

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ BİR KOMPRESÖRDE MİNİMUM 1200 RPM'DE
SORUNSUZ ÇALIŞABİLEN KOMPRESÖR KRANK MİLİ TASARIMININ
GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ALPER YAĞCI**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Isı - Akışkan

OCAK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN KAPASİTELİ BİR KOMPRESÖRDE MİNİMUM 1200 RPM'DE
SORUNSUZ ÇALIŞABİLEN KOMPRESÖR KRANK MİLİ TASARIMININ
GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ALPER YAĞCI
503091131**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 21 Aralık 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Ocak 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU (İTÜ)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ (İTÜ)

Prof. Dr. Oktay ÖZCAN (YTÜ)

OCAK 2011

ÖNSÖZ

Yüksek lisansa başlamamda ve öğrenim süresinde çalıştığım ortamı sağlayarak bana yön veren ve desteklerini esirgemeyen hem lisans hem de yüksek lisans danışman hocam Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU' na teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans çalışma hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile birlikte manevi desteğini de hiçbir zaman esirgmeden katkıda bulunan Sn. Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ' ye en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN ve Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Arçelik A.Ş. AR-GE Merkezi Akışkanlar Dinamiği Ailesi lideri Sn. Dr. Levent AKDAĞ' a, teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarda düzeneklerin kurulması, deneylerin yapılması gibi birçok konuda yardımcı olan ve emeği geçen başta Sn Barış ERDOĞAN, Sn. Çetin LALE, Sn Nihat Kandemir ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği Ailesi ve Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi her türlü desteği hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME ve Dicle Bilgehan Özdemir'e en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Ocak 2011

Alper YAĞCI
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. PATENT ARAŞTIRMALARI.....	15
3.1 EP0815360 A Hermetically-Encapsulated Refrigerant Compressor	15
3.2 US6716001 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor	16
3.3 US7367784 Oil Supply Device For Compressor İn Refrigeration System ...	18
3.4 US6666301 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor	20
3.5 US6866123 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor	22
3.6 US6450785 Oil Pump For A Hermetic Compressor	23
3.7 EP0728946 Improvement in the Lubricating System for a Hermetically Sealed Reciprocating Compressor	24
3.8 WO9322557 Oil Pump For A Variable Speed Hermetic Compressor.....	25
3.9 JP60195391 Lubricating Device For Rotary Compressor	26
3.10 JP60119389 Sealed Type Compressor	27
3.11 GB768058 Lubricating Device For A Motor-Driven Air Compressor	28
3.12 WO2007043754 Variable Capacity Compressor	29
3.13 US6416296 Reciprocating Hermetic Compressor	30
3.14 US6527085 Lubricating System For Compressor.....	31
3.15 WO2009092147 Oil Pump For A Refrigeration Compressor.....	32
3.16 US20030010573 (A1) Oil Pickup Apparatus For Hermetic Compressor ...	33
3.17 US7021425 Closed Type Electric Compressor.....	36
3.18 US2005271532 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor	37
3.19 US2009092504 Hermetic Compressor.....	38
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	41
4.1 Mevcut Kompresörde Farklı Yağ Sıcaklıkları için Gerçekleştirilen Deneyler	42
4.2 Mevcut Kompresörde WF22A Yağı ile Gerçekleştirilen Deneyler.....	42
4.3 Mevcut Kompresörde Farklı Yağ Miktarları ile Gerçekleştirilen Deneyler ..	42
4.4 Farklı Tasarıma Sahip Kompresörlerde Gerçekleştirilen Deneyler	43
4.5 Mevcut Kompresörde Farklı Tasarımlar için Gerçekleştirilen Deneyler	45
4.5.1 Mevcut Kompresörde Krank Alt Yatak Deliğinde Eksen Kaçıklığının Artırılması	45
4.5.2 Helisel Kanal Çıkış Deliğinin Geniştirildiği Prototip Çalışması	47
4.5.3 Üst Yatak Tasarımının Değiştirildiği Prototip Çalışması	47
4.5.4 Eksantrik Mildeki Hazne Tasarımının Değiştirilmesi.....	49
4.5.5 Krank Milinde Silindirik Parça Uygulaması.....	49

4.5.6 Mevcut Kompresörde Hızlı Kamera İle Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar.....	52
5. SAYISAL MODEL.....	55
5.1 Mevcut Yağlama Sisteminin Katı Modeli	55
5.2 HAD Yöntemi	55
5.3 HAD Sınır Şartları	56
5.4 HAD Çözümü	57
5.5 Silindirik Parça Optimizasyonu için Oluşturulan Katı Model	61
5.6 HAD Yöntemi	61
5.7 HAD Sınır Şartları	61
5.8 HAD Çözümü	62
6. SONUÇLAR.....	68
7. KAYNAKÇA.....	79

KISALTMALAR

CAD	: Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CFD	: Computational Fluid Dynamics
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
cSt	: Santistok (Centistokes)
COP	: Soğutma Etkinlik Katsayısı (Coefficient of Performance)
EP	: Avrupa Patenti (European Patent)
GB	: Büyük Britanya (Great Britain)
IDEAS	: Integrated Design and Engineering Analysis Software
JP	: Japon Patentleri (Japanese Patent)
ms	: Mili Saniye
PID	: Orantılı-İntegral-Türev (Proportional-Integral-Derivative)
PISO	: Pressure-Implicit with Splitting of Operators
rpm	: Dakikadaki Devir Sayısı (Revolutions Per Minute)
VCC	: Değişken Kapasite Kontrolü (Variable Capacity Control)
VOF	: Akış Hacmi (Volume of Fluid)
US	: Birleşik Devletler (United States)
WO	: Dünya Örgütü (World Organization)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : he ve Ro için elde edilen sonuçlar [1].....	6
Çizelge 2.2 : Besleme deliği yağ debisi teorik ve deneysel sonuç [1].....	6
Çizelge 4.1 : Farklı sıcaklıklar için yağ çıkış devirleri.....	46
Çizelge 4.2 : Krank mili çaplarının karşılaştırılması.....	48
Çizelge 5.1 : Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı [26].....	62
Çizelge 5.2 : Kullanılan Yağ ve Havanın Fiziksel Özellikleri [27].....	63
Çizelge 5.3 : Deneysel çalışmalar ile HAD çalışmalarındaki yağ çıkış zamanlarının karşılaştırılması.....	66
Çizelge 5.4 : Kullanılan Yağ ve Havanın Fiziksel Özellikleri [27].....	69
Çizelge 6.1 : Deneysel çalışmalar ile HAD çalışmalarındaki yağ çıkış zamanlarının karşılaştırılması.....	80

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Dönel kompresör yağlama sistemi [1]	3
Şekil 2.2	: Basma yüksekliği ölçüm düzeneği [1]	4
Şekil 2.3	: Açısal doğrultudaki hız dağılımı [1]	5
Şekil 2.4	: Yağ debisi ölçüm düzeneği [1].....	5
Şekil 2.5	: Yağ debisi ve basma basıncı ölçüm düzeneği [2]	7
Şekil 2.6	: Santrifüj pompa basma basıncının, dönme hızı ile değişiminin deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması [2]	8
Şekil 2.7	: Kompresör yağlama sistemi ve eşdeğer elektrik devresi [3].....	10
Şekil 2.8	: Teorik ve deneysel yağ debisinin karşılaştırılması [3].....	11
Şekil 2.9	: Oluşturulan Modelin Geometrisi [4]	11
Şekil 2.10	: Yağın zamana bağlı olarak hareketi (a) $t = 0$ s, (b) $t = 0.05$ s, (c) $t = 0.2$ s (d) $t = 0.5$ s, (e) $t = 0.65$ s, (f) $t = 0.8$ s, (g) $t = 0.9$ s, (h) $t = 1.0$ s. [4]	12
Şekil 2.11	: Krank mili geometrisinin detaylı gösterimi [4]	13
Şekil 2.12	: Farklı noktalardaki yağ kütsel debisinin zaman ile değişimi [4].....	13
Şekil 2.13	: Radyal yataktaki boşluk ihmal edilmediğinde elde edilen sonuçlar [4]	14
Şekil 3.1	: Danfoss firmasının tasarladığı yağlama aparatı [5].....	15
Şekil 3.2	: Tasarımı gerçekleştirilen kompresörün genel görünümü [6]	17
Şekil 3.3	: Yağlama aparatı ve sistemin parçaları [6]	17
Şekil 3.4	: Alternatif destek parçaları ile yağ emme aparatının genel görünümü [7]	19
Şekil 3.5	: Emme aparatı ve silindirik parça uygulamasının genel görünümü [8] .	21
Şekil 3.6	: Emme aparatı, silindirik parça ve dişlilerin dönme yönlerinin genel görünümü [8]	21
Şekil 3.7	: Emme aparatı ve silindirik parça uygulamasının genel görünümü [9] .	22
Şekil 3.8	: Kompresörde emme aparatına braket uygulamasının genel görünümü [9].....	23
Şekil 3.9	: Zanussi firmasının tasarladığı yağlama aparatı [10]	24
Şekil 3.10	: Zanussi firmasının tasarladığı yağlama aparatı [11]	25
Şekil 3.11	: Embraco firmasının tasarladığı yağlama aparatı [12]	26
Şekil 3.12	: Matsushita firmasının tasarladığı yağlama aparatı [12]	27
Şekil 3.13	: Samsung firmasının tasarladığı yağlama aparatı [13]	28
Şekil 3.14	: Gerçekleştirilen yağlama aparatı tasarımının detaylı görünümü [13] ...	28
Şekil 3.15	: Tasarlanan yağlama aparatının genel görünümü [14]	29
Şekil 3.16	: Samsung yağlama aparatı [15]	30
Şekil 3.17	: Yağlama aparatının açık gösterimi [15]	30
Şekil 3.18	: Krank iç yüzeyine açılan eksenel kanal [16]	31
Şekil 3.19	: Sistemin genel görünümü ve yağ rezervuarları [17]	32
Şekil 3.20	: Geliştirilen tasarımın genel görünümü [18]	33
Şekil 3.21	: Geliştirilen tasarımda alternatif kanatçık geometrileri [18]	33
Şekil 3.22	: Alt muhafazada hazne uygulamasının genel görünümü [19]	34
Şekil 3.23	: Yağ emme aparatı tasarımının genel görünümü [19]	34
Şekil 3.24	: Alternatif tasarımın genel görünümü [19]	35

Şekil 3.25 : Eksantrik mil üzerinde yağ emme aparatı uygulamasının genel görünümü [19]	35
Şekil 3.26 : Sistemin genel görünümü [20]	36
Şekil 3.27 : Eksantrik mil üzerinde yağ emme aparatı uygulamasının genel görünümü [20]	37
Şekil 3.28 : Alternatif tasarım ve yağın çıkışının genel görünümü [21].....	38
Şekil 3.29 : Alternatif tasarım ve yağın çıkışının genel görünümü [21].....	38
Şekil 3.30 : Yağlama aparatı ve sistemin parçaları [22]	39
Şekil 3.31 : Gerçekleştirilen tasarımların genel görünümü [22].....	40
Şekil 4.1 : Deney düzeneği	41
Şekil 4.2 : Suniso 1GSA yağı ile WF22A yağının viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi.....	42
Şekil 4.3 : VEMY-8C model kompresörün genel görünümü	43
Şekil 4.4 : HQT-99FSD model kompresörün genel görünümü	43
Şekil 4.5 : VEMY 8C ile MTS 120MT model kompresörlerin üst yatak tasarımlarının karşılaştırılması.....	44
Şekil 4.6 : VEMY 8C ile MTS 120MT model kompresörlerin eksantrik haznelerinin karşılaştırılması	45
Şekil 4.7 : HQT99 FSD model kompresörde silindirik parça uygulaması	45
Şekil 4.8 : Akışkanın hareketinin teorik olarak incelenmesi için oluşturulan model	46
Şekil 4.9 : Krank mili giriş deliğinin eksenden kaçırılması.....	46
Şekil 4.10 : Krank mili giriş deliğinin eksenden kaçırıldığı prototip çalışması	47
Şekil 4.11 : Helisel kanal çıkış deliği ve krank mili üst çıkış deliğinin çapının artırıldığı prototip çalışması	47
Şekil 4.12 : Üst yatak tasarımının değiştirildiği prototip çalışması (2,5 mm)	48
Şekil 4.13 : Üst Yatak tasarımının değiştirildiği prototip çalışması (3,5 mm)	48
Şekil 4.14 : Mevcut ve prototip krank millerinin genel görünümü	49
Şekil 4.15 : Silindirik parçanın statora sabitlendiği prototip çalışması	50
Şekil 4.16 : Silindirik parçanın sargılara sabitlendiği prototip çalışması	50
Şekil 4.17 : Silindirik parçanın geometrik özellikleri.....	50
Şekil 4.18 : Silindirik parçanın boyunun artırıldığı prototip çalışması-1	51
Şekil 4.20 : Silindirik parçada yönlendirici tasarımı	52
Şekil 4.21 : Hızlı Kamera	53
Şekil 4.22 : Krank Mili Dönme Hızının Zamana Bağlı Değişimi	53
Şekil 4.23 : Krank Mili Üst Noktasından Yağ Çıkış Zamanının Belirlenmesi.....	54
Şekil 5.1 : Kompresörde yağlama sisteminin CAD çizim modeli [24]	55
Şekil 5.2 : Farklı dönme devirleri için krank mili çıkışındaki yağ debisinin zamana bağlı karşılaştırılması	58
Şekil 5.3 : Farklı dönme devirlerinde maksimum yağ kütleli debilerinin karşılaştırılması	58
Şekil 5.4 : Farklı yağ viskozitesi için gerçekleştirilen analizlerin karşılaştırılması	59
Şekil 5.5 : Farklı yağ viskozitelerinde maksimum yağ kütleli debilerinin karşılaştırılması	59
Şekil 5.6 : Yağın akış patikasında ilerlemesi [27]	60
Şekil 5.7 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan model [27]	61
Şekil 5.8 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan modeller [27].....	63
Şekil 5.9 : Yiv çapı optimizasyon sonuçları	63
Şekil 5.10 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan modeller [27].....	64
Şekil 5.11 : Helis sayısı optimizasyon sonuçları	64

Şekil 5.12 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan modeller [24].....	65
Şekil 5.13 : Helis açısı optimizasyon sonuçları	65
Şekil 5.14 : Değişken helis açısı optimizasyonu için oluşturulan modeller [27].....	66
Şekil 5.15 : Değişken helis açısı optimizasyon sonuçları.....	66
Şekil 5.16 : Değişken helis açısına sahip silindirik parçanın genel görünümü [24]..	67
Şekil 6.1 : Son yıllarda silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen patent başvuruları	69
Şekil 6.2 : Korunma süreleri dolmuş silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen patent başvuruları	70
Şekil 6.3 : Silindirik parçanın statora sabitlendiği prototip çalışması	71
Şekil 6.4 : Silindirik parçanın sargılara sabitlendiği prototip çalışması	71
Şekil 6.5 : Silindirik parçada yönlendirici tasarımı	71
Şekil 6.6 : Kompresörde yağlama sisteminin CAD çizim modeli [24]	72
Şekil 6.7 : Yağın akış patikasında ilerlemesi [27]	73
Şekil 6.8 : Farklı dönme devirleri için krank mili çıkışındaki yağ debisinin zamana bağlı karşılaştırılması.....	74
Şekil 6.9 : Farklı yağ viskozitesi için gerçekleştirilen analizlerin karşılaştırılması	74
Şekil 6.10 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan model [27].....	75
Şekil 6.11 : Değişken helis açısı optimizasyon sonuçları.....	76
Şekil 6.12 : Değişken helis açısına sahip silindirik parçanın genel görünümü [24]..	76

SEMBOL LİSTESİ

Qf	: Hacimsel Yağ Debisi [m ³ /s]
C	: Besleme Deliği Kesit Alanındaki Daralma
Ah	: Besleme Deliğinin Kesit Alanı [m ²]
hf	: Besleme Deliği Girişindeki Basma Yüksekliği
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s ²]
Rsi	: Mil İç Yarıçapı [m]
Ro	: Mil İçinde Dönme Sonucu Oluşan Parabolik
ω	: Açısal Hız [rad/s]
h	: Besleme Deliği Çıkışındaki Basma Yüksekliği
hi	: Mil ile Halka Arasında Oluşan Radyal Hız
he	: h+ hi [m]
Rri	: Halkanın İç Çapı [m]
ro	: Mil Çapı [m]
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
Uc	: Hız dağılımı [m/s]
ΔPc	: Basınç Farkı [Pa]
r	: Yarıçap [m]
Qc	: Hacimsel Debi [m ³ /sn]
HE	: Euler Yüksekliği [m]
r2	: Mil İçindeki Parabolik Yağ Kolonunun İç Yarı
r1	: Mil İçindeki Parabolik Yağ Kolonunun Dış Yarı
Qm	: Maksimum Yağ Debisi [kg/sn]
Cv	: Akış Katsayısı []
Ag	: Kanal Kesit Alanı
Dh	: Spiral Kanalın Hidrolik Çapı [m]
Fg	: Geometriye Bağlı bir Katsayı
L	: Spiral Kanal Uzunluğu [m]

DEĞİŞKEN KAPASİTELİ BİR KOMPRESÖRDE MİNİMUM 1200 RPM'DE SORUNSUZ ÇALIŞABİLEN KOMPRESÖR KRANK MİLİ TASARIMININ GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

ÖZET

Son yıllardaki teknolojik gelişmelere bakıldığında enerji verimliliği konusunda gösterilen hassasiyet artarak devam etmektedir. Bu kapsamda gerçekleştirilen çalışmalarda performanstan ödün vermeden, enerji tüketimi düşme sağlayan, çevreye duyarlı soğutma sistemlerinin tasarımı ve üretimi hız kazanmıştır.

Hermetik pistonlu kompresör, soğutma sisteminin önemli parametrelerinden biridir. Hermetik kompresörün performansının artması sonucunda soğutma sisteminin verimliliği etkilemektedir. Kompresörün çalışma verimini etkileyen en önemli parametre ise yağlama sistemidir. Hermetik kompresörde etkili yağlama sağlanamaması; mekanik kayıpların artmasına ve kompresör bileşenlerinin soğutulamamasına sebep olmaktadır.

Mevcut yağlama sisteminde, yağ ilk olarak krank mili alt deliğinden girer. Krank mili iç yüzeyinden ilerleyen yağ, krank mili dış yüzeyinde bulunan helisel kanala ulaşır. Helisel kanaldan ilerleyen yağ son olarak krank mili üzerinde bulunan ve kompresör içine açılan kanaldan dışarıya çıkar.

Bu tez çalışması kapsamında, hermetik kompresördeki yağlama sistemi ile ilgili patentler ve literatürler araştırması gerçekleştirilmiştir. Hermetik kompresörlerde yağlama seviyesini inceleyebilmek için deney düzeneği kurulmuştur. Bu deney düzeneğinde mevcut kompresör ve farklı yağlama sistemi tasarımına sahip kompresörlerin yağlamaları gözlemlenmiştir. Mevcut kompresör olarak Arçelik marka MTS 120 MT model kompresör kullanılmıştır.

DeneySEL, patent ve literatür çalışmalarının yanısıra hermetik kompresörün yağlama sistemi için HAD analizler gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında kullanılan mevcut hermetik kompresördeki krank milinin dönme devri hızlı kamera ile ölçülmüştür. Elde edilen veriler HAD analizde dönme hareketi gerçekleştiren yüzeylerde sınır şartı olarak kullanılmıştır. Elde edilen HAD analizi sonuçları ile hızlı kameradan elde edilen deneySEL sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Tez çalışmaları kapsamında, incelenen mevcut kompresörde gerçekleştirilen hızlı kamera deneySEL çalışmaları ve HAD çalışmaları ile ilgili **‘Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor’** isimli makale yayınlanmıştır. Ayrıca mevcut kompresörün yağlama sisteminde gerçekleştirilen tasarımsal değişiklikler ile ilgili 3 ayrı patent başvurusu gerçekleştirilmiştir.

DESIGN OF VARIABLE VELOCITY COMPRESSOR WORKING WITHOUT ANY PROBLEM AT MINIMUM 1200 RPM

SUMMARY

In recent years, the sensitivity about energy efficiency issue has increased and still continues as increasingly manner. In this context, without compromising performance, low energy consumption, environmentally sensitive designs and refrigeration systems manufacturing has been accelerated.

Hermetic reciprocating compressor is one of the important components in a household refrigeration system. Increase in performance of the hermetic compressor affects the overall efficiency of the refrigeration unit. Lubrication system in a hermetic reciprocating compressor is a crucial parameter influencing the efficiency of the compression work.

Oil management in hermetic compressors decreases the friction losses, prevents abrasion of compressor components and cools down the compressor components during operating conditions.

In present oil management system, the oil flows initially on the internal surface of the shaft before it is directed to the external surface where it flows along a helical channel carved on the shaft wall.

In this thesis, patents and literatures about oil management system in hermetic compressors are searched and selected patents and literatures are investigated. An experimental setup was established in order to determine efficient lubrication value of a hermetic compressors which have different lubrication systems.

Based on the experimental, patent and literature studies for hermetic compressors, Numerical investigation was realized for lubricant oil pumping system of a hermetic reciprocating compressor by using Computational Fluid Dynamics (HAD). Change of angular speed associated with time is measured with high speed camera and this data is used for the transient calculations. Acquired results are compared to the experimental studies.

Related with this thesis, named as '**Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor**' which is about experimental studies on compressor with high- speed camera and CFD, was published. That article was presented at '20th International Compressor Engineering Conference', Purdue University, 12-15 July 2010. In addition, three different patent applications have been made about design variations on the lubrication system of compressor.

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının azalması ve artan enerji maliyetleri, kompresörlerin daha verimli ve daha uzun ömürlü olmasını gerektirmektedir. Bu durum, kompresör enerji tüketimini ve ömrünü belirleyen iki ana unsurun; sürtünmenin ve aşınmanın azaltılması ihtiyacını doğurur. Sürtünme ve aşınmanın azaltılmasında yataklarda yağlama için gerekli yağ debisini sağlayabilen bir yağlama sisteminin tasarlanması kritik bir önem taşımaktadır.

Yağlama ile hareketli parçaların sürtünme kayıplarının azaltılması, aşınmasının önlenmesi ve kompresör parçalarının sıcaklığını düşürmek amacı ile ısıнын uzaklaştırılması sağlanmaktadır. Kompresör yağlama sisteminde muhafazanın tabanındaki yağ emilerek, yağlanması ve/veya soğutulması gereken yataklara ve kompresör parçalarına iletilmektedir. Muhafaza tabanındaki yağın yataklara iletilmesinde, genellikle krank milinin dönmesi sonucu yağa etkiyen santrifüj kuvvetinden yararlanılmaktadır. Kompresör yağlama sistemlerinde bazı problemlerle karşılaşmaktadır:

- Değişken kapasiteli kompresörlerde düşük devirlere inildiğinde yağlama için gerekli miktarda yağ sağlanamamaktadır.
- Kompresör çalışmaya başladığında, yağın muhafaza tabanından emilerek yataklara ulaştırılması için bir süre geçmektedir. Bu süre zarfında yataklara yeterli yağ iletilmemektedir.
- Biyel-perno ve piston-silindir yataklarını yağlamada problemler yaşanmaktadır.

Bu tez kapsamında, yukarıda bahsi geçen problemlerin çözülmesi ve değişken devirli kompresörde düşük devirlerde yeterli yağlamanın sağlanması amaçlanmıştır.

Bu doğrultuda hermetik kompresördeki yağlama sistemi ile ilgili **literatür ve patent araştırması** gerçekleştirilmiştir. Araştırma sonucunda kompresör krank milinde yağlamayı arttıracak düşünülen **tasarımlar** belirlenmiştir. Ayrıca farklı tasarımlara

sahip kompresörlerin yağlama sistemleri de incelenerek yağlamayı iyileştireceği düşünülen tasarımsal farklılıklar belirlenmiştir.

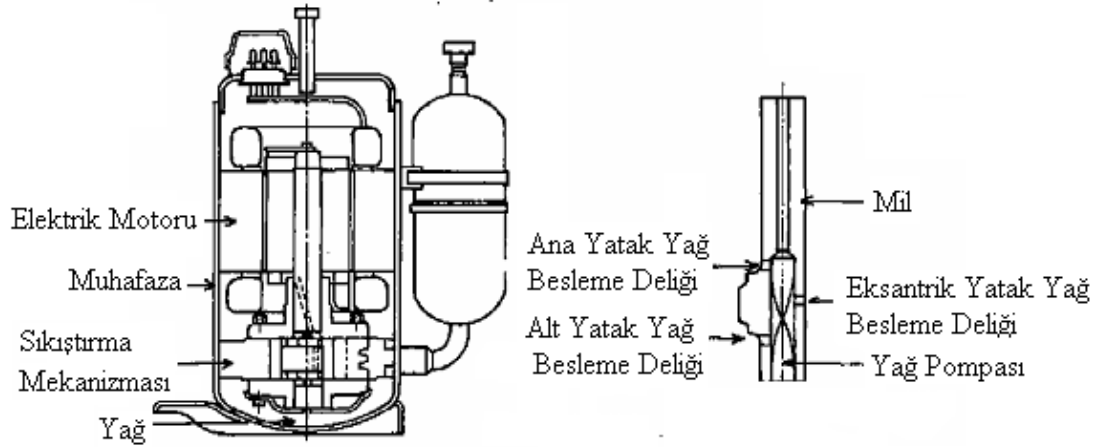
Tez kapsamında incelenen mevcut kompresörün yağlama sistemi için **HAD çalışmaları** gerçekleştirilmiştir. HAD çalışmaları ile yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı belirlenmiştir. Ayrıca farklı dönme devri ve yağ viskozitesi için analizler gerçekleştirilerek bu parametrelerin yağlamaya olan etkisi incelenmiştir. Mevcut kompresör için hızlı kamera ile gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı belirlenmiş, elde edilen veriler HAD analizlerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen HAD çalışmaları ve hızlı kamera deneysel çalışmaları ile ilgili '**Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor**' isimli makale yayınlanmıştır.

