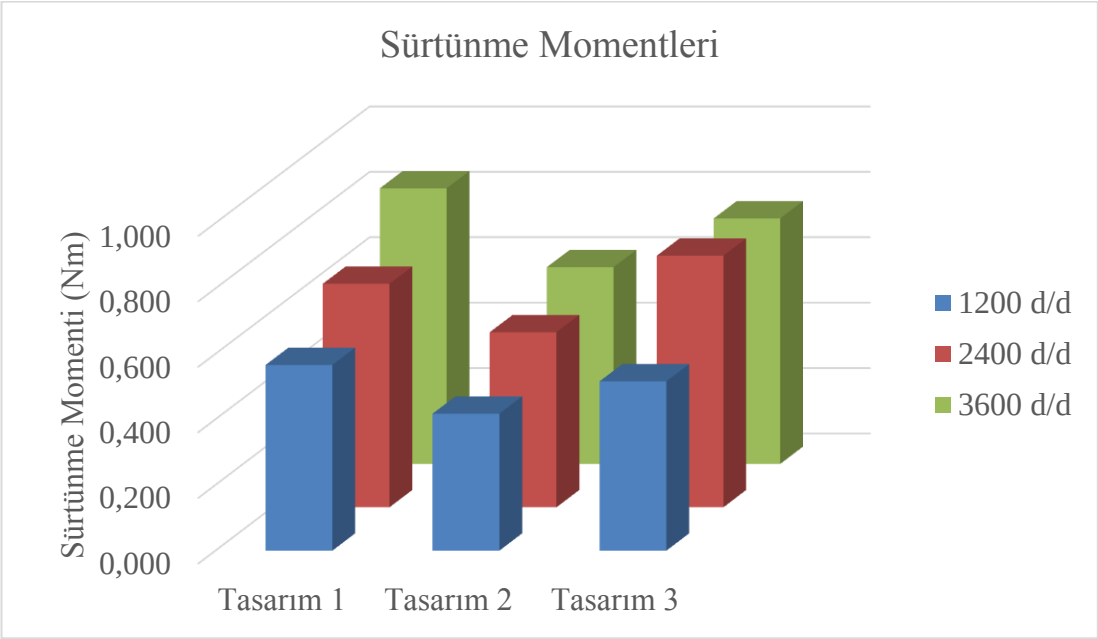
Şekil A.6 : Tasarım 3'e ait Deney 7, 8 ve 9'un basınç dağılımı özeti



Şekil A.7 : Tasarım 1, 2 ve 3 ile sisteme yağ verilmeden yapılan deneylerin sürtünme momentleri grafiği



Şekil A.8 : Tasarım 1, 2 ve 3 ile, sisteme yağ verilerek yapılan deneylerin, geçiş bölgesi basınç değerleri grafiği



Şekil A.9 : Tasarım 1, 2 ve 3 ile sisteme yağ verilerek yapılan deneylerin sürtünme momentleri grafiği

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:	**Vildan GİRİŞTA**
Doğum Yeri ve Tarihi:	**Sakarya 07.08.1989**
E-Posta:	**vgirista@itu.edu.tr**
Lisans:	**Sakarya Üniveristesi Makina Mühendisliği 2007-2011**