Tez çalışması kapsamında incelenen mevcut kompresörde, patent çalışmaları doğrultusunda **prototip çalışmaları** gerçekleştirilmiştir. Prototip çalışmaları sırasında yağlamayı olumlu yönde etkilediği görülen silindirik parça ile ilgili HAD analizleri ile optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, kompresör yağlama sisteminin deneysel ve teorik olarak incelendiği çalışmalar çok az sayıdadır. Bu konunun nadiren incelenmesinin başlıca nedeni olarak, kompresör yağlama sistemi içindeki akışın teorik olarak çözümlenmesindeki ve deneysel olarak ölçülmesindeki güçlükler gösterilebilir.

Asanuma [1], 1984 yılında yaptığı çalışmada dönel kompresörlerin yağlama sistemi karakteristiğini, yüklü ve yüksüz koşullarda teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada, yüksüz koşulda yataklara yağ beslenmesini sağlayan besleme deliğinin debi ve basınç kaybı karakteristiğinin belirlenmesi amaçlanmıştır.



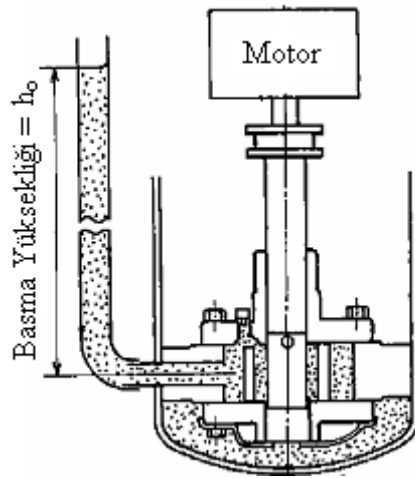
Şekil 2.1 : Dönel kompresör yağlama sistemi [1]

Şekil 2.1’ de dönel kompresöre ait yağlama sistemi gösterilmektedir. Milin dönmesi ile oluşan santrifüj kuvveti ile, mil içinde taşınan yağ, alt yatak, eksantrik yatak ve ana yatağa besleme delikleri boyunca taşınır. Yağ, mil ile aynı açısal hızda zorlanmış girdap hareketi yapmaktadır. Yataklara iletilen yağ debisini ifade eden (2-1) eşitliği, Bernoulli denkleminden türetilen hız bağıntısının, kesit alanı ifade eden terimler ile çarpılması sonucunda elde edilebilmektedir. Bu eşitlikte; Q_f hacimsel yağ debisini, C besleme deliğinin kesit alanındaki daralma katsayısını, A_h besleme deliğinin kesit alanını ve h_f besleme deliği girişindeki basma yüksekliğini ifade etmektedir.

$$Q_f = C.A_h \sqrt{2.g.h_f} \quad (2-1)$$

$$h_f = \frac{\omega^2}{2g} (R_{si}^2 - R_o^2) \quad (2-2)$$

Besleme deliği girişindeki basma yüksekliğini veren (2-2) eşitliğindeki, R_{si} mil iç yarıçapını, R_o ise mil içinde dönme sonucu oluşan parabolik forma ait serbest yüzeyin mil merkezinden uzaklığını, ω , açısal hızı ifade etmektedir. Asanuma, R_o yarıçapını elde etmek için yüksüz koşulda besleme deliğinin basma yüksekliğini deneysel olarak ölçmüştür. Şekil 2.' de ölçüm için kullandığı test sistemi gösterilmektedir.

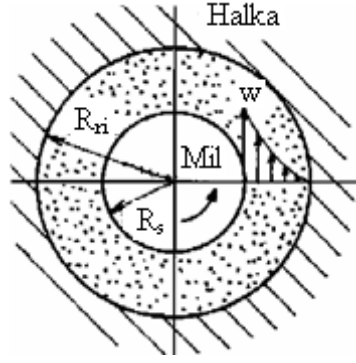


Şekil 2.2 : Basma yüksekliği ölçüm düzeneği [1]

Deney düzeneğinde ölçülen h_e , besleme deliği çıkısındaki basma yüksekliği h , ve milin dönmesi sonucu mil ile halka arasında oluşan radyal hız değişiminin neden olduğu basma yüksekliği h_i 'nin toplamıdır.

$$h = \frac{\omega^2}{2g}(R_s^2 - R_o^2) \quad (2-3)$$

Radyal doğrultudaki hız değişiminin neden olduğu basma yüksekliğinin hesaplanması için, açısal doğrultudaki hız dağılımı belirlenmiştir. Şekil 2.1’ te hız dağılımının şematik çizimi yer almaktadır.



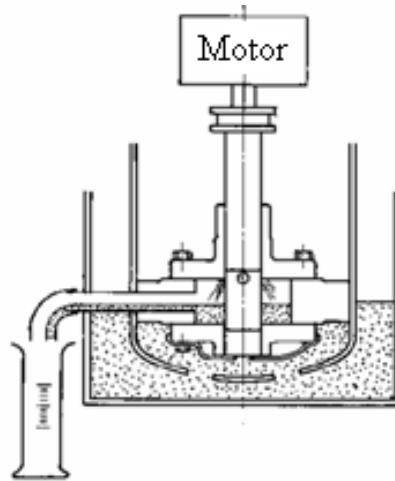
Şekil 2.1 : Açısal doğrultudaki hız dağılımı [1]

Şekil 2.3' te gösterilen, açısal doğrultudaki w hız dağılımının radyal doğrultudaki hız değişiminin neden olduğu basma yüksekliği aşağıdaki bağıntılarda verilmektedir. Bu eşitliklerdeki, R_{ri} halkanın iç çapını, R_s ise mil çapını ifade etmektedir.

$$W = \frac{\omega R_s^2}{R_{ri}^2 - R_s^2} \left(\frac{R_{ri}^2}{r} - r \right) \quad (2-4)$$

$$h_i = \int_{R_s}^{R_{ri}} \frac{W^2}{g} \frac{dr}{r} \quad (2-5)$$

R_o değeri; (2-2), (2-3), (2-4) ve (2-5) nolu eşitliklerden faydalanılarak elde edilmektedir. (2-2) nolu eşitlik kullanılarak h_f değeri ve (2-1) nolu eşitlikten de yatağa beslenen yağ debisi hesaplanmaktadır. Asanuma, yağ debisini hesaplamak için kullandığı metodu kontrol etmek amacıyla, Şekil 2.2' te gösterilen düzeneğe deney yapmıştır.



Şekil 2.2 : Yağ debisi ölçüm düzeneği [1]

Bu deney düzeneğinde, yatağa beslenen yağ debisini 48 ve 57 Hz dönme frekansları için deneysel ve hesaplama yoluyla tespit edilmiştir.

Çizelge 2.1 : he ve Ro için elde edilen sonuçlar [1]

Frekans	48 Hz	57 Hz
he :deneysel	54 cm	78 cm
Ro : hesaplama	0,3 cm	0,33 cm

Çizelge 2.2 : Besleme deliği yağ debisi teorik ve deneysel sonuç [1]

Frekans	48 Hz	57 Hz
Qf :deneysel	4,4 ml/s	5 ml/s
Qf : hesaplama	4,1 ml/s	4,5 ml/s

Çizelge 2.2’ de deneysel sonuçlarla hesaplamaların karşılaştırmasını göstermektedir. Asunuma’nın gerçekleştirdiği çalışmada, hesaplama yoluyla elde ettiği yağ debisi, deneysel yolla ölçtüğü yağ debisi ile yakın sonuçlar vermektedir.

Itoh [2], 1992 yılında yaptığı çalışmada dönel kompresörlerin yağlama sistemi üzerine inceleme yapmıştır. Söz konusu çalışmada, santrifüj pompa basma basıncı (2-6) nolu eşitlikte olduğu gibi ifade edilmektedir. Bu eşitlikteki P basma basıncı, r_o mil çapını temsil etmektedir.

$$P = \frac{\rho}{2} (r_o \cdot \omega)^2 \quad (2-6)$$

Santrifüj pompanın giriş deliği karşı basıncı destekleyemediği için geri yönde akışlar gerçekleşmektedir. Bu durum basma yüksekliğinin azalmasına neden olmaktadır. Giriş deliği dikkate alınarak basma basıncı tekrar yazıldığında (2-7) nolu eşitlik elde edilmektedir.

$$P = \frac{\rho}{2} (r_o \cdot \omega)^2 - \Delta P_e \quad (2-7)$$

Giriş deliği boyunca hız dağılımı aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$U_c = \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[\Delta P_c - \frac{\rho}{2} (r \cdot \omega)^2 \right]} \quad (2-8)$$

Bu hız dağılımı integre edildiğinde debi elde edilmektedir.

$$Q_c = \int_0^{r_c} 2\pi \cdot u_c \cdot dr \quad (2-9)$$

Giriş deliğinden giren ve çıkan yağ debisinin eşit olduğu kabulü yapılarak giriş deliğinin neden olduğu basınç düşüşü (2-10) eşitliğinde gösterilmektedir.

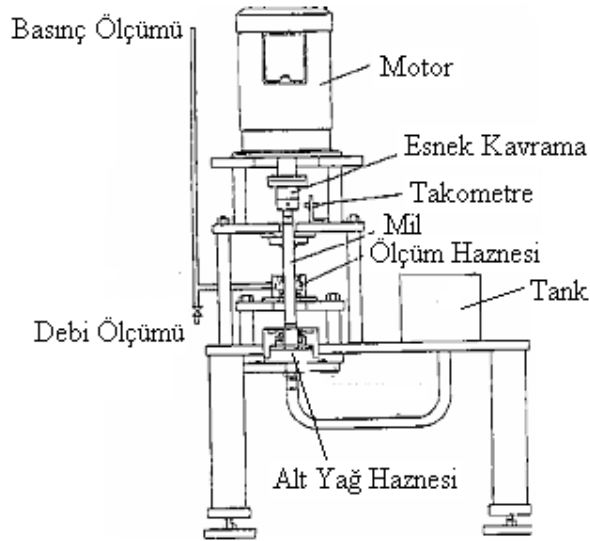
$$\Delta P_c = \frac{\rho}{4} (r_o \cdot \omega)^2 \quad (2-10)$$

Santrifüj pompanın toplam basıncı ise (2-11) nolu eşitlik ile gösterilmektedir.

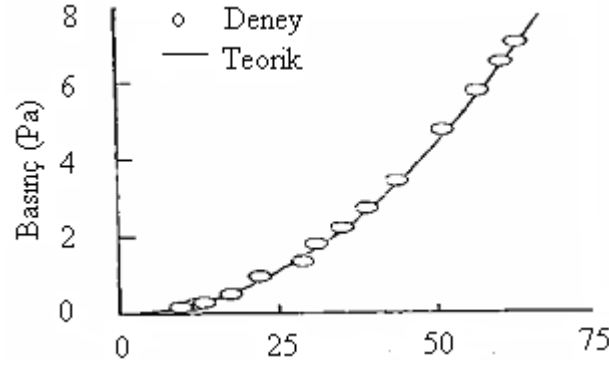
$$P = \frac{\rho}{4} (r_o \cdot \omega)^2 \quad (2-11)$$

Sonuç olarak, santrifüj pompanın karakteristiğini, yani debi ve basma yüksekliğini veren matematiksel eşitlikler elde edilmiştir. Bu matematiksel modelin, fiziksel olayı yaklaşık olarak sağladığı yapılan deneyler sonucunda görülmüştür.

Şekil 2.3' te kullanılan deney düzeneği görülmektedir. Santrifüj pompanın basma basıncı deneysel çalışmalardan yola çıkılarak elde edilen sonuçlar Şekil 2.4' da sunulmaktadır.



Şekil 2.3 : Yağ debisi ve basma basıncı ölçüm düzeneği [2]



Şekil 2.4 : Santrifüj pompa basma basıncının, dönme hızı ile değişiminin deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması [2]

Kim [3], 2002 yılında gerçekleştirdiği çalışmada ev tipi soğutucularda kullanılan pistonlu kompresörlerin yağlama sisteminin nümerik modellenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir.

Çalışmada, kompresör yağlama sistemini oluşturan mil pompası, spiral kanal, radyal yatak ve eksenel yatak için basınç kaybı ve debi karakteristiği matematiksel olarak ifade edilmiştir.

Mil pompası modelinde (2-12) eşitliğinden yararlanılmıştır. Bu eşitlikteki H_E terimi Euler yüksekliği olarak tanımlanmakta; r_2 ve r_1 ise, sırasıyla mil içindeki parabolik yağ kolonunun iç ve dış yarıçapını ifade etmektedirler. Mil pompası için r_2 yarı çapı mil iç çapına, r_1 ise sıfıra eşittir. (2-12) ifadesinde yer alan Q_m terimi maksimum yağ debisini ifade etmekte olup, deneysel olarak tespit edilmektedir. (2-14) eşitliğinde ise eşdeğer elektrik devresinde direnç olarak tanımlanan eşitlik yer almaktadır.

$$H = H_E \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^2 \right] \quad (2-12)$$

$$H_E = \frac{w^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (2-13)$$

$$R_{sh} = \rho \cdot H_E \frac{Q}{Q_m^2} \quad (2-14)$$

Benzer yolla, yataklara yağ beslemek için kullanılan besleme delikleri de modellenabilmektedir. Besleme deliğinin modellenmesinde r_2 ve r_1 sırasıyla mil içindeki parabolik yağ kolonunun iç ve dış yarıçapını ifade etmektedir. Fakat r_1 sıfıra eşit değildir.

Spiral kanalda yağın taşınmasına iki mekanizma neden olmaktadır. Bunlar viskoz etkiden ve basınç farkından kaynaklanan taşımadır. Viskoz etkilerden kaynaklanan taşıma etkisi (2-15) eşitliğinde ifade edilmiştir. Burada ϕ kanalın düşey eksen ile yaptığı açığı, C_v akış katsayısını ve A_g kanal kesit alanına eşittir.

$$Q_{vp} = C_v \cdot A_g \cdot \frac{r \cdot w \cdot \sin \phi}{2} \quad (2-15)$$

Spiral kanalda yağın taşınmasını sağlayan ikinci mekanizma, kanal boyunca oluşan basınç farkından kaynaklanmaktadır. Basınç farkı sebebiyle oluşan debi ve direncin matematiksel olarak tanımlandığı eşitlikler sırasıyla (2-16) ve (2-17) eşitliklerinde gösterilmektedir. Bu eşitliklerde yer alan D_h spiral kanalın hidrolik çapını, F_g geometriye bağlı bir katsayıyı, L spiral kanal uzunluğunu ifade etmektedir.

$$Q_g = \frac{\Delta P}{R_g} \quad (2-16)$$

$$R_g = F_g \cdot \frac{32\mu L}{D_h^2 \cdot A_g} \quad (2-17)$$

Radyal yataklarda da yağın taşınmasında iki mekanizma etkindir. Bunlar, basınç kaynaklı akış ve dönme hareketi sonucu oluşan kenar sızıntısı kaynaklı akıştan oluşmaktadır.

Basınç kaynaklı akışı ve direnci veren eşitlikler (2-18) ve (2-19) eşitliklerinde gösterilmektedir. Bu eşitlikte yer alan l yatak boyunu, r yatak yarıçapını, μ eksantriklik oranını, c yatak boşluğunu ve p_s ise viskoz pompalama yüksekliğini ifade etmektedir.

$$Q_p = \frac{\pi \cdot p_s \cdot r c^3}{6\mu l} (1 + 1,5E^2) \quad (2-18)$$

$$R_{JB} = \frac{6\mu l}{\pi r c^3 (1 + 1,5E^2)} \quad (2-19)$$

Kenar sızıntısı kaynaklı akışın modellenmesinde (2-20) ve (2-21) eşitliklerinden yararlanılmıştır. e terimi, Sommerfeld sayısı ve yatak boyu ile çapının oranının fonksiyonudur. N dönme devrini tanımlamaktadır.

$$Q_s = e(S_f, L/D) r c N L \quad (2-20)$$

$$P_s = Q_s \cdot R_f \quad (2-21)$$

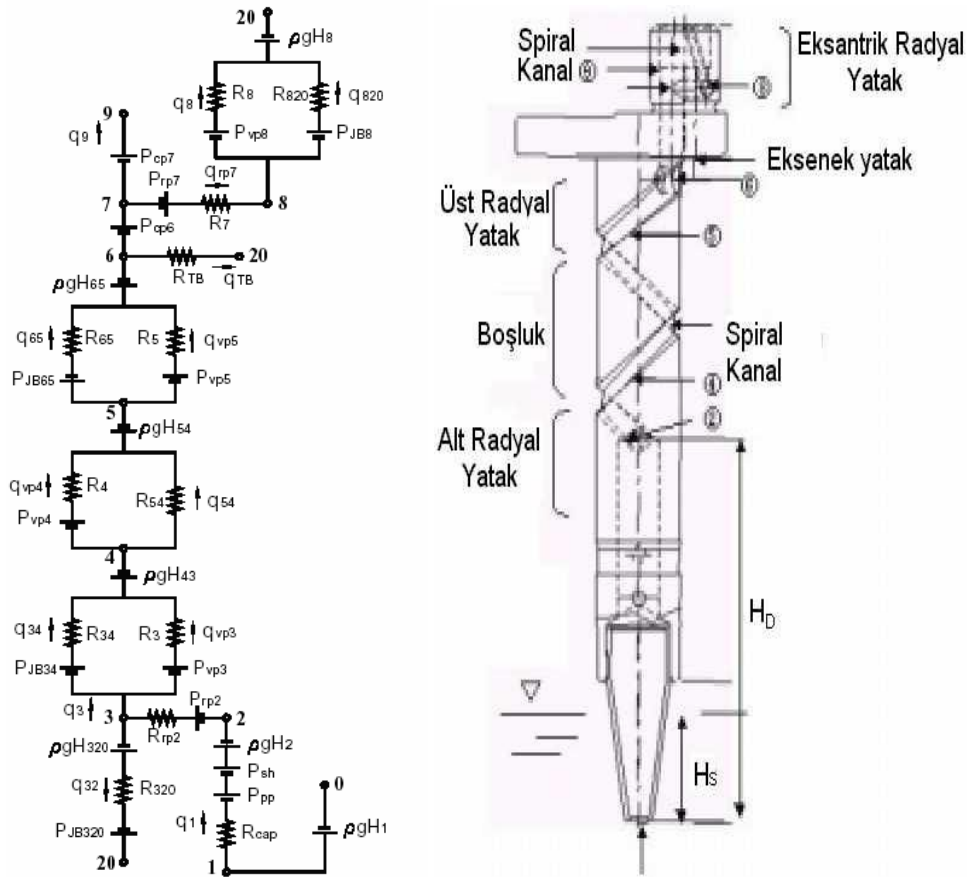
Basmalı yatak için ise (2-22) ve (2-23) eşitliklerinden yararlanılmaktadır. Eşitliklerde yer alan R_r dış yarıçapı, R_i iç yarıçapı, e film kalınlığını ifade etmektedir.

$$Q_{TB} = \frac{\pi \delta^3 \Delta p}{3 \mu \ln(R_r / R_i)} \quad (2-22)$$

$$R_{TB} = \frac{3 \mu \ln(R_r / R_i)}{2 \pi \delta^3} \quad (2-23)$$

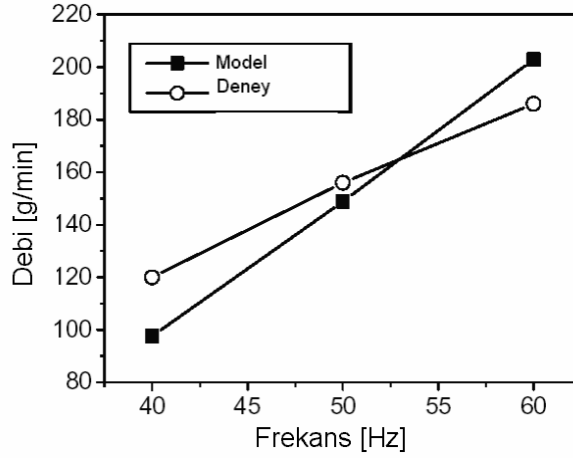
Kompresör yağlama sistemi ve eşdeğer elektrik devresi Şekil 2.5' de gösterilmektedir.

Bu devrede düğüm noktalarına ve kapalı çevrimlere uygulanan Kirchoff kanunu ile 14 denklem elde edilmektedir. Bu denklemlerin çözümünde Newton-Raphson yöntemi kullanılmaktadır.



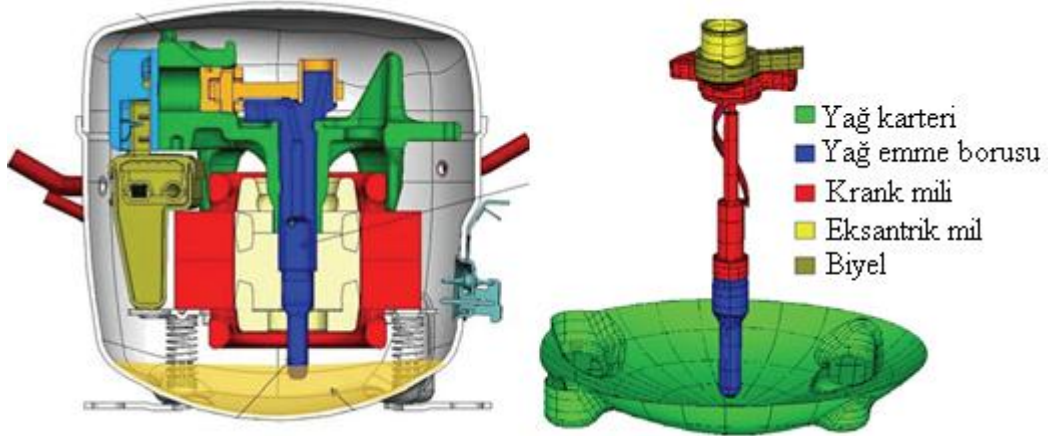
Şekil 2.5 : Kompresör yağlama sistemi ve eşdeğer elektrik devresi [3]

Kim [3], diğer çalışmalarda da kullanılan deney düzeneklerine benzer düzenekler yardımıyla modelde kullandığı deneysel parametreleri elde etmiştir. Oluşturduğu model ile deney sonuçlarının karşılaştırılması şekilde verilmektedir.



Şekil 2.6 : Teorik ve deneysel yağ debisinin karşılaştırılması [3]

Luckmann [4] kompresörlerde yağlama sisteminin hidrodinamik analizini gerçekleştirmek amacı ile kompresör krank milinde HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Kompresör krank mili VOF yöntemi kullanılarak yağ akış karakteristiği çözülmüştür. Çalışma kapsamında oluşturulan model geometrisi Şekil 2.7’ da sunulmaktadır.



Şekil 2.7 : Oluşturulan Modelin Geometrisi [4]

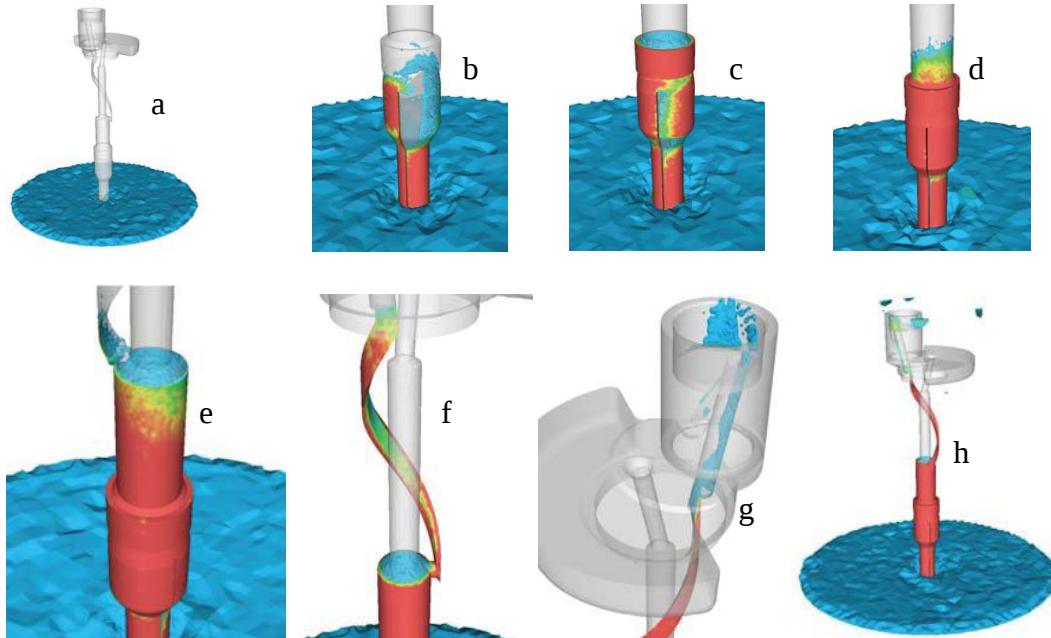
Sınır şartları oluşturulması sırasında sistem yağ karterine daldırılan yağ emme borusu (statik), yağ emme borusu ile eksantrik mil arasındaki krank mili (dinamik) ve eksantrik mil ile biyelin oluşturduğu bölüm (statik) olmak üzere 3 ana kısma ayrılmaktadır. Analiz sırasında eksantrik mil çıkışı ile yağ emme borusu girişindeki

basınçlar eşit kabul edilmesine rağmen yağın kartere dönmeden eksantrik mil çıkışına taşındığı kabul edilmektedir.

Analiz sırasında;

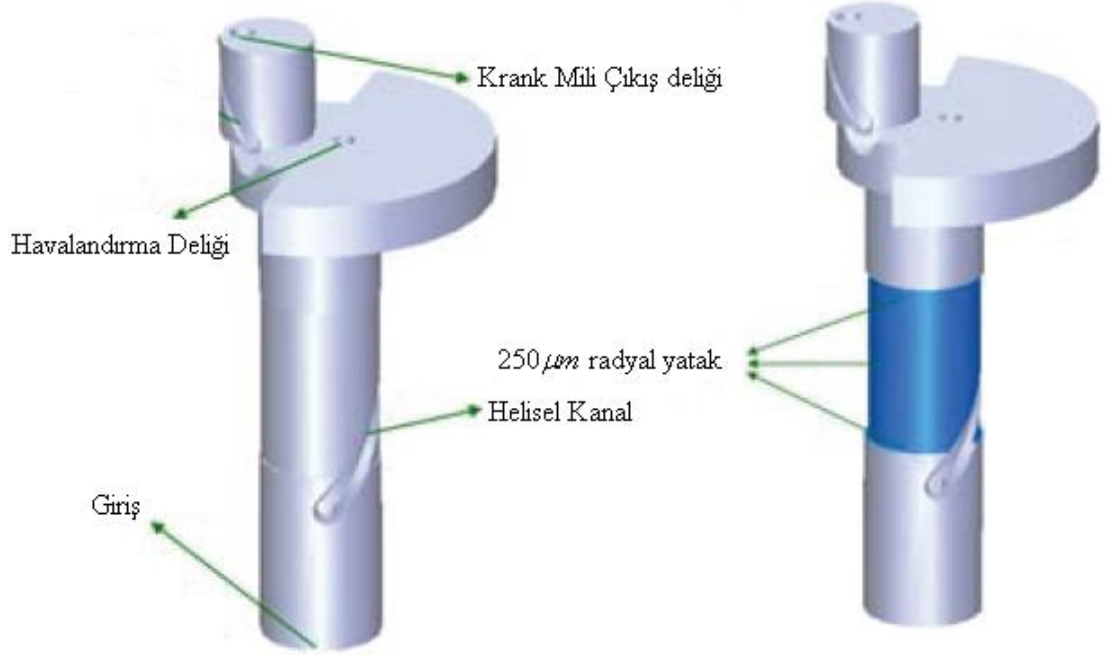
- Basınç sınır şartları yağ karterinin üst yüzeyinde ve krank mili eksantrik mili üst çıkış deliğinde alındığı
- Krank mil yüzeyinin açısal hızının elektrik motorunun hızına eşit alındığı
- Yağ emme borusu yüzeyi ile yağ arasında kayma (no-slip) olmadığı
- Diğer tüm yüzey ve katı bileşenlerin hareketsiz olduğu
- Soğutkanın yağ içinde çözünmediği
- Akışın izotermal olduğu
- Yağ ve soğutkanın fiziksel özelliklerinin sabit olduğu
- Elektrik motorunun ivmesinin kalkış sırasında sonsuz olduğu kabulü yapılmıştır.

Gerçekleştirilen analizler sonucunda ilk anda statik olarak alt muhafazada bulunan yağın milin dönmesi ile birlikte zamana bağlı hareketi şekilde gösterilmektedir.



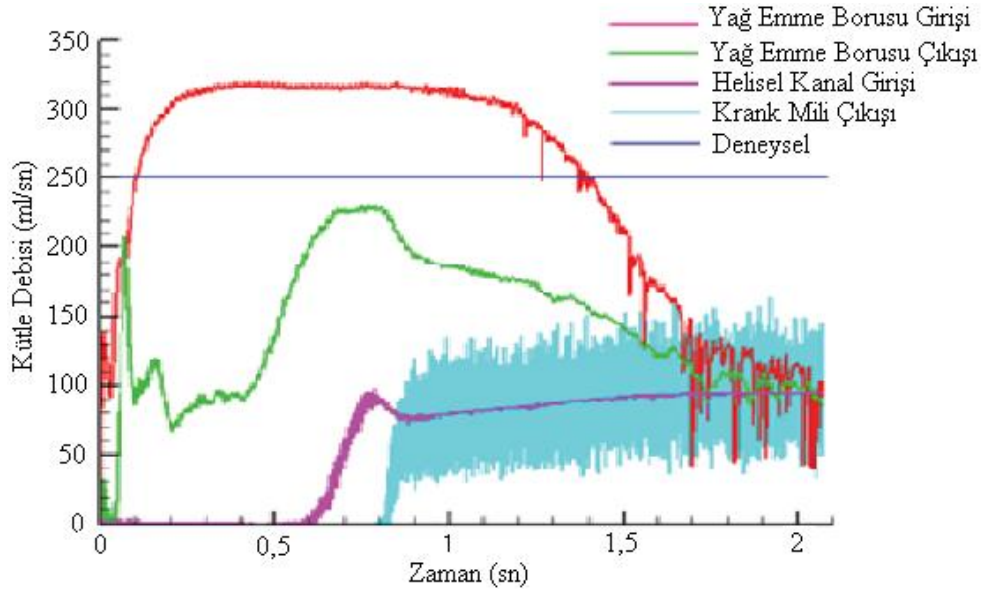
Şekil 2.8 : Yağın zamana bağlı olarak hareketi (a) $t = 0$ s, (b) $t = 0.05$ s, (c) $t = 0.2$ s, (d) $t = 0.5$ s, (e) $t = 0.65$ s, (f) $t = 0.8$ s, (g) $t = 0.9$ s, (h) $t = 1.0$ s. [4]

Analiz sırasında Şekil 2.9’ de görülen radyal yatağın ihmal edildiği bu sayede analiz sırasındaki grid sayısının azaltıldığı belirtilmektedir.



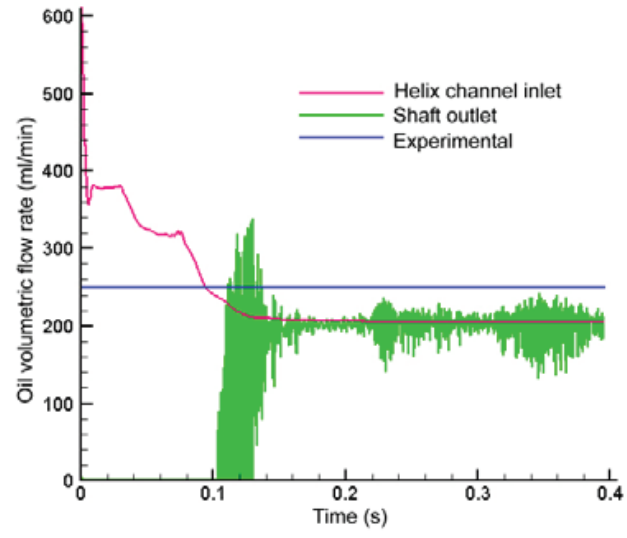
Şekil 2.9 : Krank mili geometrisinin detaylı gösterimi [4]

Gerçekleştirilen analizin ardından farklı noktalardaki yağ kütleli debisinin zaman ile değişimi şekildeki gibi sunulmuştur.



Şekil 2.10 : Farklı noktalardaki yağ kütleli debisinin zaman ile değişimi [4]

Literatür dahilinde radyal yataktaki boşluk ihmal edilmediğinde deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edildiği belirtilmektedir. Şekil 2.11’ te elde edilen sonuçlar sunulmaktadır.



Şekil 2.11 : Radyal yataktaki boşluk ihmal edilmediğinde elde edilen sonuçlar [4]

3. PATENT ARAŞTIRMALARI

3.1 EP0815360 A Hermetically-Encapsulated Refrigerant Compressor

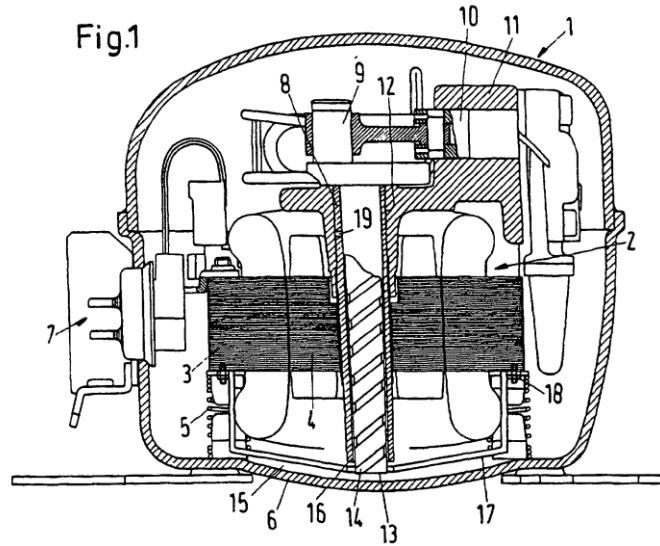
Buluş sahibi : H. Nissen

Başvuran kuruluş : Danfoss

Başvuru tarihi : 19.03.1996

EP0815360 (B1) patent numaralı, “**A Hermetically-Encapsulated Refrigerant Compressor**” isimli, 19 Mart 1996 başvuru tarihli patentte, Danfoss firması için Harry Nissen tarafından tasarlanmış yağlama aparatı anlatılmaktadır. [5]

Tasarlanan sistemde krank içi boş şekilde bir form verilmiş ve bu boş kısma dış yüzeyi helisel kanallara (14) sahip bir yağlama aparatı (13) monte edilmiştir. Yağlama aparatı destek kollarıyla statora (3) bağlanmaktadır. Bu sayede helisel kanallı yağlama aparatı havada asılı kalabilmektedir. Şekil 3.1’ de sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Danfoss firmasının tasarladığı yağlama aparatı [5]

Krankın dönmesiyle birlikte yağ merkezkaç kuvvet ve viskoz etkiler sebebiyle helisel kanalda ilerlemeye başlar. Helisel kanallar yağın yukarıya çıkması yönünde açılı verilmiştir. Krank milinin dönmesi sırasında yağlama aparatı krank mili ile aynı

tepkiyi vermesi titreşim ve bozulmalar açısından kritiktir. Yağlama aparatının destek kollarıyla statora bağlanması ile titreşim ve bozuntulara karşı önlem alınmaktadır. Bunun yanında yağın içinden geçmesi sebebiyle statorda oluşacak ısıyı absorbe etmektedir.

Sonuç olarak, üzerinde helisel kanallar bulunan ve krank mili içerisinde durağan olarak yerleştirilen yağlama aparatı sayesinde çok düşük krank devirlerinde yağın muhafaza tabanından emilerek yataklara iletilebildiği patent dahilinde belirtilmektedir.

Gerçekleştirilen deneylerde bu patent çalışmasına benzer yağ emme aparatı tasarımlarında çok düşük devirlerde yağ çıkışı görülmüştür.

3.2 US6716001 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor

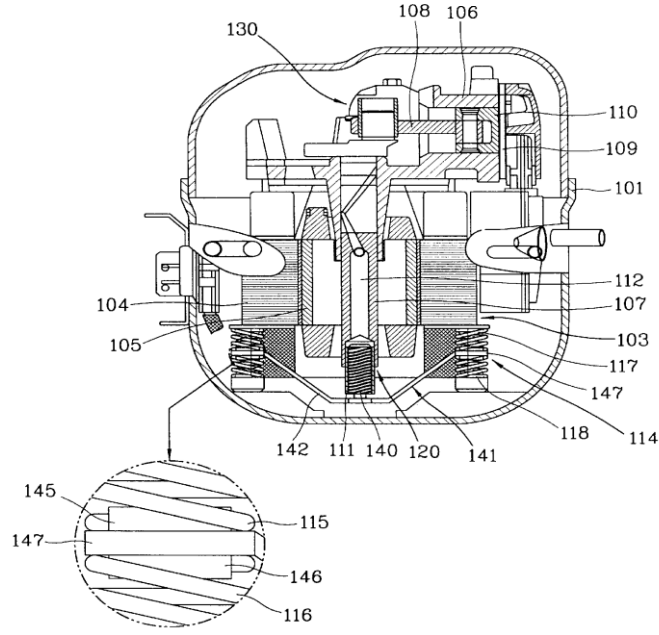
Buluş sahibi : T. M. Kim
Başvuran kuruluş : LG Electronics Inc.
Başvuru tarihi : 05.14.2002

LG Electronics tarafından 05.14.2002 tarihinde başvurusu yapılan **US6716001 (B2)** numaralı “**Oil supply apparatus for hermetic compressor**” isimli patentte yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. Şekil 3.2’ de tasarımı gerçekleştirilen kompresörün genel görünümü sunulmaktadır. [6]

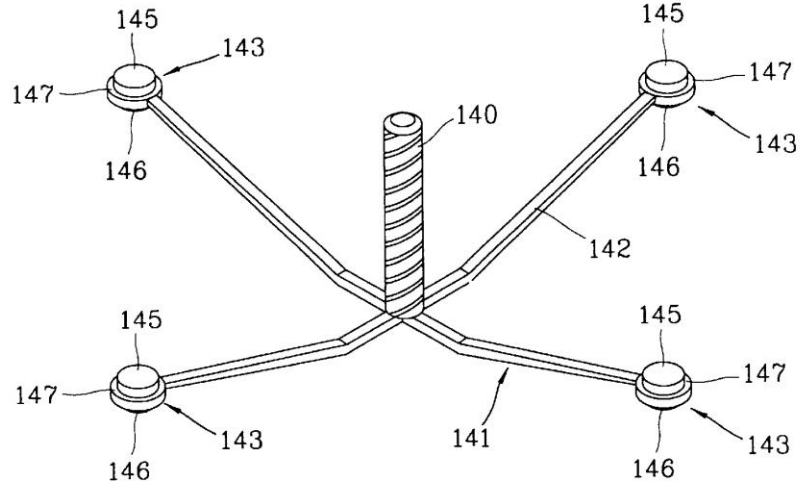
Tasarlanan yağlama aparatı, krank ucuna sabitlenmiş silindirik parça (140), silindirik parça ile arasında homojen boşluk kalacak şekilde yerleştirilmiş emme elemanı (120) ve emme elemanını silindirik parça içinde asılı tutan destek kollarından (141) oluşmaktadır. Şekil 3.3’ te tasarlanan sistemin genel görünümü sunulmaktadır.

Emme elemanı destek kollarıyla oturma yüzeylerine (145) sabitlenmekte, oturma yüzeyleri ise tüm sistemin titreşimleri süspanse eden yaylara sabitlenmektedir. Böylelikle krankın dönmesi esnasında oluşacak titreşimlerin emme aparatına verebilecek zararların önüne geçilmektedir.

Sonuç olarak, destek kolları yardımıyla sabitlenen emme elemanının helisel kanalları ve krankın dönmesiyle oluşan merkezkaç kuvveti ile birlikte yağ viskoz etkisiyle yukarı hareketini gerçekleştirmektedir. Destek kollarının sistemin yaylarına sabitlenmesi de sistemle eşzamanlı titreşim ve bozuntulara cevap vermesini sağlamaktadır. Dolayısıyla emme elemanı bu bozuntulardan zarar görmemektedir.



Şekil 3.2 : Tasarımı gerçekleştirilen kompresörün genel görünümü [6]



Şekil 3.3 : Yağlama aparatı ve sistemin parçaları [6]

Bu tasarımda üzerinde helisel kanallar bulunan ve krank mili içerisinde durağan olarak yerleştirilen yağlama aparatı sayesinde çok düşük krank devirlerinde yağın muhafaza tabanından emilerek yataklara iletilebildiği patent dahilinde belirtilmektedir.

Gerçekleştirilen deneylerde bu patent çalışmasına benzer yağ emme aparatı tasarımlarında çok düşük devirlerde yağ çıkışı görülmüştür.

3.3 US7367784 Oil Supply Device For Compressor In Refrigeration System

Buluş sahibi : C. No, K. Kim , J. Sim

Başvuran kuruluş : LG Electronics Inc.

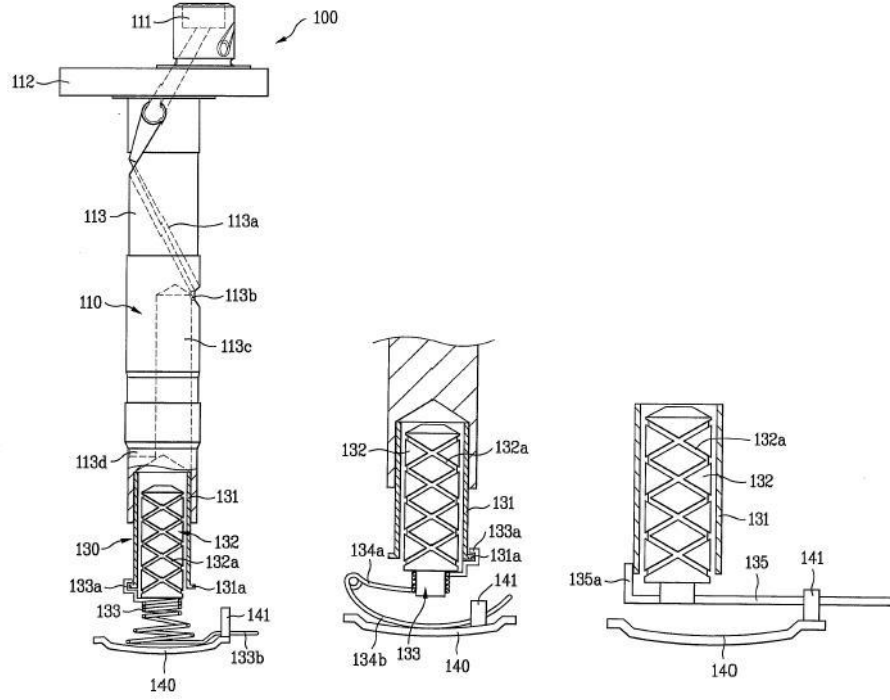
Başvuru tarihi : 28.06.2001

LG Electronics tarafından 28.06.2001 tarihinde başvurusu yapılan **US7367784 (B2)** numaralı “**Oil supply device for compressor in refrigeration system**” isimli patentte düşük devirlerde yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [7]

Geliştirilen yağ emme aparatı (130); silindirik bir parça (131), bir çark (132) ve dönme engelleyiciden oluşmaktadır. Silindirik parça, krank ile birlikte dönen her iki ucu açık içi boş bir parça olup, krank alt ucuna sıkı geçme monte edilmektedir. Çark, silindirik parçanın içine yerleştirilmekte ve çarkın dış yüzeyi ile silindirik parçanın iç yüzeyi arasında boşluk bulunmaktadır. Çarkın dış yüzeyine, alt ucundan başlayıp üst ucuna kadar devam eden helisel kanal (132a) açılmaktadır. Optimum yağ debisi sağlamak için 2 veya 3 helisel kanal açılabilmektedir. Ayrıca bu kanallar, çarkın dış yüzeyi yerine, silindirik parçanın içi yüzeyine de açılabilmektedir. Çarkın alt ucuna dönme engelleyici monte edilmiştir. Dönme engelleyici; elastik bir parça (133) ve dönme engelleme parçasından (141) oluşmaktadır. Çark alt ucundan elastik parça ile sabitlenmekte ve silindirik parçanın dönmesi esnasında çarkın dönmesi engellenmektedir.

Tasarımda krank milinin dönmesi sırasında yağ kanaldan taşınmaktadır. Bu sırada mil içerisinde bulunan soğutkanı dışarıya atabilmek amacı ile mil üzerinde kanala en uzak noktadan hava deliği (113d) açılmaktadır.

Tasarımda, çark veya silindirik parça, silindirik parçanın dönmesi esnasında oluşabilecek titreşim dolayısıyla zarar görebilir, bu sebeple elastik parçanın radyal yönde de elastikliğe sahip olması gerekmektedir. Ayrıca dönme esnasında, elastik parçanın sıkışarak çarktan ayrılmasını engellemek amacıyla elastik parçanın helis yönü ile krank milinin dönme yönünün aynı olması gerekmektedir. Mekanik parçalarda oluşabilecek aşırı titreşimlerin elastik parçaya olan etkisini azaltmak için, elastik parçanın tel çapının, kompresör destek yaylarının tel çapından küçük olması gerekmektedir.



Şekil 3.4 : Alternatif destek parçaları ile yağ emme aparatının genel görünümü [7]

Silindirik parçanın alt ucunda dışarı yönde uzanan halkasal bir çıkıntı (131a) bulunmaktadır. Elastik parçanın ucunda ise, bu halkasal çıkıntıyı (131a) dışından saran bir tutucu bulunmaktadır. Halkasal çıkıntının dönmesi, tersine tutucunun dönmemesi sebebiyle aralarında bir boşluğun olması gerekmektedir. Sonuç olarak tutucuya “C” formu verilerek, tutucunun halkasal çıkıntıyı takip etmesi ve silindirik parça ile çark arasındaki boşluğun korunması sağlanmaktadır.

Elastik parçanın alt kısmında, dışarıya doğru uzanan ve “_” formundaki uzantı (133b) kompresör tabanındaki dönme engelleyici parça (141) ile sabitlenmektedir. Şekil 3.4’ te dönme engelleyici için gerçekleştirilen farklı tasarımlar bulunmaktadır.

Geliştirilen yağ emme aparatında, elastik bir dönme engelleyici kullanılarak çarkın motor titreşimlerinden etkilenerek zarar görmesi engellenmekte ve manşon içinde durağan vaziyette kalması sağlanmaktadır. Silindirik parça döndüğü anda, yağın viskozitesi ile iki yüzey arasında oluşan relatif hareketin sebep olduğu santrifüj kuvveti ile yağ helisel kanal içerisinde yukarı doğru ilerlemektedir.

Gerçekleştirilen bu tasarımda yağ emme elemanı yüksek hızlarda (3600rpm) göstermekte olduğu yağlamayı düşük hızlarda da (1800rpm) gösterebilmektedir. Kompresör mekanik parçalarında aşırı aşınma, kompresörün ömrünün azalması,

kompresör parçalarının istenen seviyede soğutulmaması ve kompresör performansının olumsuz yönde etkilenmesinin önüne geçilmektedir.

3.4 US6666301 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor

Buluş sahibi : J. H. Kim

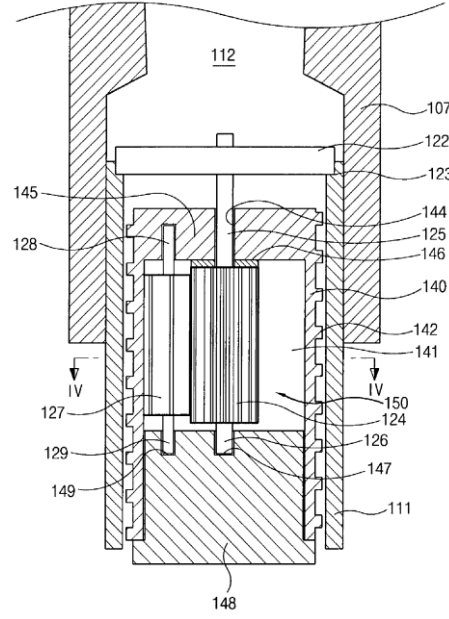
Başvuran kuruluş : LG Electronics Inc.

Başvuru tarihi : 05.15.2002

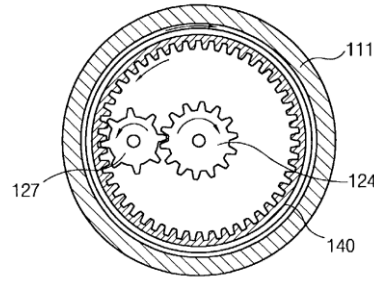
LG Electronics tarafından 05.15.2002 tarihinde başvurusu yapılan **US6666301 (B2)** numaralı “**Oil supply apparatus for hermetic compressor** ” isimli patentte düşük devirlerde yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [8]

Geliştirilen tasarımda krank (107) ile birlikte dönen her iki ucu açık içi boş bir silindirik parça (111), krank alt ucuna sıkı geçme monte edilmektedir. Silindirik parçanın içine yerleştirilen yağ emme aparatının (142) dış yüzeyi ile silindirik parçanın iç yüzeyi arasında boşluk bulunmaktadır. Emme aparatının dış yüzeyi spiral yağ akış patikalarından oluşmaktadır. Gerçekleştirilen tasarımda kompresörün çalışması sırasında emme aparatı ile silindirik parça birbirine zıt yönde dönmektedir. Bu sayede kompresörün yağ emme kapasitesinde artış sağlanmaktadır. Şekil 3.5’ te emme aparatı ve silindirik parça uygulamasının genel görünümü sunulmaktadır.

Kompresörün çalışması sırasında emme aparatı ile silindirik parçanın birbirine zıt yönde dönebilmesi için emme aparatı içerisinde dişli bir mekanizma tasarlanmaktadır. Bu doğrultuda güneş dişlisi, planet dişlisi, destek parçaları ve askı kullanılmaktadır. Silindir iç kısmında bulunan askıya (122) monte edilen güneş dişlisi (124) emme aparatının merkezinde bulunmaktadır. Krank milinin (107) dönme hareketi sırasında güneş dişlisi ile silindirik parça aynı yönde dönmektedir. Planet dişlisi (127) ise güneş dişlisi ile emme aparatının (140) iç yüzeyine oturacak şekilde tasarlanmaktadır. Bu doğrultuda silindirik parçanın iç yüzeyinde dişler açılmaktadır. Planet dişlisi dönme hareketinin güneş dişlisinden emme aparatına aktarılmasını sağlamaktadır. Bu sayede emme aparatı ile silindirik parça ters yönlerde dönme hareketi gerçekleştirmektedir. Şekil 3.6’ da emme aparatı, silindirik parça ve dişlilerin dönme yönlerinin genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.5 : Emme aparatı ve silindirik parça uygulamasının genel görünümü [8]



Şekil 3.6 : Emme aparatı, silindirik parça ve dişlilerin dönme yönlerinin genel görünümü [8]

Güneş dişlisinin dönmesini sağlayan mil alt tarafta destek elemanına, üst tarafta ise askıya bağlanmaktadır. Ayrıca güneş dişlisinin üst kısmı ile destek parçası arasında mil yatağı (146) bulunmaktadır.

Dönme hareketi sırasında planet dişlisi ile güneş dişlisi destek elemanı (148) tarafından sabitlenmiştir. Destek elemanı emme aparatının alt bölümünde iç yüzeyine temas edecek şekilde monte edilmektedir.

Gerçekleştirilen tasarım ile birlikte emme aparatı ile silindirik parça arasındaki ters yönlü dönme hareketi kompresörün yağ emme kapasitesinde artış sağlamaktadır.

Bu patent çalışması diğer sabit silindirik parça uygulamalarına göre ters yönde dönme hareketi yapması sebebi ile daha etkili yağ çıkışı sağlayacağı düşünülmektedir.

3.5 US6866123 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor

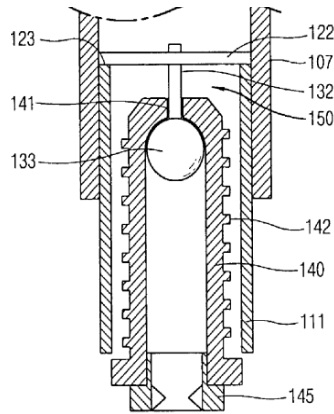
Buluş sahibi : J. Kim

Başvuran kuruluş : LG Electronics

Başvuru tarihi : 05.15.2002

LG Electronics tarafından 05.15.2002 tarihinde başvurusu yapılan **US6866123 (B2)** numaralı “**Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor**” isimli patentte düşük devirlerde yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [9]

Geliştirilen tasarımda krank (107) ile birlikte dönen her iki ucu açık içi boş bir silindirik parça (111), krank alt ucuna sıkı geçme monte edilmektedir. Silindirik parçanın içine yerleştirilen yağ emme aparatının dış yüzeyi (142) ile silindirik parçanın iç yüzeyi arasında boşluk bulunmaktadır. Kompresörün çalışması sırasında emme aparatı (140) sabit kalmakta silindirik parça ise krank miliyle aynı yönde dönmektedir. Emme aparatının dış yüzeyi spiral yağ akış patikalarından oluşmaktadır. Bu sayede kompresörün yağ emme kapasitesinde artış sağlanmaktadır. Şekil 3.7’ de emme aparatı ve silindirik parça uygulamasının genel görünümü sunulmaktadır.

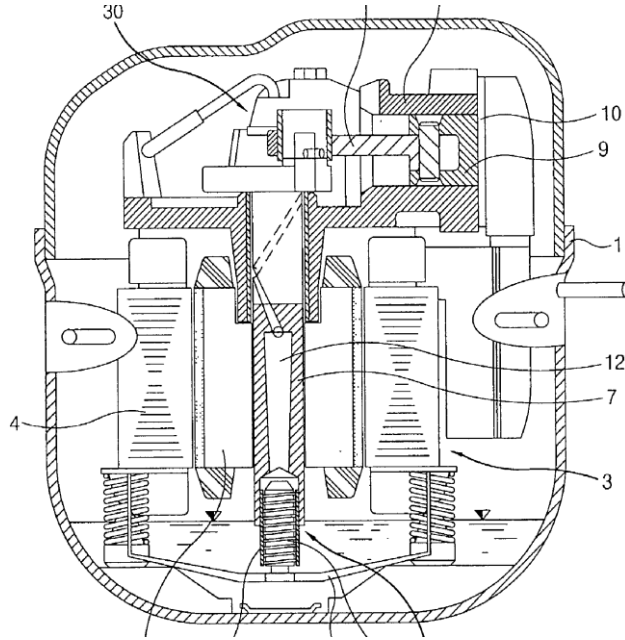


Şekil 3.7 : Emme aparatı ve silindirik parça uygulamasının genel görünümü [9]

Kompresörün çalışması sırasında titreşim meydana gelmektedir. Emme aparatının dış yüzeyi ile silindirik parça iç yüzeyi arasındaki boşluk bu titreşimlerden etkilenmektedir. Bu durum kompresörün yağ emme kapasitesini azaltmaktadır. Bu bağlamda kompresör parçaları ve yataklar yeterli seviyede yağlanamamakta, yataklarda aşınma ortaya çıkmaktadır. Bunun yanında yağlama ile yeterli soğutma sağlanamadığından kompresör performansı olumsuz yönde etkilenmektedir.

Tüm bu durumlar göz önüne alınarak emme aparatı, braket (14) yardımı ile desteklenmektedir. Esnek bir yapıya sahip olan braket, orta noktasından emme aparatının alt kısmına monte edilmektedir. Braketin her iki ucu statora sabitlenmektedir. Böylece silindirik parça ile yağ emme aparatı arasındaki boşluk sabit tutulmaktadır. Şekil 3.8’ de emme aparatına braket uygulaması sunulmuştur.

Geliştirilen tasarımda emme aparatı üst kısmında bulunan top (133) ile sabit tutulmaktadır. Silindirik parçanın çapı boyunca uzanan tutucu parça (122), ara parça (132) vasıtası ile topa bağlanmaktadır. Bu tasarımda top pürüzsüz bir yapıya sahiptir. Çünkü emme aparatı ile top arasındaki sürtünme kuvvetinin en düşük seviyede tutulması tasarımın amacına ulaşabilmesi açısından kritiktir.



Şekil 3.8 : Kompresörde emme aparatına braket uygulamasının genel görünümü [9]

3.6 US6450785 Oil Pump For A Hermetic Compressor

Buluş sahibi : F. Dellby, C.Zonta

Başvuran kuruluş : Zanussi

Başvuru tarihi : 04.06.1999

EP0728946 (B1) patent numaralı, “Oil Pump For A Hermetic Compressor” isimli, 04 Haziran 1999 tarihinde başvurusu gerçekleştirilmiş patentte, Zanussi firması tarafından tasarlanmış yağlama aparatı anlatılmaktadır. Yağlama aparatı tasarımı ile 800 rpm’ de kompresör için yeterli yağlama sağlayabilmek amaçlanmaktadır. [10]

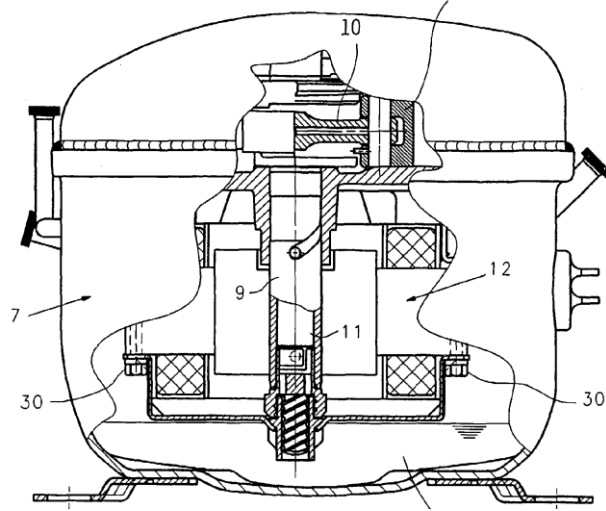
This cross-sectional view shows a medical device assembly. A central shaft (18) is surrounded by a fluid reservoir (14) containing a fluid (16). The shaft is connected to a handle assembly (10) at the top. The handle assembly includes a trigger (22) and a control knob (20). The shaft is secured by a locking mechanism (24) and a spring (26). The shaft is also connected to a cable (30) and a connector (32). The device is mounted on a base (12) with a support structure (34) and a mounting bracket (36). The base is secured by a screw (28).

Patent dahilinde krank mili içerisine yerleştirilen parçanın destek kolları (26,28) yardımı ile statora (22) sabitlendiği belirtilmektedir. Ayrıca destek kolları ile stator arasında stator yüzeyini saracak şekilde bir kılıf (24) geçirildiği ve bu kılıf vasıtası ile destek kollarının statora bağlandığı belirtilmektedir. Ancak stator yüzeyinde bulunan kılıftan istemler içerisinde bahsedilmemektedir.

Buluş sahibi : R. Luca
Başvuran kuruluş : Zanussi
Başvuru tarihi : 20.01.1996

24

Tasarlanan sistemde krank içi boş şekilde bir form verilmiş ve bu boş kısma dış yüzeyi helisel kanallara sahip bir yağlama aparatı monte edilmektedir. Krankın dönmesiyle birlikte yağ merkezkaç kuvvet ve viskoz etkiler sebebiyle helisel kanalda ilerlemeye başlamaktadır. Şekil 3.10’ da tasarımı gerçekleştirilen yağlama sistemi gösterilmektedir.



Şekil 3.10 : Zanussi firmasının tasarladığı yağlama aparatı [11]

Patent dahilinde krank mili içerisine yerleştirilen parçanın destek kolları yardımı ile gövdeye sabitlendiği belirtilmektedir.

Patent dahilinde deneysel çalışmalar sonucunda üzerinde helisel kanallar bulunan ve krank mili içerisinde durağan olarak yerleştirilen yağlama aparatı tasarımı ile kompresör için 1000-1200 rpm de yeterli yağlamanın gerçekleştirdiği belirtilmektedir.

3.8 WO9322557 Oil Pump For A Variable Speed Hermetic Compressor

Buluş sahibi : K. Manfraed, W. Nilson

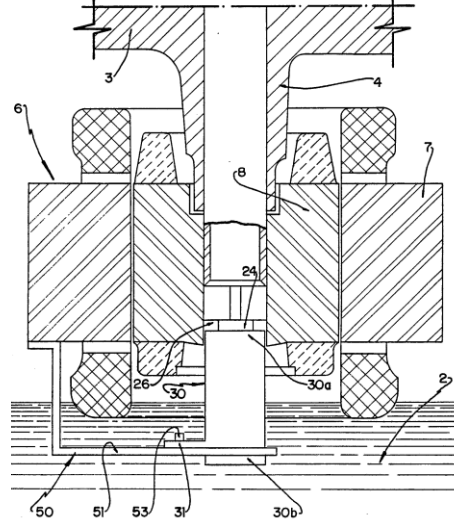
Başvuran kuruluş : Embraco

Başvuru tarihi : 29.04.1993

WO 9322557 (A1) patent numaralı, “**Oil Pump For A Variable Speed Hermetic Compressor**” isimli 29 Nisan 1993 tarihinde başvurusu yapılan patentte, Embraco firması tarafından tasarlanmış yağlama aparatı anlatılmaktadır. [12]

Tasarlanan sistemde krank içi boş şekilde bir form verilmiş ve bu boş kısma dış yüzeyi helisel kanallara sahip bir yağlama aparatı monte edilmiştir. Krankın dönmesiyle birlikte yağ merkezkaç kuvvet ve viskoz etkiler sebebiyle helisel kanalda

ilerlemeye başlamaktadır. Şekil 3.11’ de görüldüğü gibi silindirik parça statora bir parça vasıtası ile bağlanarak sabitlenmektedir.



Şekil 3.11 : Embraco firmasının tasarladığı yağlama aparatı [12]

3.9 JP60195391 Lubricating Device For Rotary Compressor

Buluş sahibi : A. Yasushi

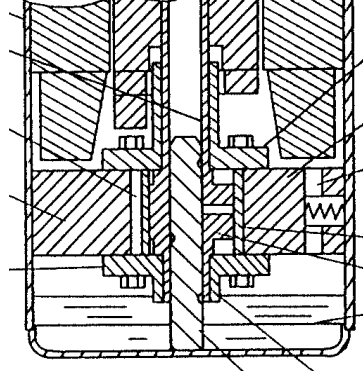
Başvuran kuruluş : Matsushita

Başvuru tarihi : 03.10.1985

JP 60195391 (A) patent numaralı, “**Lubricating Device For Rotary Compressor**” isimli 1985 Ocak 1985 tarihinde yayınlanmış patentte, Matsushita firması tarafından tasarlanmış yağlama aparatı anlatılmaktadır. [12]

Tasarlanan sistemde kranka içi boş şekilde bir form verilmiş ve bu boş kısma dış yüzeyi helisel kanallara sahip bir yağlama aparatı monte edilmiştir. Krankın dönmesiyle birlikte yağ merkezkaç kuvvet ve viskoz etkiler sebebiyle helisel kanalda ilerlemeye başlamaktadır. Şekil 3.12’ de tasarımı gerçekleştirilen yağlama sistemi gösterilmektedir.

1985 yılında yayınlanan yağlama aparatı tasarımının patent koruma süresinin dolması sebebi ile silindirik parça uygulamasının alternatif tasarımlarlarda kullanılabileceği belirlenmiştir.



Şekil 3.12 : Matsushita firmasının tasarladığı yağlama aparatı [12]

3.10 JP60119389 Sealed Type Compressor

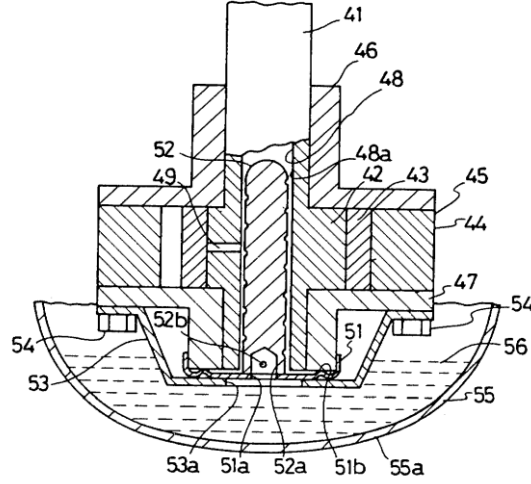
Buluş sahibi : K. Isao
Başvuran kuruluş : Samsung
Başvuru tarihi : 26.06.1985

JP 60119389 (A) patent numaralı, “**Sealed Type Compressor**” isimli, 26 Haziran 1985 tarihinde yayınlanmış patentte, Samsung firması tarafından tasarlanmış yağlama aparatı anlatılmaktadır. [13]

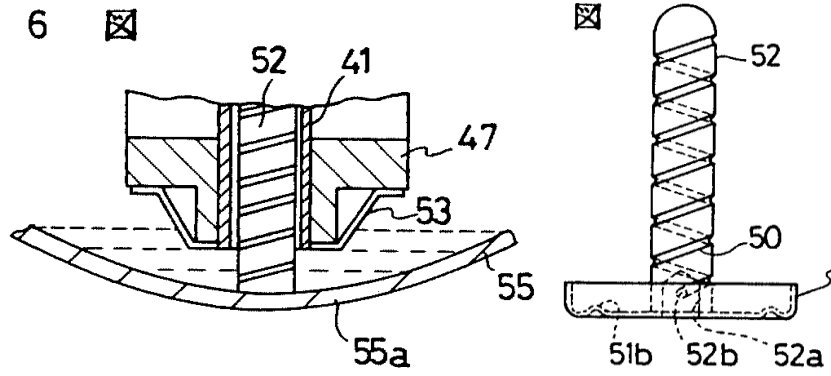
Tasarlanan sistemde kranka içi boş şekilde bir form verilmiş ve bu boş kısma dış yüzeyi helisel kanallara sahip bir yağlama aparatı (52) monte edilmiştir. Krankın dönmesiyle birlikte yağ merkezkaç kuvvet ve viskoz etkiler sebebiyle helisel kanalda ilerlemeye başlar. Şekil 3.13’ te tasarımı gerçekleştirilen sistem gösterilmiştir.

Sonuç olarak, üzerinde helisel kanallar bulunan ve krank mili içerisinde durağan olarak yerleştirilen yağlama aparatı sayesinde çok düşük krank devirlerinde yağın muhafaza tabanından emilerek yataklara iletilebilmektedir.

Tez kapsamında incelenen Danfoss firmasının EP0815360 (B1) numaralı patenti ile LG firmasının US7367784 (B2) numaralı patentleri Samsung firmasının bu patentinden X almışlardır. Ancak 1985 yılında başvurusu yapılan yağlama aparatı tasarımının patelent koruma süresinin dolması sebebi ile silindirik parça uygulamasının alternatif tasarımlarda kullanılabileceği, raporda sunulan Danfoss ve LG firmalarına ait patentlerin ise yağ emme aparatının bağlama tasarımı farklılıkları ile patentlenebildiği belirlenmiştir.



Şekil 3.13 : Samsung firmasının tasarladığı yağlama aparatı [13]



Şekil 3.14 : Gerçekleştirilen yağlama aparatı tasarımının detaylı görünümü [13]

3.11 GB768058 Lubricating Device For A Motor-Driven Air Compressor

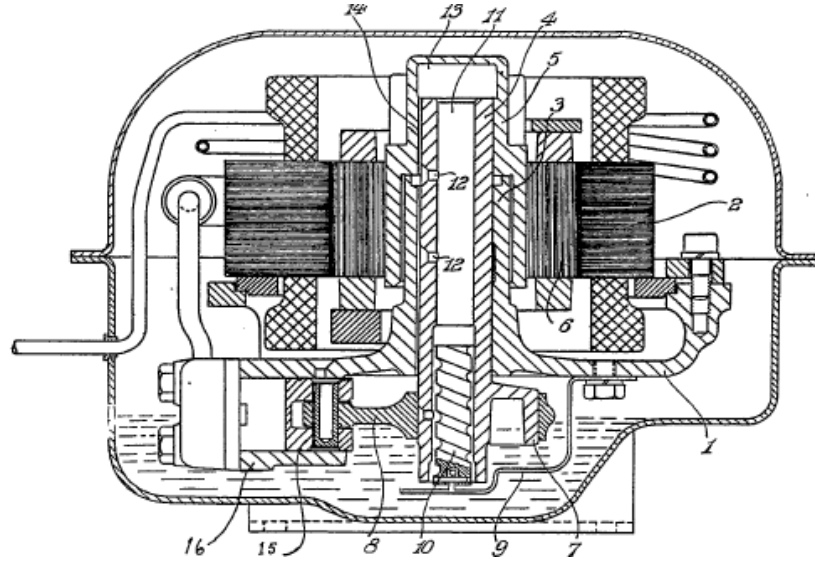
Buluş sahibi : H. Teves, E. A. Teves

Başvuran kuruluş : -

Başvuru tarihi : 02.10.1955

GB768058 (A) patent numaralı, “**Lubricating Device For A Motor-Driven Air Compressor**” isimli, 02 Ekim 1955 tarihinde yayınlanmış bireysel başvuruda yağlama aparatı tasarlanmıştır. [14]

Tasarlanan sistemde kranka içi boş şekilde bir form verilmiş ve bu boş kısma dış yüzeyi helisel kanallara sahip bir yağlama aparatı (10) monte edilmiştir. Krankın dönmesiyle birlikte yağ merkezkaç kuvvet ve viskoz etkiler sebebiyle helisel kanalda ilerlemeye başlar. Şekil 3.15’ te tasarımı gerçekleştirilen sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.15 : Tasarlanan yağlama aparatının genel görünümü [14]

Sonuç olarak, üzerinde helisel kanallar bulunan ve krank mili içerisinde durağan olarak yerleştirilen yağlama aparatı sayesinde çok düşük krank devirlerinde yağın muhafaza tabanından emilerek yataklara iletilebilmektedir.

LG firmasının US7367784 (B2) nolu patenti, bu patentten X almıştır. Ancak 1955 yılında başvurusu yapılan yağlama aparatı tasarımının patent koruma süresinin dolması sebebi ile silindirik parça uygulamasının alternatif tasarımlarda kullanılabileceği, tez kapsamında incelenen LG firmasına ait patentin ise yağ emme aparatının bağlama tasarımı farklılıkları ile patentlenebildiği belirlenmiştir.

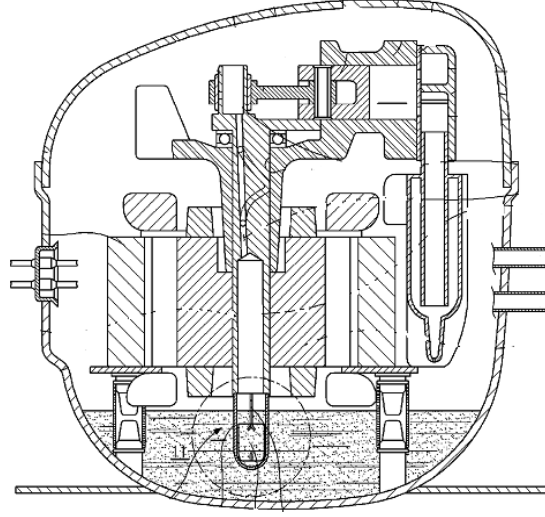
3.12 WO2007043754 Variable Capacity Compressor

Buluş sahibi : S. J. Park

Başvuran kuruluş : Samsung

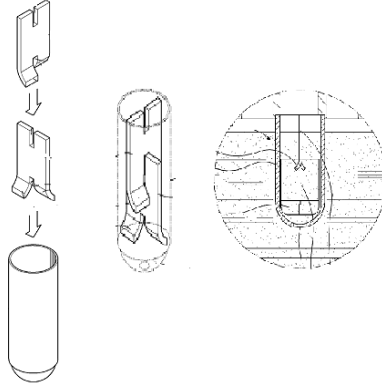
Başvuru tarihi : 18.09.2006

Samsung tarafından 18.09.2006 tarihinde başvurusu yapılan WO2007043754 (A1) numaralı “Variable Capacity Compressor” isimli patentte düşük devirlerde yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. Sistemin genel görünümü Şekil 3.16’ da sunulmaktadır. [15]



Şekil 3.16 : Samsung yağlama aparatı [15]

Geliştirilen tasarımda yağlama aparatı iç içe geçmeli bir mekanizmadan oluşmaktadır. Kranka bağlı içi boş silindirik parça içerisine pervane şeklinde yağlama aparatları monte edilmektedir. Dolayısıyla, krank hareketine başladığı andan itibaren silindirik parça dönmekte ve pervane şeklinde yağlama aparatı da hareketine başlamaktadır. Bu sayede kompresörün çalışması sırasında yağ daha etkili bir şekilde yukarıya taşınmaktadır. Geliştirilen tasarımın genel görünümü Şekil 3.17’ de sunulmaktadır.



Şekil 3.17 : Yağlama aparatının açık gösterimi [15]

3.13 US6416296 Reciprocating Hermetic Compressor

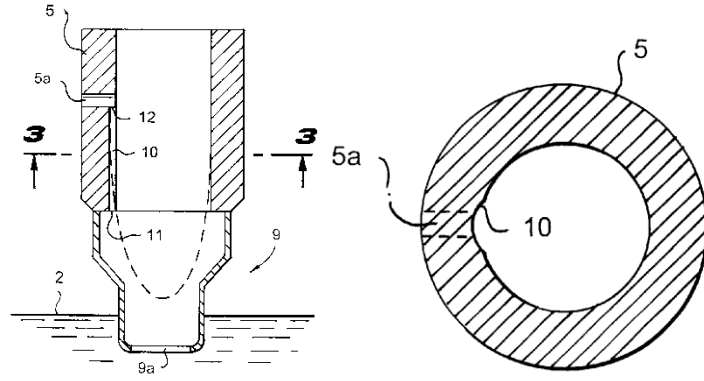
Buluş sahibi : E. P. Nunes, D. E. B. Lilie, A. Manke

Başvuran kuruluş : Embraco

Başvuru tarihi : 06.22.2000

Embraco tarafından 06.22.2000 tarihinde başvurusu yapılan US6416296 (B1) numaralı “Reciprocating hermetic compressor” isimli patentte geliştirilen krank mili tasarımları üzerinde durulmaktadır. [16]

Geliştirilen yeni tasarımda, krank (5) iç çapını artırmak amacı ile krank iç yanıl alanına bir kanal (10) açılmaktadır. Kanal yağ emme borusundan, krank mili radyal deliğine (5a) uzanmaktadır. Ayrıca, krank iç yanıl alanına açılmış delik, yukarı doğru krank ekseninden uzaklaşacak şekilde açılabilir. Bu sayede daha etkili bir yağlama sağlandığı patent dahilinde belirtilmektedir.



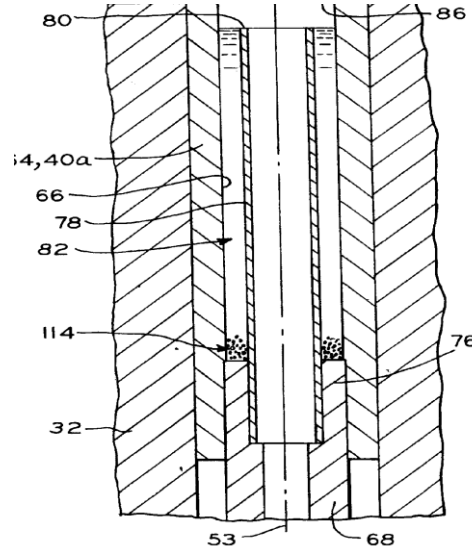
Şekil 3-18 : Krank iç yüzeyine açılan aksel kanal [16]

3.14 US6527085 Lubricating System For Compressor

Buluş sahibi : S. J. Park
Başvuran kuruluş : Tecumseh
Başvuru tarihi : 14.11.2000

Tecumseh tarafından 14.11.2000 tarihinde başvurusu yapılan **US6527085 (B1)** numaralı “**Lubricating System For Compressor**” isimli patentte yağlama sistemini geliştiren tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [17]

Tasarlanan sistemde krank içine yağ rezervuarı (114) yapılmıştır. Sistem durduğu anda yağın bir kısmı bu rezervuarda toplanmakta ve kompresör çalışmaya başladığı anda yağlanması gereken sistemlere ilk olarak bu rezervuardan yağ sağlanmaktadır. Dolayısıyla yağ yataklara daha kısa sürede ulaşabilmektedir. Şekil 3.19’ da sistemin genel görünümü ve yağ rezervuarları sunulmaktadır.



Şekil 3.19 : Sistemin genel görünümü ve yağ rezervuarları [17]

Bu sistemde ek olarak, yağ içinde çözünmüş gazın yağlama içerisinde buharlaşması, dolayısıyla gaz cepleri oluşturarak yağ kanalları tıkama olasılığına karşın krank üzerine havalandırma deliği (98) açılmıştır.

Bu yağlama sisteminde yağ rezervuarı tasarlanılarak kompresörün ilk çalışması esnasında daha hızlı bir şekilde yağlanmasını sağlamaktadır. Kompresörün ilk kalkışı sırasında oluşabilecek aşınmalar azaltılmakta bu da kompresör ömrünü ve COP değerini olumlu yönde etkilemektedir.

3.15 WO2009092147 Oil Pump For A Refrigeration Compressor

Buluş sahibi : N. Wagner, S. L. Maganhoto

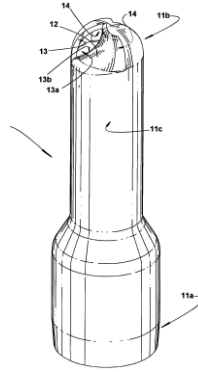
Başvuran kuruluş : Whirlpool

Başvuru tarihi : 21.01.2009

Whirlpool tarafından 21.01.2009 tarihinde başvurusu yapılan **WO2009092147 (A1)** numaralı “**Oil pump for a refrigeration compressor**” isimli patentte yağlama sistemini geliştiren tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [18]

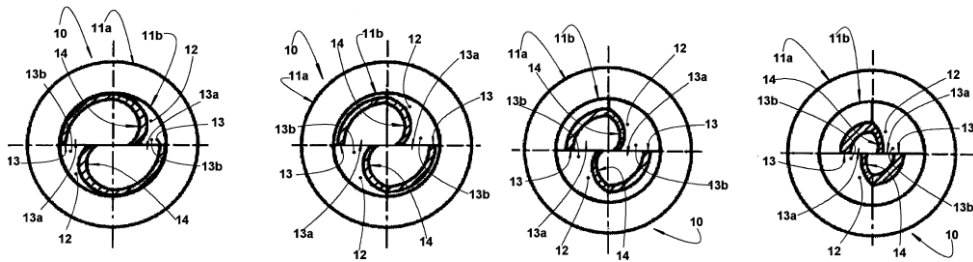
Sistemde yağ pompası girişinde gerçekleştirilen tasarımlar ile yağ emişini arttırmak amaçlanmıştır. Tasarımda yağ pompasının, yağ içerisine daldırılan uç kısmına yarım küre formu verilmektedir. Yağ girişini sağlamak amacı ile küresel form üzerinde açıklık bulunmaktadır. Açıklık milin dönüş yönüne ters şekilde konumlandırılmaktadır. Bu sayede dönme hareketi sırasında yağın açıklıktan girişi sağlanmaktadır. Ayrıca yarım küre içerisine içe bükülü form verilmiş kanatçıklar

yerleştirilmektedir. Kanatçıklar iki adet olup, kanatçıklar sayesinde akış yönüne ters yönde konumlanan iki açıklık oluşturulmaktadır. Milin dönmesi sırasında yağ pompası içerisine giren yağın akışı toplayıcı yüzey ile kolaylaştırılmaktadır. Yağ açıklıktan girdikten sonra içe bükülü kanatçığın iç yüzeyi boyunca akış gerçekleştirilmektedir. Gerçekleştirilen tasarım sayesinde yağ pompasının yağ emme kapasitesinin artacağı patent dahilinde belirtilmektedir. Şekil 3.20’ de geliştirilen tasarımın genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.20 : Geliştirilen tasarımın genel görünümü [18]

Geliştirilen tasarımda içe bükülü kanatçıkların boyutlarının değiştirildiği alternatif tasarımlar üzerinde durulmaktadır. Bu tasarımlar ile en fazla yağlamanın yapıldığı optimum boyut tasarımı yapılmaya çalışılmaktadır. Ancak patent dahilinde en yüksek kapasitede yağlama yapılan kanatçık boyutları ile ilgili herhangi bir bilgi verilmemektedir. Şekil 3.21’ de geliştirilen tasarımda alternatif kanatçık geometrileri sunulmaktadır.



Şekil 3.21 : Geliştirilen tasarımda alternatif kanatçık geometrileri [18]

3.16 US20030010573 (A1) Oil Pickup Apparatus For Hermetic Compressor

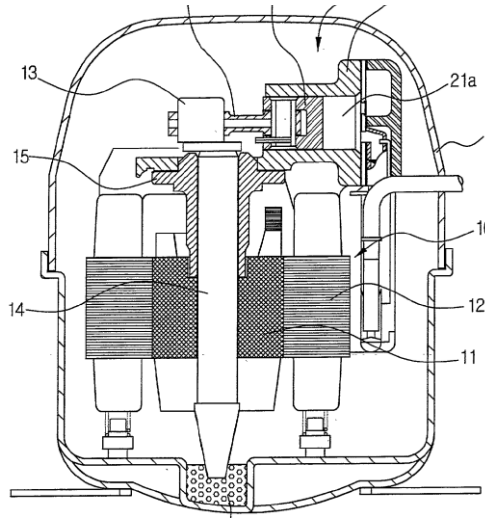
Buluş sahibi : Y. Kueon

Başvuran kuruluş : -

Başvuru tarihi : 04.03.2002

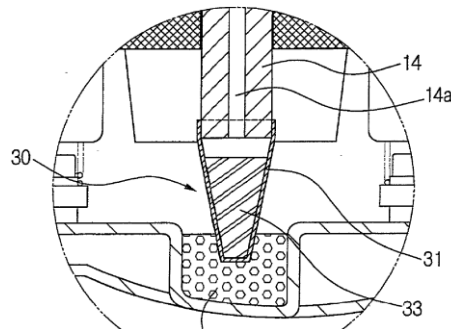
Young-Su Kueon tarafından 04.03.2002 tarihinde başvurusu yapılan **US20030010573 (A1)** numaralı “**Oil Pickup Apparatus For Hermetic Compressor**” isimli patentte yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [19]

Geliştirilen tasarımda yağ derinliğinin artmasını sağlamak amacı ile alt muhafazada yağın toplanabileceği bir hazne oluşturulmaktadır. Şekil 3.22’ de alt muhafazada hazne uygulamasının genel görünümü sunulmaktadır.



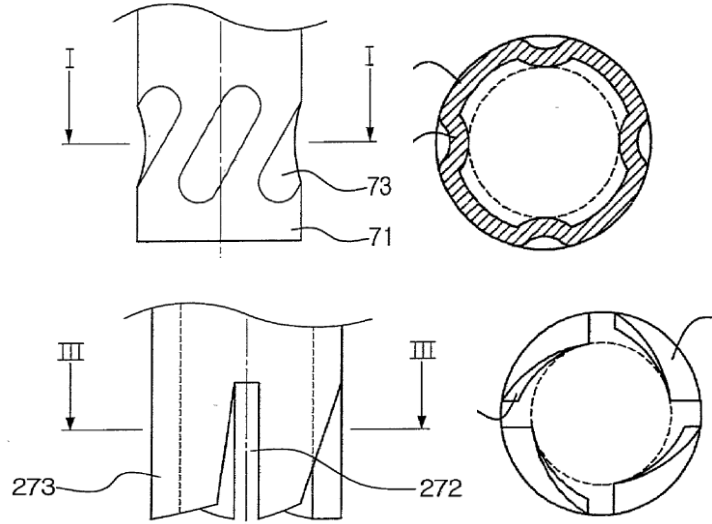
Şekil 3.22 : Alt muhafazada hazne uygulamasının genel görünümü [19]

Yağ emme borusu (31) için gerçekleştirilen alternatif tasarımlar ile birlikte yağın santrifüj kuvvet etkisi ile yukarılara daha verimli taşınması amaçlanmaktadır. Bu doğrultuda yağ emme borusu alt kısmına konik bir yağ emme aparatı monte edilmektedir. Yağ emme aparatının iç yüzeyinde helisel dişler açılmaktadır. Yağ emme aparatı ile emilen yağ, yağ emme deliğine (14a) aktarılmaktadır. Şekil 3.23’ te yağ emme aparatı tasarımının genel görünümü sunulmaktadır.



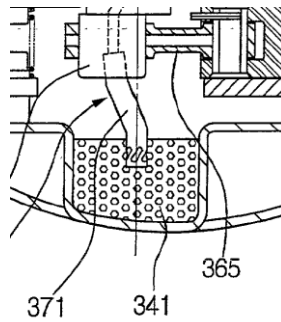
Şekil 3.23 : Yağ emme aparatı tasarımının genel görünümü [19]

Gerçekleştirilen alternatif tasarımlarda farklı geometrilerde emme aparatı tasarımları gerçekleştirilmiştir. Alternatif tasarımlarla birlikte üretim maliyetlerinde artışın görüldüğü ancak emilen yağ miktarının arttığı belirtilmektedir. Şekil 3.24’ te gerçekleştirilen 2 alternatif tasarımın genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.24 : Alternatif tasarımın genel görünümü [19]

Patent dahilinde bir diğer emme aparatı uygulaması ise eksantrik mil üzerinde gerçekleştirilmektedir. Gerçekleştirilen tasarımda kompresör ters çevrilmiştir. Eksantrik mil üzerine monte edilen yağ emme aparatı ile yağ emişi sağlanmaktadır. Bu tasarımda yağ emme aparatının yağ içerisinde kalan kısmı krank mili ekseninde bulunmaktadır. Bu sayede krank milinin dönmesi sırasında yağ içinde kalan parça eksen etrafında dönme hareketi yapmaktadır. Patent dahilinde gerçekleştirilen bu tasarım ile daha verimli bir yağlama elde edildiği belirtilmektedir. Şekil 3.25’ te eksantrik mil üzerinde yağ emme aparatı uygulamasının genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.25 : Eksantrik mil üzerinde yağ emme aparatı uygulamasının genel görünümü [19]

3.17 US7021425 Closed Type Electric Compressor

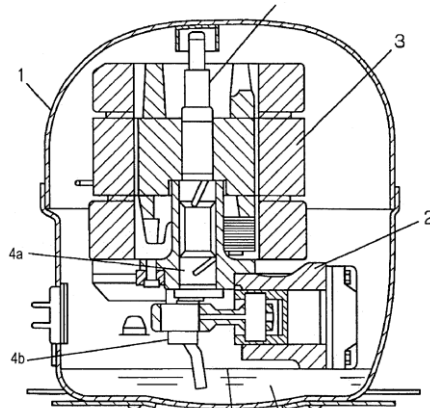
Buluş sahibi : K. Noguchi, A. Kubota, M. Osaka, M. Motegi, H. Nishihara

Başvuran kuruluş : Matsushita Refrigeration Company

Başvuru tarihi : 27.03.2003

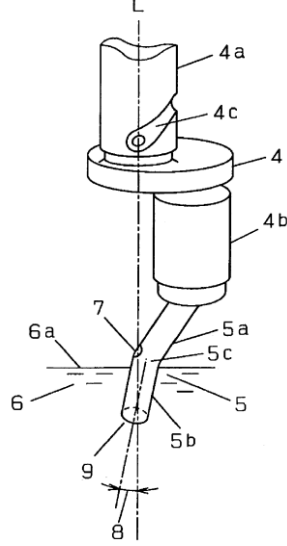
Matsushita firması tarafından 27.03.2003 tarihinde başvurusu yapılan **US7021425 (B2)** numaralı “**Closed Type Electric Compressor**” isimli patentte düşük devirlerde yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. Şekil 3.26’ da sistemin genel görünümü gösterilmiştir. [20]

Patent dahilinde düşük devirde çalışma durumunda yeterli yağlamayı sağlayabilmek amacı ile elektrik motoru üste, mekanik kısım aşağıya yerleştirilerek, basma yüksekliğini azaltmak dolayısıyla düşük devirlerde yağlama yapabilmek amaçlanmaktadır. Bu doğrultuda kompresör ters çevrilmektedir. Eksantrik mil üzerine monte edilen yağ emme aparatı ile yağ emişi sağlanmaktadır. Bu tasarımda yağ emme aparatının yağ içerisinde kalan kısmı krank mili ekseninde bulunmaktadır. Bu sayede krank milinin dönmesi sırasında yağ içinde kalan parça eksenini etrafında dönme hareketi yapmakta ve türbülans sonucu ortaya çıkabilecek ses probleminin önüne geçilmektedir.



Şekil 3.26 : Sistemin genel görünümü [20]

Patent dahilinde gerçekleştirilen bu tasarım ile daha verimli bir yağlama elde edildiği belirtilmektedir. Şekil 3.27’ de eksantrik mil üzerinde yağ emme aparatı uygulamasının genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.27 : Eksantrik mil üzerinde yağ emme aparatı uygulamasının genel görünümü [20]

3.18 US2005271532 Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor

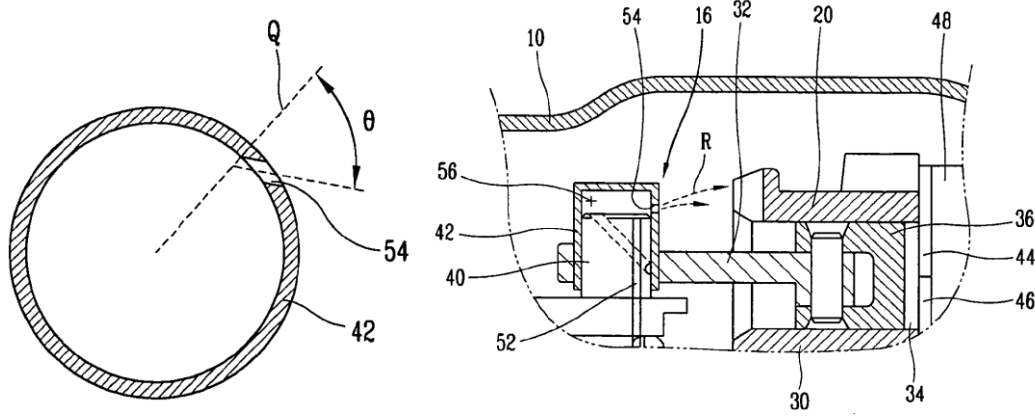
Buluş sahibi : M. Chung , K. An , J. Kim , J. Lee , H. Rew

Başvuran kuruluş : LG Electronics Inc.

Başvuru tarihi : 04.25.2005

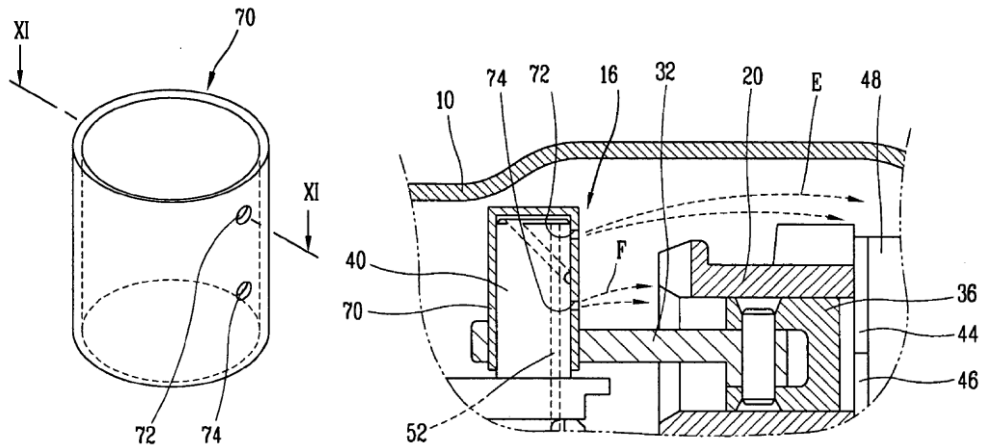
LG Electronics tarafından 04.25.2005 tarihinde başvurusu yapılan **US2005271532 (A1)** numaralı “**Oil supply apparatus for hermetic compressor** ” isimli patentte düşük devirlerde yataklara yeterli miktarda yağ temin edebilen yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. [21]

Kompresörün çalışması sırasında piston silindir yatağının yağlanması kritik bir önem taşımaktadır. Geliştirilen tasarımda eksantrik mil (40) dış yüzeyine bir silindirik parça (42) monte edilmektedir. Silindirik parça üzerinde yağ çıkış deliği (54) bulunmaktadır. Yağ çıkış deliği ile piston yağlanmaktadır. Gerçekleştirilen alternatif tasarımda yağ çıkış deliği (54) eksantrik mil merkezine göre belli bir açıya sahiptir. Bu sayede daha etkili bir yağlama sağlandığı rapor dahilinde belirtilmektedir. Şekil 3.28’ de alternatif tasarım ve yağın çıkışının genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.28 : Alternatif tasarım ve yağın çıkışının genel görünümü [21]

Diğer bir tasarımda ise kompresörün parçalarının daha etkili bir şekilde yağlanabilmesi amacı ile silindirik parça üzerinde 2. bir yağ çıkış deliği (72) oluşturulmaktadır. Patent dahilinde geliştirilen tasarımın kompresör parçalarının soğuması ile birlikte kompresör performansını arttırdığı belirtilmektedir. Şekil 3.29’ da 2. alternatif tasarım ve yağın çıkışının genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.29 : Alternatif tasarım ve yağın çıkışının genel görünümü [21]

3.19 US2009092504 Hermetic Compressor

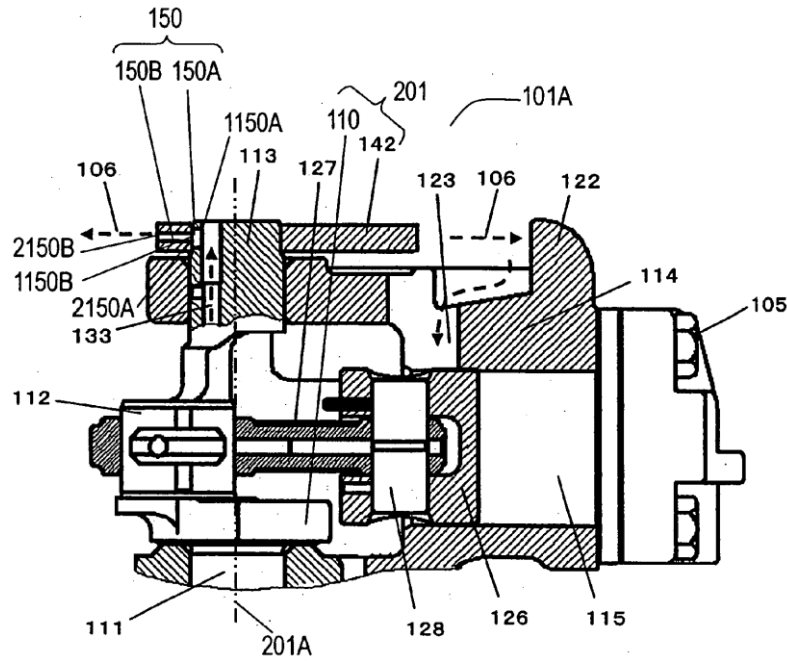
Buluş sahibi : H. Akashi, K. Tsuboi, T. Nagao

Başvuran kuruluş : -

Başvuru tarihi : 17.05.2007

Hironarl Akashi ve diğerleri tarafından 17.05.2007 tarihinde başvurusu yapılan **US20090092504 (A1)** numaralı “ **Hermetic compressor** ” isimli patentte yağ emme aparatına yönelik tasarımlar üzerinde durulmaktadır. Şekilde tasarımı gerçekleştirilen kompresörün genel görünümü sunulmaktadır. [22]

Tasarlanan yağlama aparatında, krank mil deliğinden yükselen yağın kompresör parçalarını daha etkili bir şekilde yağlayabilmesi için alternatif tasarımlar üzerinde durulmaktadır. Tasarımda, krank mili deliğine eksenine dik olacak şekilde bir kanal (150A) açılmaktadır. Dengeleyici parka, üzerindeki 2. kanal (150B) vasıtası ile kompresör muhafazası içerisine açılmaktadır. 1. ve 2. kanalın boyut ve geometrileri değiştirilerek alternatif tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Mevcut tasarım ile kompresör muhafazası içerisine yağın saçılmasının arttırıldığı ve daha düşük devirlerde yağlamanın gerçekleştirildiği belirtilmiştir. Şekil 3.30' da tasarlanan sistemin genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.30 : Yağlama aparatı ve sistemin parçaları [22]

Mevcut tasarımda 1. kanalın çapının 2. kanalın çapının 1,5 katından daha büyük bir değerde olduğu belirtilmiştir. Ayrıca 2. kanal uzunluğunun iç çap değerinin 2 katından daha az olması durumunda yağın saçılmayarak kanal çıkış yüzeyinden (2150B) aşağıya akacağı belirtilmektedir. Bu şartlar doğrultusunda 1. kanal için 3mm çap ve 2mm uzunluk, 2. kanal için ise 1,5 mm çap ve 4mm uzunluk belirlenmiştir. Alternatif tasarım olarak 2. kanal veya her iki kanal birden konik olarak tasarlanmıştır. Tüm tasarımlarda yağın akış gerçekleştirildiği kesit alanı küçülterek yağın hızının arttırılması amaçlanmıştır. Şekil 3.31' de gerçekleştirilen tasarımların genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 3.31 : Gerçekleştirilen tasarımların genel görünümü [22]

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Kurulan deney düzeneğinde kompresör alt ve üst muhafazası şeffaf bir malzemeden üretilmektedir. Alt ve üst muhafazanın bağlantı bölgesinde kaçakların önlenmesi amacı ile o-ring kullanılmaktadır. Kompresörün çalışması sırasında stroboskop dönme hızına bağlı olarak ayarlanır ve belirlenen dönüş hızındaki yağlama kamera vasıtası ile kaydedilir. Kompresörün farklı dönme hızlarında çalışması motor sürücü vasıtasıyla sağlanmaktadır. Farklı yağ sıcaklıklarında deneylerin gerçekleştirilmesi için de kompresörün alt kısmına yerleştirilen ısıtıcı, PID (Proportional-Integral-Derivative) ile kontrol edilerek sistem istenen sıcaklığa getirilmektedir. Sıcaklık alt muhafazaya yerleştirilen termokupllar vasıtası ile deneyler sırasında kontrol edilmektedir. Deney düzeneği Şekil 4.1` de gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Deney düzeneği

Deneyler sırasında krank mili üst noktasından çıkan yağ debisi belirlenmemektedir. Bu sebeple karşılaştırmalar görsel olarak krank üst ucundan çıkan yağ miktarına bakılarak değerlendirilmektedir. Mevcut kompresörde 2100 rpm` deki yağlamanın prototiplerde karşılık geldiği rpm değeri videolar ile karşılaştırılmaktadır. Bunun yanında krank mili üst noktasından ilk defa yağ çıkışının görüldüğü rpm değerleri karşılaştırılan diğer bir parametredir. İlk olarak mevcut kompresörde farklı yağ sıcaklıkları ve farklı yağ miktarları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra patent araştırmaları ve HAD analizleri doğrultusunda geliştirilen farklı tasarımlara sahip prototiplerde ölçümler yapılmıştır.

4.1 Mevcut Kompresörde Farklı Yağ Sıcaklıkları için Gerçekleştirilen Deneyler

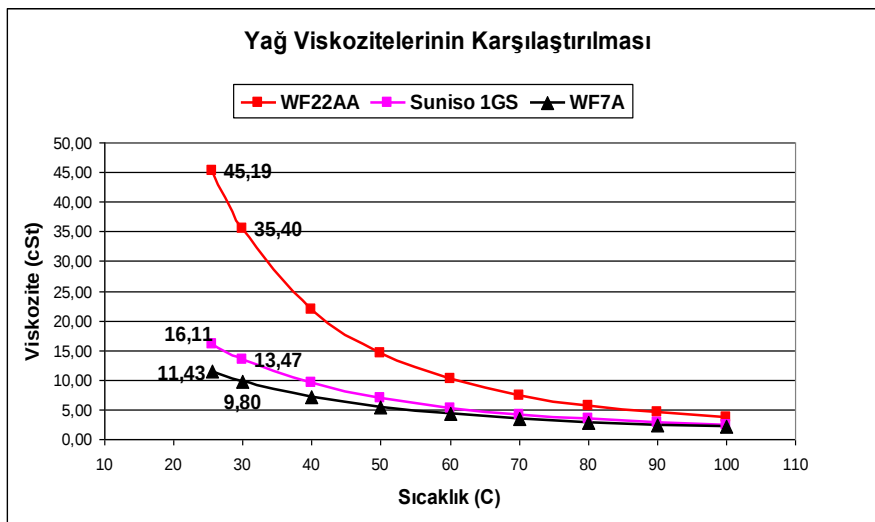
Mevcut kompresörde farklı yağ sıcaklıklarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda yağ sıcaklığının değişmesi ile birlikte değişen viskozite değerinin yağ çıkışına çok düşük oranlarda etki ettiği belirlenmiştir. Farklı sıcaklık değerlerinde yağın çıkış rpm değerleri Çizelge 4.1` de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Farklı sıcaklıklar için yağ çıkış devirleri

SICAKLIK (°C)	28,5	35	41	46	61	80
RPM	1770	1760	1760	1760	1760	1755

4.2 Mevcut Kompresörde WF22A Yağı ile Gerçekleştirilen Deneyler

Bu sonuç mevcut kompresörde kullanılan Suniso 1GSA yağı ile yapılan deneylerle karşılaştırıldığında, viskozite değişiminin yağ çıkış devrini çok düşük oranda değiştirdiği sonucuna varılmıştır. Şekil 4.2` de Suniso 1GSA yağı ile WF22A yağının viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi sunulmaktadır. Şekil 4.2` den de görüldüğü gibi 25-30 °C sıcaklık aralığında iki yağın viskozite değerleri arasında önemli bir fark görülmektedir. Bu farka rağmen **viskozite değeri yağın çıkışı için gerekli krank dönüş değerini etkilememektedir.**



Şekil 4.2 : Suniso 1GSA yağı ile WF22A yağının viskozitelerinin sıcaklıkla değişimi

4.3 Mevcut Kompresörde Farklı Yağ Miktarları ile Gerçekleştirilen Deneyler

Mevcut kompresörde 200 cc yağ kullanılmaktadır. Deneyler sırasında yağ miktarının artırılmasının yağın çıkış devrine etkisini incelemek amacı ile 250 cc ve 300 cc yağ miktarları için deneyler tekrarlanmıştır. 250 cc yağ ile gerçekleştirilen deneylerde

krank mili üst deliğinden 1660 rpm’ de, 300 cc yağda ise 1600 rpm’ de yağ çıkışı görülmüştür. Deneysel çalışmadan da görüldüğü üzere yağ miktarının artırılması krank milinin yağ içinde kalan bölümünü artırdığından yağın krank üst ucuna iletilmesi için gerekli rpm azalmaktadır. Bunun sonucunda artan yağ daldırma derinliğine bağlı olarak yağın krank üst ucundan çıkış devri düşmektedir.

4.4 Farklı Tasarıma Sahip Kompresörlerde Gerçekleştirilen Deneyler

Embraco firmasının VEMY-8C model kompresörü ile ACC firmasının HQT-99FSD model kompresörü için deneyler gerçekleştirilmiştir. VEMY model kompresörde krank mili üst noktasından ilk yağ çıkışı 1600 rpm’ de görülmektedir. ACC model kompresörde ise krank üstünden yağ çıkışı 800 rpm’ de görülmüştür. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’ te VEMY-8C ve HQT-99FSD model kompresörler gösterilmektedir.



Şekil 4.3 : VEMY-8C model kompresörün genel görünümü



Şekil 4.4 : HQT-99FSD model kompresörün genel görünümü

Kompresörler için gerçekleştirilen deney sonuçlarına bakıldığında mevcut kompresöre göre daha düşük devirlerde yağlama sağlandığı görülmektedir. Bu doğrultuda her iki kompresörün yağlamayı olumlu yönde etkileyecek tasarım farklılıkları belirlenmiştir.

Kompresörlerin krank mili çapı karşılaştırıldığında mevcut kompresörün krank çapının diğer kompresörlere göre daha küçük olduğu görülmektedir. Krank çapının

küçük olması yağın yukarı taşınmasını sağlayan merkezkaç kuvvetini azaltmakta, mevcut kompresördeki yağlamayı olumsuz yönde etkilemektedir.

Çizelge 4.2 : Krank mili çaplarının karşılaştırılması

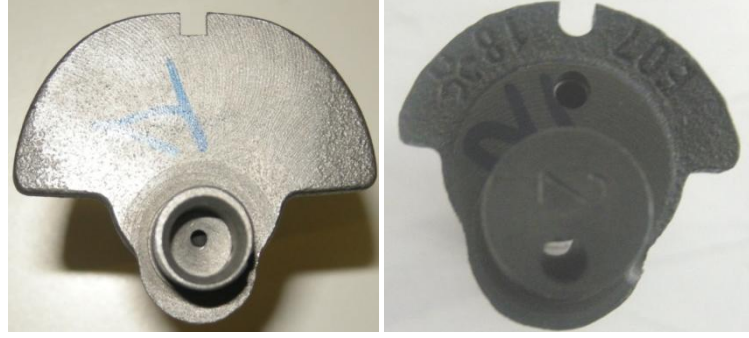
mm	VEMY 8C	HQT99FSD	VMTS120MT
Krank Dış Çapı	18	19	16

VEMY 8C model kompresörün krank mili üst yatak tasarımını, mevcut kompresörün krank mili üst yatak tasarımı ile karşılaştırdığımızda yağlamayı olumlu yönde etkilediğini belirttiğimiz merkezkaç kuvvetinin, tasarım farklılığı ile daha etkili bir şekilde kullanıldığı görülmektedir. VEMY 8C model kompresörde helisel kanal çıkış deliği krank mili içerisine delinmeden doğrudan eksantrik mile doğru delinmektedir. Mevcut kompresörde ise helisel kanal çıkış deliği krank mili içerisine doğru ilerlemektedir. Bu durumda krank mili dönme eksenine doğru ilerleyen delikte merkezkaç kuvvetine karşı iş yapmaktadır. Ayrıca helisel kanal çıkış deliğinden krank mili dönme eksenine doğru ilerledikten sonra eksantrik mile açılan yağ kanalının dönme merkezine yaklaşması merkezkaç kuvvetini de azaltmaktadır. Bu durum mevcut kompresördeki yağlamayı olumsuz yönde etkilemektedir. Şekil 4.5’ te VEMY 8C ile MTS 120MT model kompresörlerin üst yatak tasarımlarının karşılaştırılması sunulmaktadır.

VEMY 8C model kompresörün krank milindeki diğer bir farklılık mevcut kompresörde boş eksantrik mil haznesi dolu şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede eksantrik mil boyunca dönme etkisi ile yağ yukarıya taşınmaya devam etmektedir. Bu tasarım farklılığının yağlamaya olumlu yönde etkilemektedir. Şekil 4.6’ da VEMY 8C ile MTS 120MT model kompresörlerin üst yatak tasarımlarının karşılaştırılması sunulmaktadır.

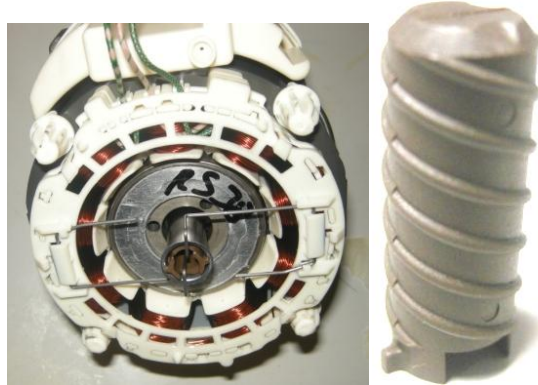


Şekil 4.5 : VEMY 8C ile MTS 120MT model kompresörlerin üst yatak tasarımlarının karşılaştırılması



Şekil 4.6 : VEMY 8C ile MTS 120MT model kompresörlerin eksantrik haznelerinin karşılaştırılması

HQT99 FSD model kompresörün krank mili giriş deliği içerisine dış yüzeyinde belli bir açığa sahip yivleri olan silindirik parça bulunmaktadır. Silindirik parça statora bağlı destek kolları ile sabitlenmektedir. Silindirik parça uygulamasının görüldüğü HQT99 FSD model kompresörde her iki kompresöre göre çok daha düşük rpm değerlerinde yağlama sağlanmaktadır.



Şekil 4.7 : HQT99 FSD model kompresörde silindirik parça uygulaması

4.5 Mevcut Kompresörde Farklı Tasarımlar için Gerçekleştirilen Deneyler

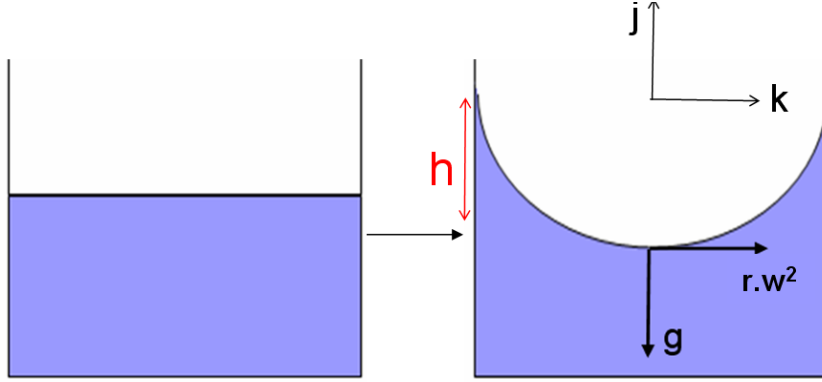
4.5.1 Mevcut Kompresörde Krank Alt Yatak Deliğinde Eksen Kaçıklığının Artırılması

Yağın krank mili içerisinden yükselmesini etkileyecek parametreleri belirleyebilmek için basit bir model üzerinden akışkanın hareketi teorik olarak incelenmiştir.

Şekil 4.8’ de görülen modelde içinde akışkan bulunan hazne eksenini etrafında döndüğünde merkezkaç kuvvetinin etkisi ile yağ, hazne yüzeyinde yükselmektedir. (4-1) numaralı denklemden yüksekliğin **eksenden kaçıklık (r) ve dönme hızı (w) parametrelerinin karesi ile doğru orantılı olduğunu görülmektedir.** Bu nedenle

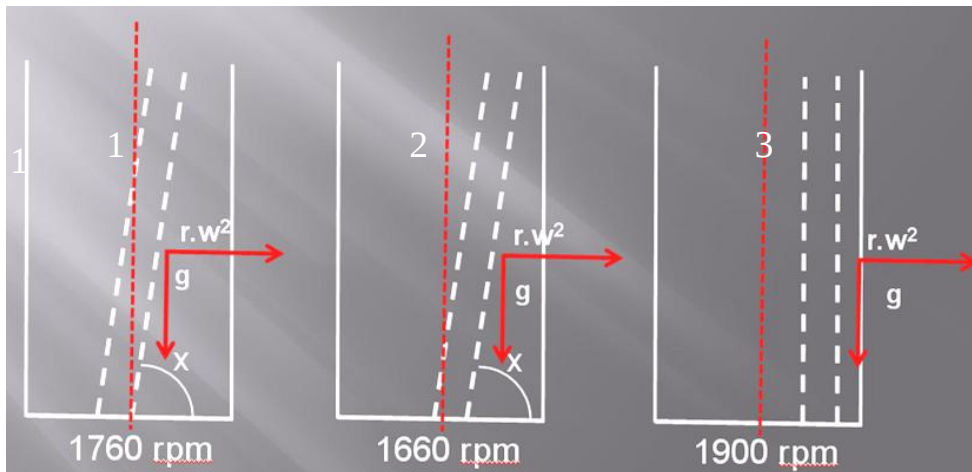
krank mili giriş deliğinin eksenden kaçıklığının artırılması yağ çıkışına olumlu yönde etki edecektir. Bu doğrultuda prototip çalışması gerçekleştirilmiştir.

$$h = \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot g} \quad (4-1)$$



Şekil 4.8 : Akışkanın hareketinin teorik olarak incelenmesi için oluşturulan model

Gerçekleştirilen deneylerde Şekil 4.9’ da 1 numaralı şekildeki mevcut krank mili giriş deliği için 2 ve 3 numaralı iki ayrı prototip çalışması gerçekleştirilmiştir. 2 numaralı prototipte deliğin açısı değiştirilmeden eksen kaçıklığının artırılması ile 1660 rpm değerinde yağ çıkışı görülmüştür. Şekil 4.9’ daki 3 numaralı prototipte ise eksen kaçıklığı artırılan krank mili giriş deliği eksene paralel bir şekilde delinmektedir. Bu prototip çalışmasında mevcut kompresörde 1760 rpm’ de gerçekleşen yağlama 1900 rpm’ de gerçekleşmektedir. Prototipte yağlama açısından daha kötü bir sonuç elde edilmesinin krank mili giriş deliğinin eksene paralel olarak açılması ile birlikte etkisi artan yerçekimi kuvvetinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Şekil 4.10’ da krank mili giriş deliğinin eksenden kaçırıldığı prototip çalışması sunulmaktadır.



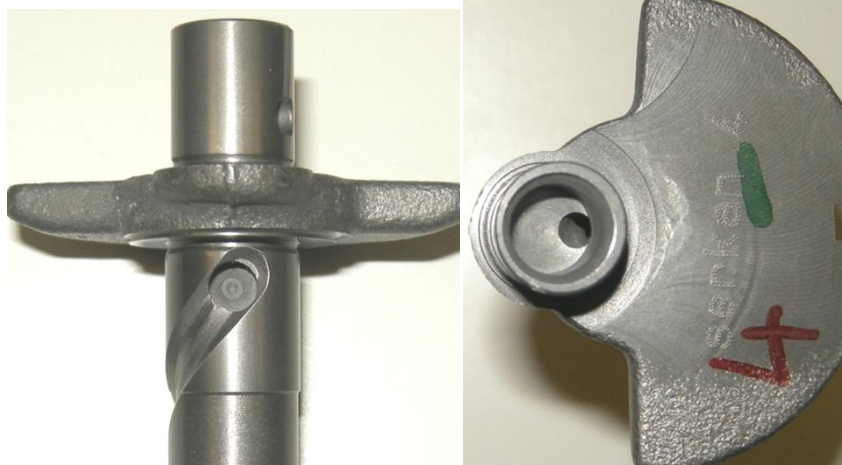
Şekil 4.9 : Krank mili giriş deliğinin eksenden kaçırılması



Şekil 4.10 : Krank mili giriş deliğinin eksenden kaçırıldığı prototip çalışması

4.5.2 Helisel Kanal Çıkış Deliğinin Genişletildiği Prototip Çalışması

Krank mili içerisinde yağın ilerlediği patikadaki delik çaplarının artırılması ile basınç kayıplarının azaltılabileceği bu sayede daha düşük devirlerde yağlamanın sağlanabileceği düşünülmüştür. Bu doğrultuda helisel kanal çıkış deliği ve krank mili üst çıkış deliğinin çapı artırılmıştır. Bu prototip çalışmasında mevcut kompresörde 2100 rpm’ de görülen yağlama **1900 rpm’ de** elde edilmiştir. Mevcut kompresörde ilk yağlamanın görüldüğü 1760 rpm’ deki yağlama ise prototipte **1300 rpm’ de** görülmektedir.



Şekil 4.11 : Helisel kanal çıkış deliği ve krank mili üst çıkış deliğinin çapının artırıldığı prototip çalışması

4.5.3 Üst Yatak Tasarımının Değiştirildiği Prototip Çalışması

4.5.1 bölümünde anlatıldığı üzere akışkan krank içinde ve helisel kanalda merkezkaç kuvvetin etkisi ile yükselmektedir. Bu durumda **eksenden kaçıklık (r) ile dönme hızı (w) yağın yükselmesine etki eden parametrelerdir**. Bu doğrultuda krank mili içerisinde yağın ilerlediği patikanın dönme merkezinden uzaklığının artırılması ile

daha düşük devirlerde yağlamanın sağlanabileceği düşünülmüştür. Bu kapsamda mevcut kompresörde merkeze doğru ilerleyen helisel kanal çıkış deliği Şekil 4.12’ de görüldüğü gibi alt yataktan krank mili üst çıkış deliğine 2,5 mm çapta açılmıştır. Bu prototip çalışmasında mevcut kompresörde 2100 rpm’ de görülen yağlama prototipte **2000 rpm’ de** görülmektedir. Mevcut kompresörde ilk yağlamanın görüldüğü 1760 rpm’ deki yağlama ise prototipte **1600 rpm’ de** görülmektedir.



Şekil 4.12 : Üst yatak tasarımının değiştirildiği prototip çalışması (2,5 mm)

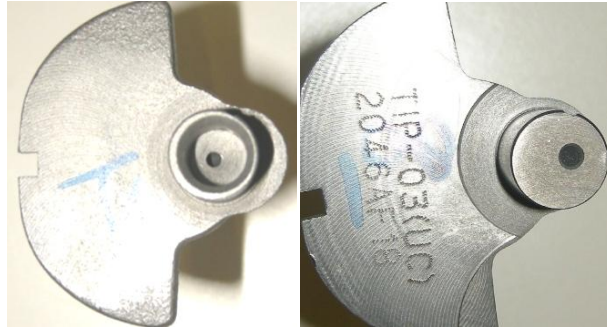
Bu prototip çalışmasındaki alt yataktan krank mili üst çıkış deliğine açılan delik 3,5 mm çapta açıldığında ise mevcut kompresörde 2100 rpm’ de görülen yağlama prototipte **1900 rpm’ de** görülmektedir. Mevcut kompresörde ilk yağlamanın görüldüğü 1760 rpm’ deki yağlama ise prototipte **1400 rpm’ de** görülebilmektedir. Her iki prototip çalışmasından da görüldüğü gibi dönme ekseninden kaçıklığın artırılması ile artan merkezkaç kuvveti yağlamayı olumlu yönde etkilemektedir.



Şekil 4.13 : Üst Yatak tasarımının değiştirildiği prototip çalışması (3,5 mm)

4.5.4 Eksantrik Mildeki Hazne Tasarımının Değiştirilmesi

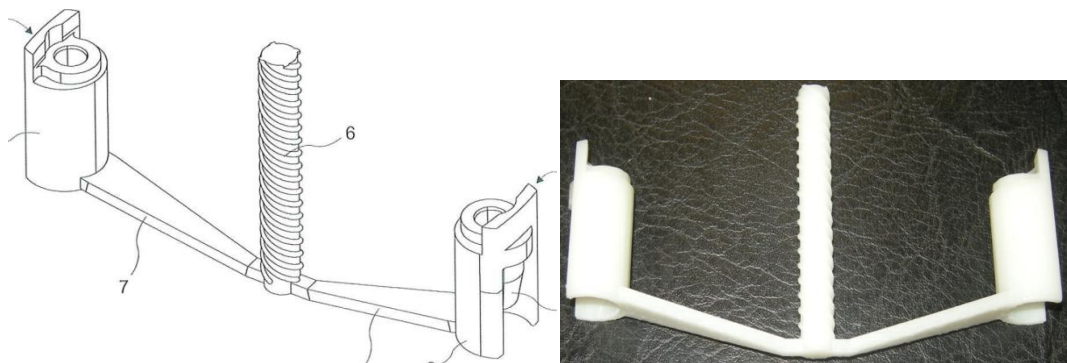
Mevcut kompresörde krank mili çıkış deliğinin açıldığı haznenin kapalı bir şekilde modellendiği bir prototip çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu sayede hazne boyunca açılan krank mili çıkış deliğine etki eden merkezkaç kuvveti ile daha düşük devirlerde yağlamanın sağlanabileceği düşünülmüştür. Bu prototip çalışmasında, mevcut kompresörde 2100 rpm’de görülen yağlama prototipte **2000 rpm’ de** görülmektedir. Mevcut kompresörde ilk yağlamanın görüldüğü 1760 rpm’ deki yağlama ise prototipte **1600 rpm’ de** elde edilmiştir.

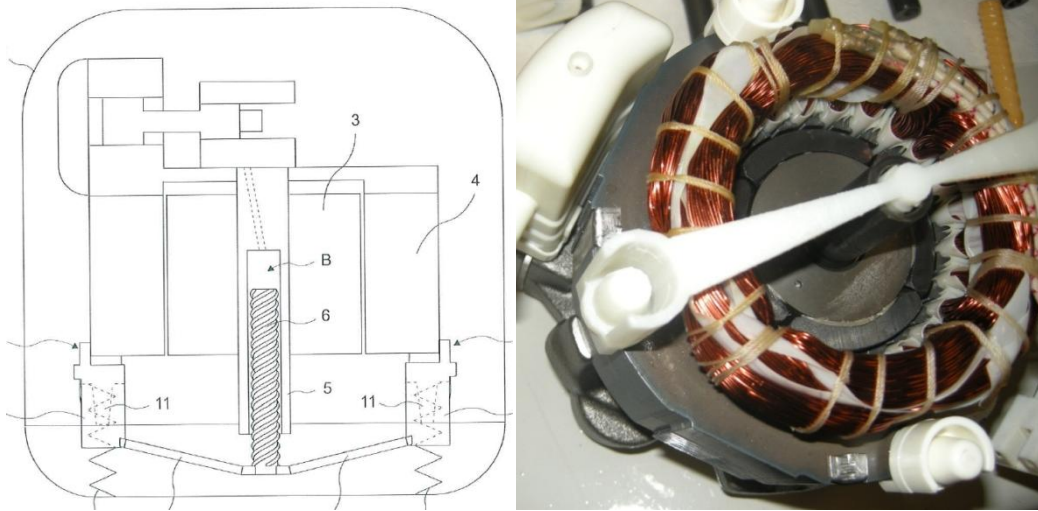


Şekil 4.14 : Mevcut ve prototip krank millerinin genel görünümü

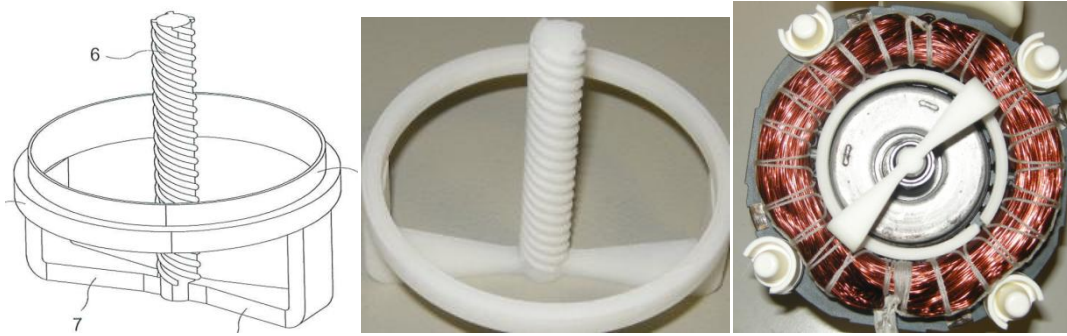
4.5.5 Krank Milinde Silindirik Parça Uygulaması

Gerçekleştirilen patent araştırmasında ifade edildiği gibi krank mili içerisindeki silindirik parça uygulaması ile ilgili patentlerin geçerliliği sona erdiğinden uygulanmasında bir sakınca bulunmamaktadır. Deneysel çalışmalarda da silindirik parça uygulamasının görüldüğü ACC firmasının HQT99-FSD model kompresöründe 800 rpm’ de yağlamanın yapılabildiği belirlenmiştir. Silindirik parça uygulamasının yağlamaya olan etkisi göz önüne alınarak mevcut kompresörde krank mili giriş deliği silindirik bir şekilde delinmiş ve içerisine silindirik parça yerleştirilmiştir. Silindirik parça farklı tasarımlar ile statora ve sargılara sabitlenmiştir.



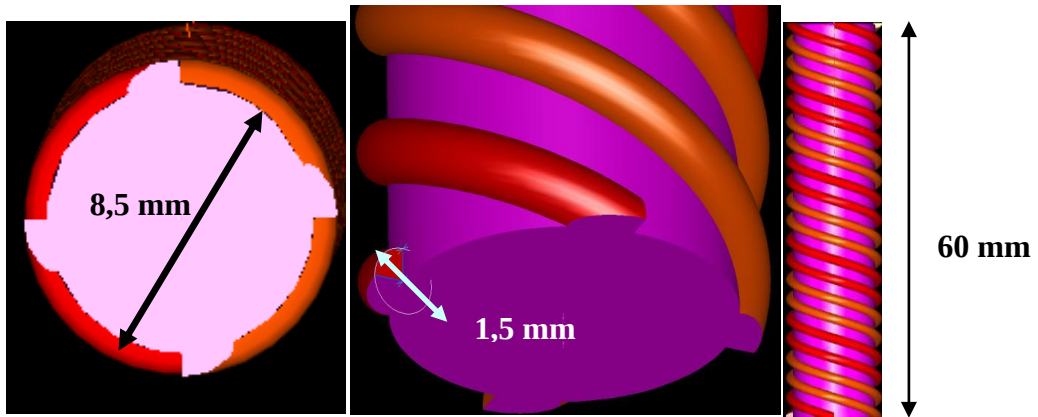


Şekil 4.15 : Silindirik parçanın statora sabitlendiği prototip çalışması



Şekil 4.16 : Silindirik parçanın sargılara sabitlendiği prototip çalışması

Silindirik parça ile gerçekleştirilen ilk deneylerde kullanılan silindirik parçanın geometrik özellikleri Şekil 4.17’ de gösterilmektedir. Silindirik parçada aralarında 90° olan 4 adet yiv bulunmaktadır. Yivlerin her biri silindirik parça etrafında 1800° (5tur) dönecek şekilde tasarlanmıştır.

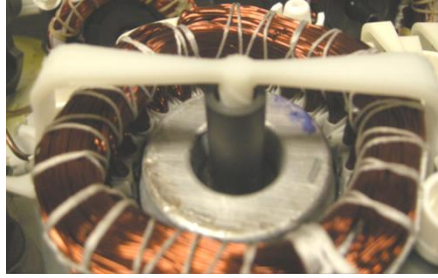


Şekil 4.17 : Silindirik parçanın geometrik özellikleri

Bu prototip çalışmasında, mevcut kompresörde 2100 rpm’ de görülen yağlama prototipte **1500 rpm’ de** elde edilmiştir. Mevcut kompresörde ilk yağlamanın görüldüğü 1760 rpm’ deki yağlama ise prototipte **1200 rpm’ de** görülmüştür.

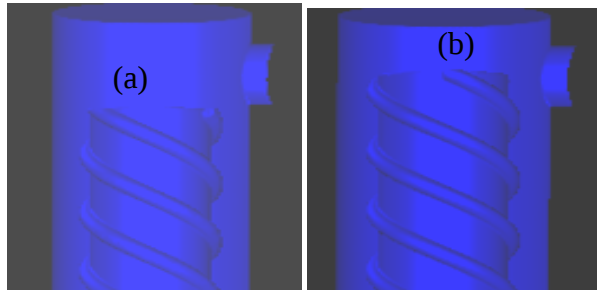
Silindirik parçanın optimizasyonunun yağlamayı etkileyecek önemli parametrelerden olduğu düşünülerek HAD çalışmaları gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda silindirik parça geometrisinde değişikliklere gidilmiştir.

Silindirik parçanın sabitlenmesini sağlayan ayaklar, krank mili giriş deliğini kapatmakta bu da yağın emildiği kesit alanını azaltmaktadır. Bu doğrultuda silindirik parça boyu 3 mm uzatılarak krank mili giriş deliğini kapatması engellenmiştir.



Şekil 4.18 : Silindirik parçanın boyunun artırıldığı prototip çalışması-1

Silindirik parça Şekil 4.19-(a)’ da görüldüğü gibi krank mili boyunca helisel kanal giriş deliğine kadar ilerlemektedir. Silindirik parçanın üzerinde kalan boşluğa gelen yağ helisel kanal giriş deliğine yönelmektedir. Silindirik parçanın boyunun artırılarak yivlerin helisel kanal giriş deliği boyunca ilerlemesinin yağlamayı olumlu yönde etkileyeceği düşünülmüştür. Bu doğrultuda silindirik parça 3 mm uzatılarak Şekil 4.19-(b)’ deki tasarım gerçekleştirilmiştir. HAD çalışmalarında da silindirik parçanın 3 mm uzatılmasının yağlamayı olumlu yönde etkilediği doğrulanmıştır.

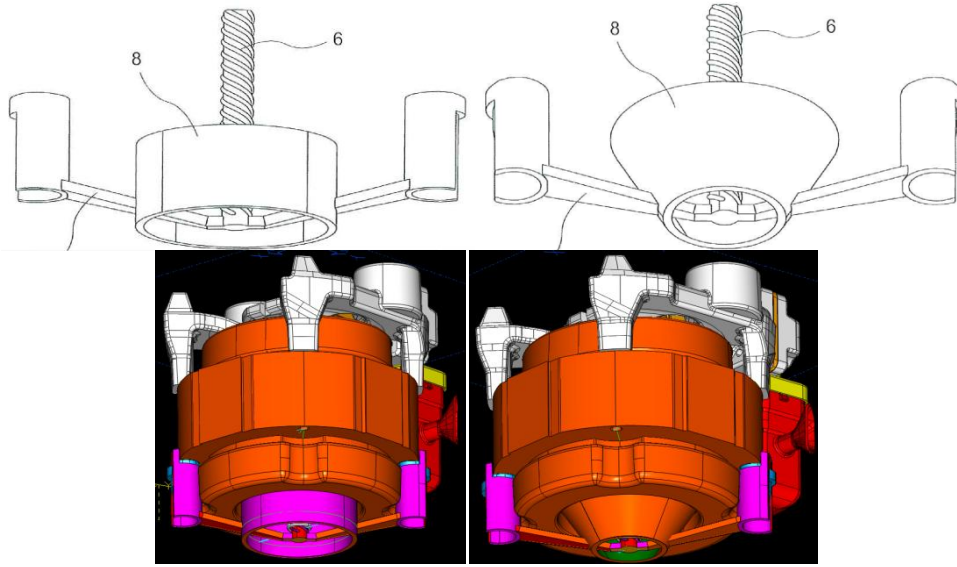


Şekil 4.19 : Silindirik parça boyunun artırıldığı prototip çalışması-2

Geometrisinde bazı iyileştirmeler yapılan silindirik parça için, daha önceki çalışmalarda yağlamayı olumlu yönde etkilediği görülen diğer tasarımlar da birleştirilerek prototip çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu doğrultuda optimize edilmiş

silindirik parça uygulamasına ek olarak helisel kanal çıkış deliğinin genişletildiği prototipler için deneyler yapılmıştır. Bu prototip çalışmasında, mevcut kompresörde 2100 rpm’ de görülen yağlama **900 rpm’ de** elde edilmiştir. Mevcut kompresörde ilk yağlamanın görüldüğü 1760 rpm’ deki yağlama ise prototipte **700 rpm’ de** elde edilmektedir.

Karter içerisindeki yağın derinliği krank milinin dönmesi ile birlikte değişmektedir. Bu değişim sırasında yağ derinliğinin azaldığı durumlarda yataklara ve krankın üst ucuna aktarılan yağ miktarı azalmaktadır.



Şekil 4.20 : Silindirik parçada yönlendirici tasarımı

Bu problemi çözebilmek için silindirik parçada kullanılan yönlendiriciler ile kompresörün çalışması sırasında yağ derinliğinin değişmesi önlenmiştir. Yönlendiriciler için silindirik ve konik olmak üzere 2 adet alternatif tasarım oluşturulmuştur. Şekil 4.20’ de silindirik parça yönlendirici tasarımı sunulmaktadır.

Silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen patent çalışmalarında silindirik parçada yönlendirici uygulaması ile ilgili bir patent başvurusuna rastlanmamıştır.

4.5.6 Mevcut Kompresörde Hızlı Kamera İle Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar

Mevcut deney düzeneğinde hızlı kamera ile kompresörün kalkış anı görüntülenmiştir. Kullanılan hızlı kameranın görünümü Şekil 4.21’ de sunulmaktadır.

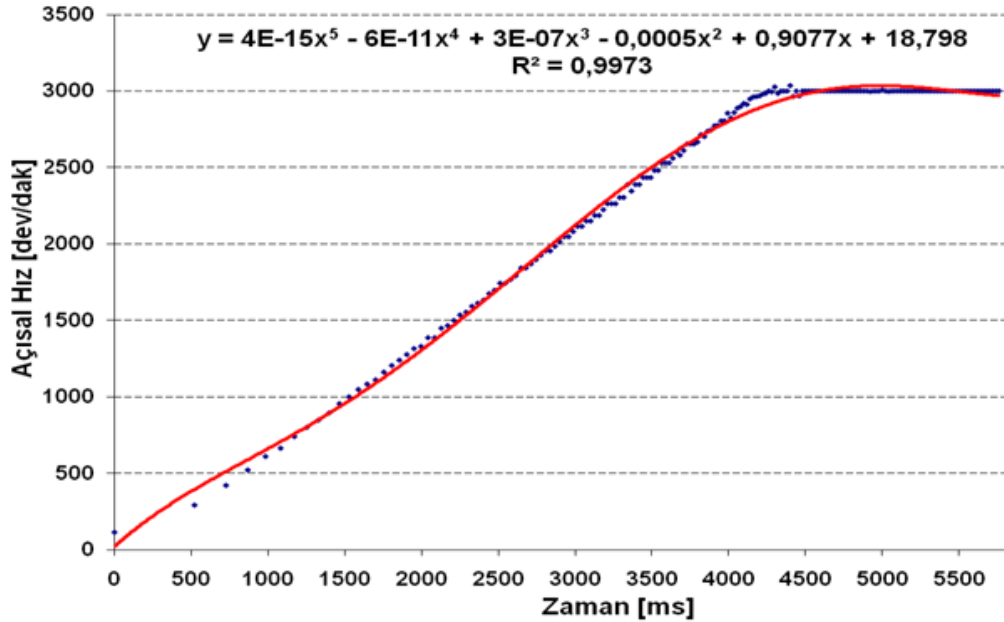


Şekil 4.21 : Hızlı Kamera

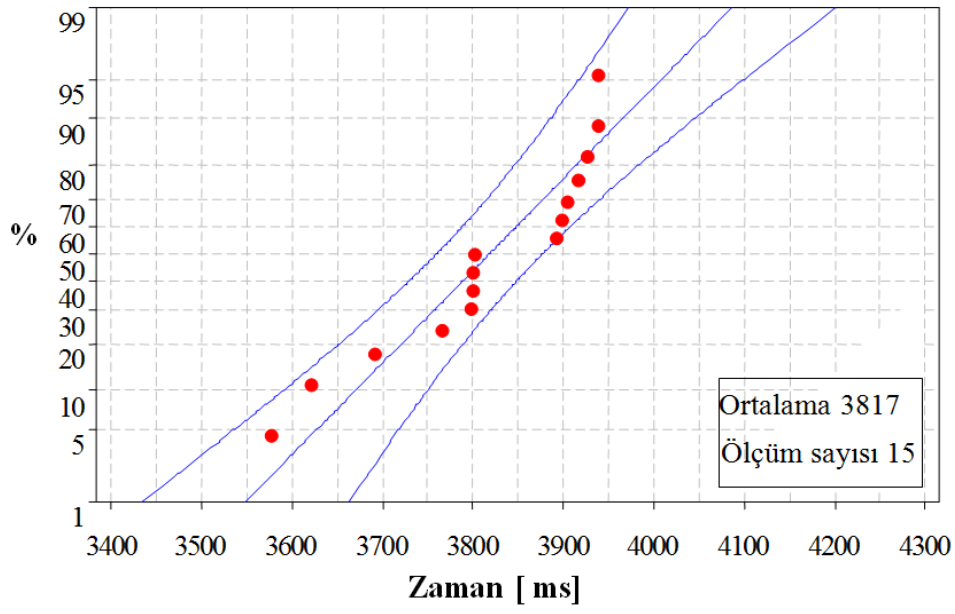
Oluşturulan kayıt ile kompresörün kalkış anından 3000 rpm'e ulaşana kadar dönme hızının zamana bağlı değişimi elde edilmiştir.

Şekil 4.22' de hızlı kamera ile krank milinin zamana bağlı dönme hızı değerleri mavi noktalar ile gösterilmiştir. Ayrıca yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı da bu kayıtlar sayesinde belirlenmiştir.

Şekil 4.23' te gerçekleştirilen deneylerden elde edilen krank mili üst noktasından yağ çıkış zamanları gösterilmiştir. Gerçekleştirilen 15 deneyde elde edilen sonuçlara göre yağ çıkış zamanı değeri %95 güvenilirlik ile 3817 ms olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.22 : Krank Mili Dönme Hızının Zamana Bağlı Değişimi



Şekil 4.23 : Krank Mili Üst Noktasından Yağ Çıkış Zamanının Belirlenmesi

5. SAYISAL MODEL

Bu bölümde bilgisayar ortamında çizilen modeller ile yapılan sayısal analizler hakkında bilgi ve sonuçlar verilecektir. Yapılan analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılacak, benzer sonuçlar ve farklı sonuçlar sebepleri ile beraber irdelenecektir.

5.1 Mevcut Yağlama Sisteminin Katı Modeli



Şekil 5.1 : Kompresörde yağlama sisteminin CAD çizim modeli [24]

Şekil 5.1’ de mevcut kompresörde yağın krank mili içerisindeki akış patikası ve içerisine daldırıldığı yağ karteri için IDEAS ticari yazılımında oluşturulan alt muhafazanın CAD modeli gösterilmiştir.[24] Krank mili iç yüzeyleri, krank mili içerisindeki akış patikasını temsil etmektedir.

5.2 HAD Yöntemi

Bu bölümde oluşturulan modelin HAD çözümünün nasıl uygulandığı anlatılmaktadır. Ele alınacak problem için HAD analizlerinde iki fazlı akış çözülmüş ve VOF yöntemi kullanılmıştır. [25] Mevcut kompresörde yağ miktarına bağlı olarak analizde yağ karteri hacmi belirlenmiştir.

Modelin çözüm ağı dörtyüzlü (tetrahedral) hücreleme ile oluşturulmuştur. Çözüm ağının oluşturulması için GAMBIT [26] ve sayısal çözüm için Fluent [27] ticari

yazılımları kullanılmıştır. Modelin tamamı için 560000 eleman kullanılmıştır. Çözüm ağının kalitesini belirleyen çarpıklık değeri en yüksek 0,852 değerindedir. Bu değer çözüm ağı için iyi bir değer olarak gösterilebilir.

Çizelge 5.1 : Çarpıklık değerine göre eleman sayısının dağılımı [26]

Skewness Aralığı			Eleman Sayısı	Yüzde
0	-----	0.1	55013	9.83
0.1	-----	0.2	49770	8.9
0.2	-----	0.3	107791	19.27
0.3	-----	0.4	171245	30.61
0.4	-----	0.5	83779	14.97
0.5	-----	0.6	52585	9.4
0.6	-----	0.7	30682	5.48
0.7	-----	0.8	8620	1.54
0.8	-----	0.9	2	0
0.9	-----	1	0	0
0	-----	1	559487	100

Çözüm modeli olarak basınç tabanlı implicit çözüm tekniği kullanılmıştır. [25] Krank mili giriş bölgesindeki Reynolds sayısı referans alınarak laminar çözüm yapılmıştır.

$$Re = \frac{0,49 \frac{m}{s} \cdot 960 \frac{kg}{m^3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} m}{0,0096 \frac{kg}{m.s}} = 147 \quad (5-1)$$

5.3 HAD Sınır Şartları

Bu bölümde oluşturulan HAD modeli için girilen sınır şartları ve başlangıç koşulları belirtilecektir.

Analiz sırasında dışarıdan girilmesi gereken önemli parametrelerden biri krank mili devir sayısıdır. Devir sayısı olarak hızlı kamera ile gerçekleştirilen deneysel çalışmalardan elde edilen verilerden yararlanılmıştır. Kompresörün kalkış anından 3000 rpm'e ulaşana kadar dönme hızının zamana bağlı değişimi analiz sırasında kullanılmıştır. Dönen yüzeyler krank mili iç ve dış yüzeyleridir. Bu sebeple analiz içerisinde tanımlanan bu yüzeylere zamana bağlı dönme hızı verilmiştir. Muhafaza içerisindeki yağ ise sabittir.

Analiz sırasında yağ ve hava olmak üzere iki faz bulunmaktadır. 2. faz olarak havanın kullanılmasının sebebi analiz sonuçlarını karşılaştırdığımız deneylerin

yüksüz durumlarda gerçekleştirilmesidir. Fazların termofiziksel özellikleri Çizelge 5.2’ de sunulmaktadır.

Çizelge 5.2 Kullanılan Yağ ve Havanın Fiziksel Özellikleri [27]

	Kullanılan Yağ	Hava
Yoğunluk (kg/m³)	960	1,225
Viskozite (kg/(m.sn))	0,0096	1,789x10 ⁻⁵

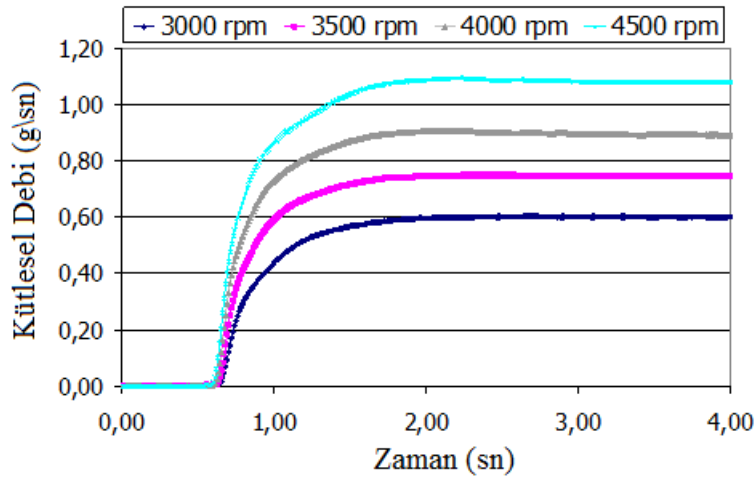
Analiz sırasında yağ karteri ve krank mili çıkışının ortam basıncında olduğu kabul edilmiştir. Fluent dökümanları [27], iki fazlı akışlarda sınır şartı olarak ‘basınç çıkışı (pressure outlet)’ tanımlanmasını önermektedir. Bu doğrultuda yağ karteri ve krank mili çıkışı sınır şartları ‘basınç çıkışı (pressure outlet)’ olarak tanımlanmıştır. Patankar [28], küçük zaman adımları için en iyi çözümü PISO algoritmasının verdiğini belirtmektedir.

Ayrıca analiz sırasında akışın sıcaklığının değişmediği (izotermal) ve her iki fazın da fiziksel özelliklerinin sabit olduğu kabulleri yapılmıştır.

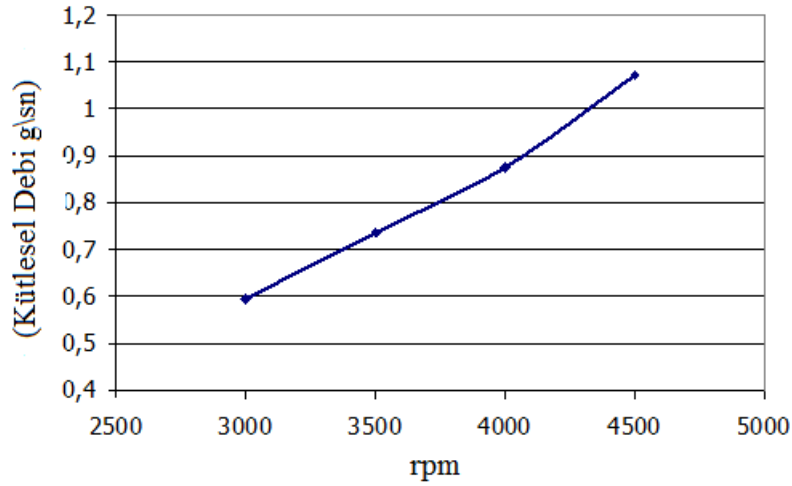
5.4 HAD Çözümü

Bu bölümde yapılan farklı analizlerin sonuçları ve yorumları yapılacaktır. Verilen sonuçlarda krank mili çıkışındaki yağ debisinin farklı durumlar için değişimi incelenecek, yağın krank mili çıkışına ilk ulaştığı zaman belirlenecektir. Ayrıca yağın viskozitesinin değişiminin yağ debisine olan etkisi gösterilecektir.

Tez çalışması kapsamında, krank mili iç ve dış yüzeylerinin farklı dönme devirleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Mevcut çalışma şartlarından farklı olarak her analizde yüzeyler için sabit dönme devirleri tanımlanmıştır. Analizler sonucunda krank mili çıkışındaki yağ debisi zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Şekil 5.2’ de görüldüğü gibi yüzeylere verilen dönme devrinin artması ile birlikte krank mili çıkışındaki yağ debisinde artış görülmektedir. Ancak yağın krank mili çıkışına ulaştığı zaman farklı dönme devirlerinde aynıdır. Yağın krank mili çıkış deliğine ilk ulaştığı ana bakacak olursak, yağ krank mili çıkışına herbir dönme devri için yaklaşık 0,6 sn’de ulaşmaktadır.

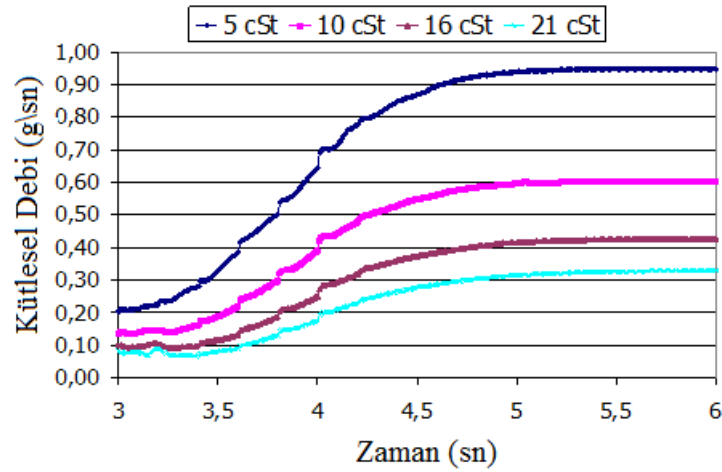


Şekil 5.2 : Farklı dönme devirleri için krank mili çıkışındaki yağ debisinin zamana bağlı karşılaştırılması

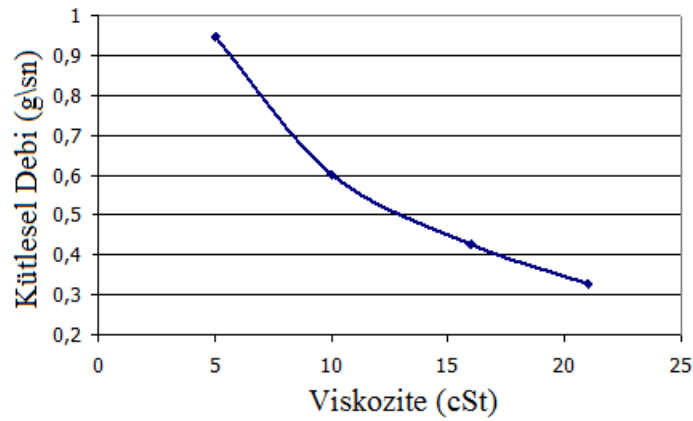


Şekil 5.3 : Farklı dönme devirlerinde maksimum yağ kütlesel debilerinin karşılaştırılması

Gerçekleştirilen diğer HAD çalışmasında ise farklı yağ viskozite değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede yağ sıcaklığının artması ile azalan viskozitenin yağlamaya olan etkisi incelenmiştir. Gerçekleştirilen analizlerde krank mili iç ve dış yüzeyinin dönme devri deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak tanımlanmıştır. Bu sayede mevcut çalışma durumuna benzer şartlar sağlanmıştır. Şekil 5.4' te görüldüğü gibi viskozitenin artması ile birlikte krank mili üst deliğinden çıkan yağ debisinde azalma görülmektedir.



Şekil 5.4 : Farklı yağ viskozitesi için gerçekleştirilen analizlerin karşılaştırılması



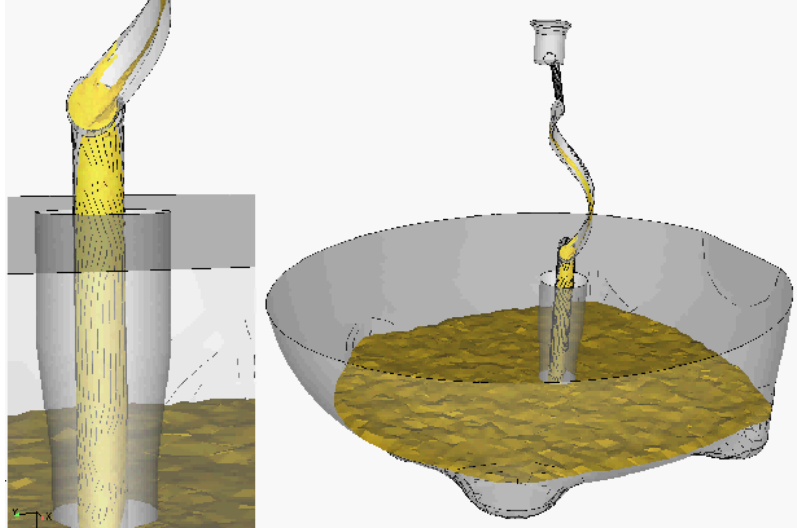
Şekil 5.5 : Farklı yağ viskozitelerinde maksimum yağ kütlesel debilerinin karşılaştırılması

HAD analizlerde krank mili iç ve dış yüzeyinin dönme devrinin sabit olduğu (3000 rpm) ve deneysel çalışmalardan elde edilen kalkış anındaki rpm değerlerinin kullanıldığı durumlar için analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarına bakıldığında; krank mili iç ve dış yüzeyinin dönme devrinin sabit olduğu (3000 rpm) analizde krank mili üst deliğinden çıkış zamanı 0,6 sn, deneysel çalışmalardan elde edilen kalkış anındaki rpm değerlerinin kullanıldığı analizde ise yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı 3,3 sn olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmalarda ise yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı 3,8 sn olarak belirlenmiştir. Görüldüğü gibi HAD analiz gerçekleştirilerek mevcut durum için krank mili üst deliğinden çıkış zamanı %13 hata oranı elde edilmiştir. Çizelge 5.3' te HAD ve deneysel çalışmalarda elde edilen yağ çıkış zamanlarının karşılaştırılması sunulmaktadır.

Çizelge 5.3 : Deneysel çalışmalar ile HAD çalışmalarındaki yağ çıkış zamanlarının karşılaştırılması

	Yağ çıkış zamanı (sn)	Hata Oranı
Sabit Dönme Devri (3000 rpm)	0,6	% 84
İvmelenen Dönme Devri (3000 rpm)	3,3	% 13
Deneysel (3000 rpm)	3,8	

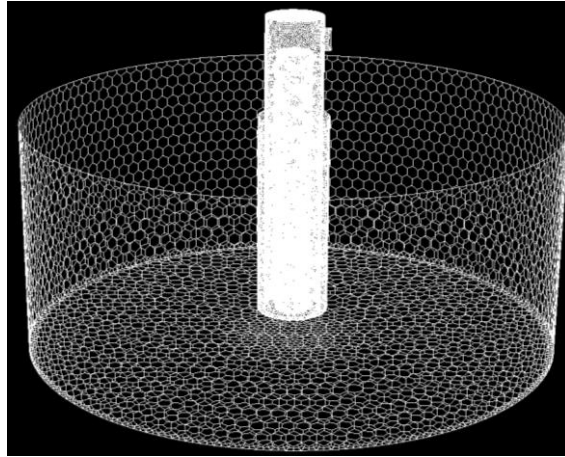
Şekil 5.6’ da gerçekleştirilen analizlerde yağın akış patikası boyunca ilerlemesi sunulmaktadır.



Şekil 5.6 : Yağın akış patikasında ilerlemesi [27]

Tez çalışmaları kapsamında, mevcut kompresör için gerçekleştirilen hızlı kamera deneysel çalışmaları ve HAD çalışmaları ile ilgili ‘**Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor**’ isimli makale yayınlanmıştır. Bu çalışmayla ilgili Purdue Üniversitesi’nde 12-15 Temmuz 2010 tarihleri arasında düzenlenen ‘20th International Compressor Engineering Conference’ isimli konferansta sunulmuştur. Ayrıca ‘Anova 2010 Kullanıcılar Konferansı’ kapsamında makale ile ilgili bir sunuş gerçekleştirilmiştir.

5.5 Silindirik Parça Optimizasyonu için Oluşturulan Katı Model



Şekil 5.7 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan model [27]

Bu bölümde deneysel çalışmalar sırasında yağlamayı olumlu yönde etkilediği belirlenen silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen HAD çalışmaları anlatılmıştır. Şekil 5.7’ de görüldüğü gibi krank mili akış patikası helisel kanal giriş deliğine kadar modellenmiş farklı geometriye sahip silindirik parçalar için optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.

5.6 HAD Yöntemi

Bu bölümde oluşturulan modelin HAD çözümünün nasıl uygulandığı anlatılmaktadır. Ele alınacak problem için mevcut krank mili için gerçekleştirilen HAD analizlerdeki gibi iki fazlı akış çözülmüş ve VOF yöntemi kullanılmıştır. [25] Mevcut kompresördeki modelden farklı olarak yağ karteri hacmi küçültülerek silindirik bir hacim kullanılmıştır. Bu sayede modelde kullanılan mesh sayısı azaltılmıştır.

Modelin çözüm ağı dörtyüzlü (tetrahedral) hücreleme ile oluşturulmuş, çözüm ağının oluşturulması için GAMBIT [26] ve sayısal çözüm için Fluent [27] ticari yazılımları kullanılmıştır. Modelin tamamı için 230000 eleman kullanılmıştır. Çözüm ağının kalitesini belirleyen çarpıklık değeri en yüksek 0,782 değerindedir. Bu değer çözüm ağı için iyi bir değer olarak gösterilebilir.

Çözüm modeli olarak basınç tabanlı implicit çözüm tekniği kullanılmıştır.

5.7 HAD Sınır Şartları

Bu bölümde oluşturulan HAD modeli için girilen sınır şartları ve başlangıç koşulları

belirtilecektir. Analiz sırasında dışarıdan girilmesi gereken önemli parametrelerden biri krank mili devir sayısıdır. Devir sayısı olarak krank mili iç ve dış yüzeyine 3000 rpm sabit dönme hızı tanımlanmıştır. Muhafaza içerisindeki yağ ise sabittir.

Analiz sırasında yağ ve hava olmak üzere iki faz bulunmaktadır. 2. faz olarak havanın kullanılmasının sebebi analiz sonuçlarını karşılaştırdığımız deneylerin yüksüz durumlarda gerçekleştirilmesidir. Fazların termofiziksel özellikleri Çizelge 5.4’ te sunulmaktadır.

Çizelge 5.4 : Kullanılan Yağ ve Havanın Fiziksel Özellikleri [27]

	Kullanılan Yağ	Hava
Yoğunluk (kg/m³)	960	1,225
Viskozite (kg/(m.sn))	0,0096	1,789x10 ⁻⁵

Analiz sırasında yağ karteri ve krank mili çıkışının ortam basıncında olduğu kabul edilmiştir. Fluent dökümanları [27], iki fazlı akışlarda sınır şartı olarak ‘pressure outlet’ tanımlanmasını önermektedir. Bu doğrultuda yağ karteri ve helisel kanal girişi sınır şartları ‘pressure outlet’ olarak tanımlanmıştır. Patankar [28], küçük zaman adımları için en iyi çözümü PISO algoritmasının verdiğini belirtmektedir.

Ayrıca analiz sırasında akışın akışın sıcaklığının değişmediği (izotermal) ve her iki fazın da fiziksel özelliklerinin sabit olduğu kabulleri yapılmıştır.

5.8 HAD Çözümü

Bu bölümde silindirik parçanın farklı geometrik özellikleri için yapılan analizlerin sonuçları ve yorumları yapılacaktır. Verilen sonuçlarda sistem rejime girdiğinde helisel kanal girişindeki yağ debisinin farklı durumlar için değişimi incelenecektir.

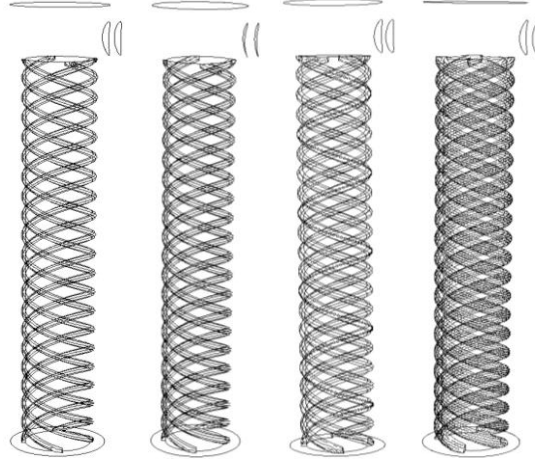
Tez çalışmaları kapsamında, silindirik parçanın geometrik özelliklerinden yağlamayı etkileyeceği düşünülen parametreler belirlenmiş ve bu geometrik özelliklerle ilgili optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmasının gerçekleştirildiği geometrik özellikler şunlardır:

- Yiv yarı yüksekliği
- Helis sayısı
- Helis Açısı

- Değişken Helis Sayısı

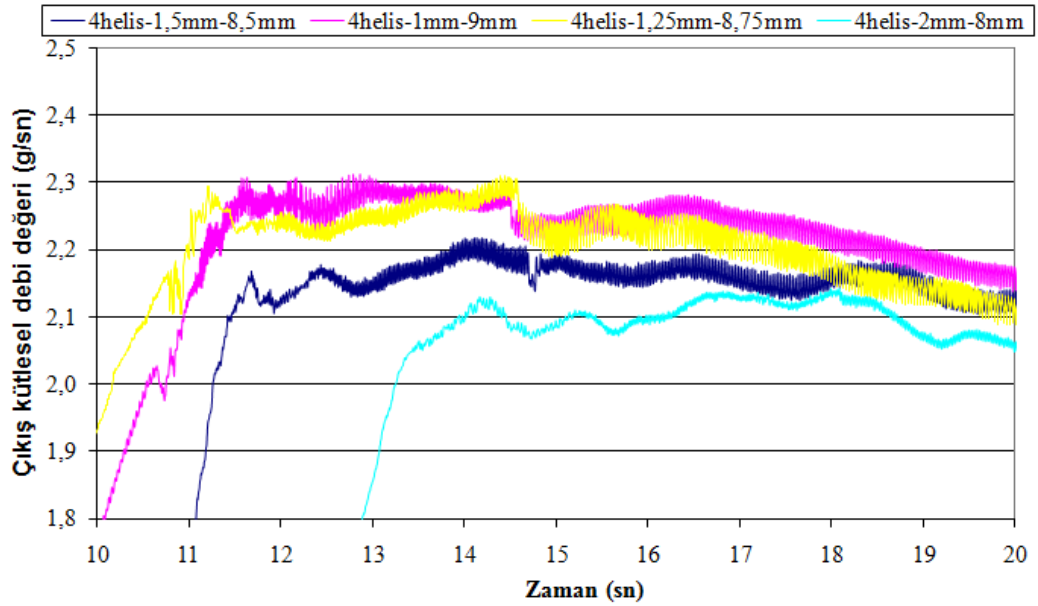
- Silindirik Parça Boyu

Yiv yarı yüksekliği ile ilgili gerçekleştirilen çalışmalarda 4 alternatif yiv yarı yüksekliği için analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.8’ de alternatif yiv yarı yüksekliği için oluşturulan modeller sunulmaktadır. Analizler sırasında yiv yarı yüksekliği olarak 0.5, 0.625, 0.75 ve 1 mm için analizler gerçekleştirilmiştir.



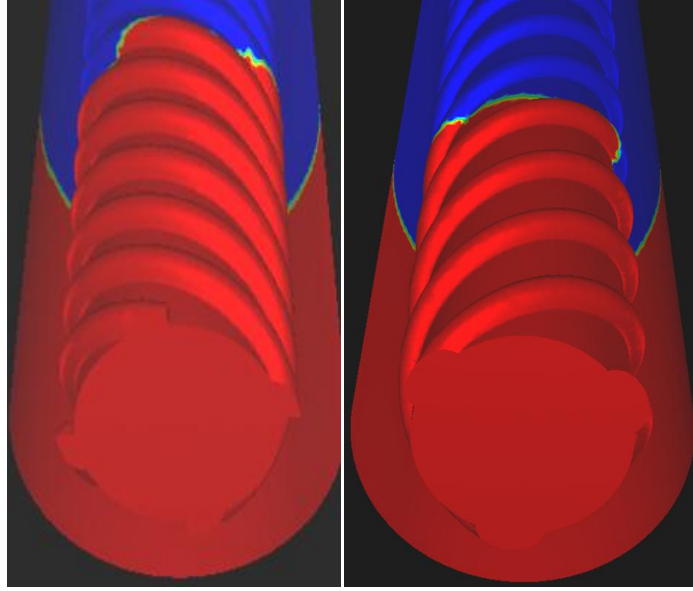
Şekil 5.8 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan modeller [27]

Gerçekleştirilen analizler sonucunda Şekil 5.9’ da görüldüğü gibi yiv yarı yüksekliğinin azalması ile birlikte helisel kanal girişindeki yağ debisinin artış gösterdiği görülmektedir.



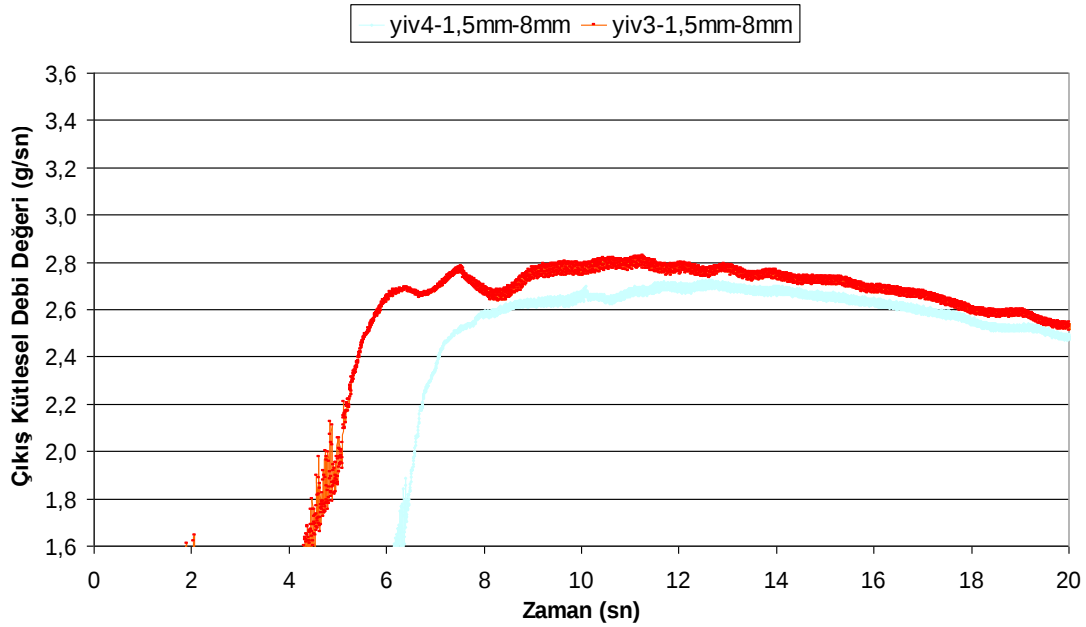
Şekil 5.9 : Yiv çapı optimizasyon sonuçları

Silindirik parça helis sayısı optimizasyonunda ise 3 ve 4 helis sayısı için analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.10’ da helis sayısı optimizasyonu için oluşturulan alternatif modeller sunulmaktadır.



Şekil 5.10 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan modeller [27]

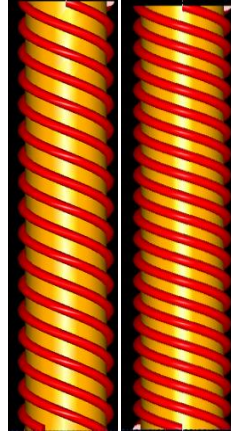
Gerçekleştirilen analizler sonucunda Şekil 5.11’de görüldüğü gibi helis sayısının 3 olduğu modelde helisel kanal girişindeki yağ debisi daha yüksektir.



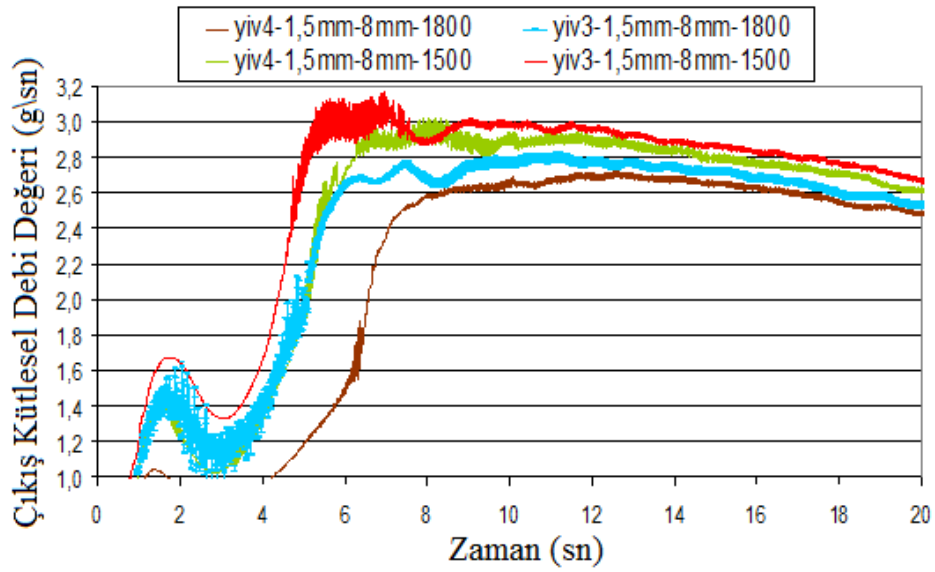
Şekil 5.11 : Helis sayısı optimizasyon sonuçları

Silindirik parçanın yağlamayı etkileyen diğer bir geometrik özelliği de helis açısıdır. İlk oluşturulan modelde silindirik parça boyunca 1800 derece tur atacak şekilde modellenmiştir. Ardından derece değeri 50 derece azaltılarak analizler

tekrarlanmıştır. Analizler sonucunda en çok yağ debisinin 1500 derecede elde edildiği belirlenmiştir. Karşılaştırmalar hem 4 ve hem 3 helis sayısı için tekrarlanmıştır. Şekil 5.12’ te alternatif dereceler için oluşturulan modeller, Şekil 5.13’ te ise elde edilen sonuçlar sunulmaktadır.

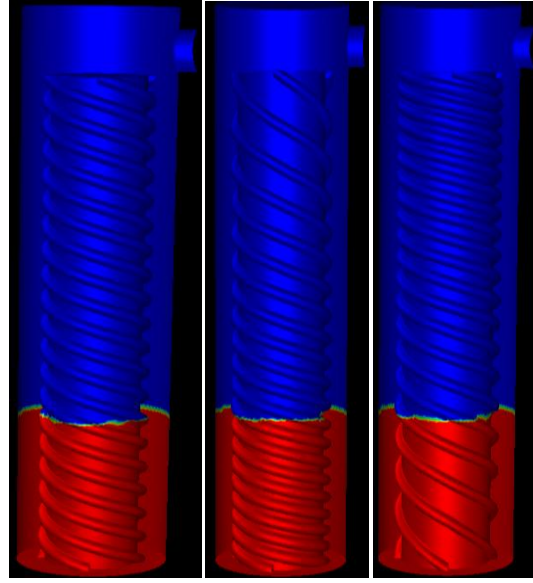


Şekil 5.12 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan modeller [24]



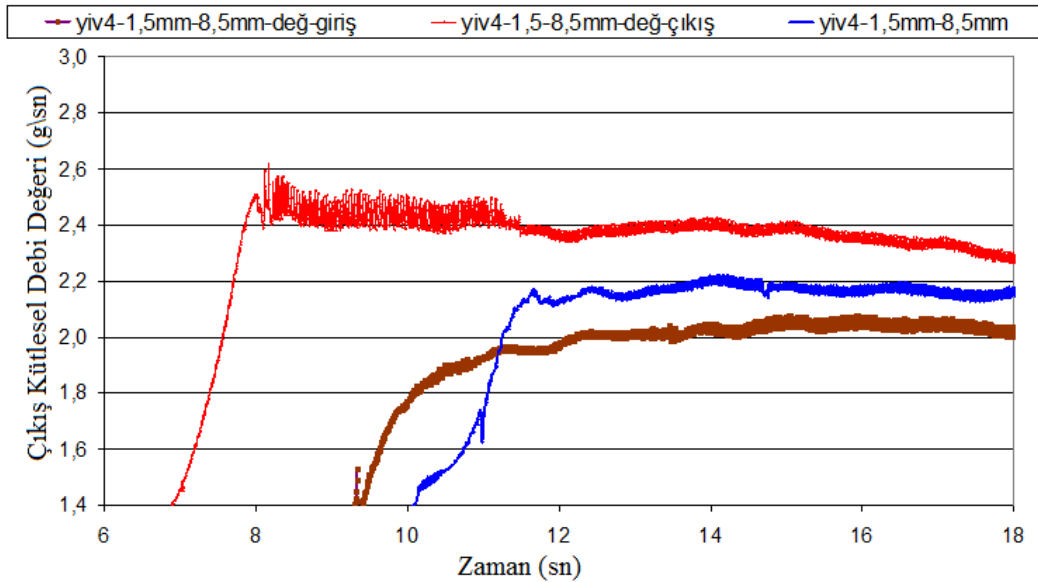
Şekil 5.13 : Helis açısı optimizasyon sonuçları

Silindirik parça için gerçekleştirilen diğer bir optimizasyonda ise helis açısı silindirik parça boyunca toplam 1500 derece olacak şekilde ancak değişken bir açı ile modellenmiştir. Bu doğrultuda sabit açıda 1500 derece helis açısı modeli, artan ve azalan helis açısı modeller ile karşılaştırılmıştır. Şekil 5.14’ te helis açısı optimizasyonu için oluşturulan alternatif modeller sunulmaktadır.



Şekil 5.14 : Değişken helis açısı optimizasyonu için oluşturulan modeller [27]

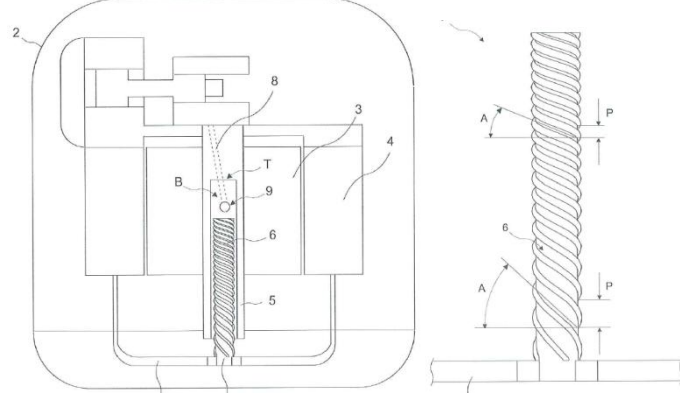
Gerçekleştirilen analizlerde Şekil 5.15’ te de görüldüğü gibi helis açısının giderek azaldığı modelde yağ çıkış debisinin arttığı görülmektedir. Helis açısının giderek azaldığı silindirik parça tasarımında, yüksek hıza sahip yağ, girişte büyük açı yapan helisel kanala girmektedir. Ancak yağın akış hızı yerçekimi kuvvetinin etkisi ile birlikte azalmaktadır. Hızı azalan yağa, helisel kanal açısının azalması ile birlikte yerçekimi kuvvetinin etkisi azaltılmakta bu sayede daha yüksek debide yağ kanal çıkışına ulaşmaktadır.



Şekil 5.15 : Değişken helis açısı optimizasyon sonuçları

Silindirik parça ile ilgili gerçekleşen patent çalışmalarında silindirik parçanın değişken helis açısı ile ilgili bir patent başvurusuna rastlanmamıştır. **Bu doğrultuda**

silindirik parça yiv açısının giderek azaldığı silindirik parça tasarımı ile ilgili bir patent başvurusunda bulunulmuştur. Şekil 5.16’ da patent başvurusu gerçekleştirilen değişken helis açısına sahip silindirik parçanın genel görünümü sunulmaktadır.

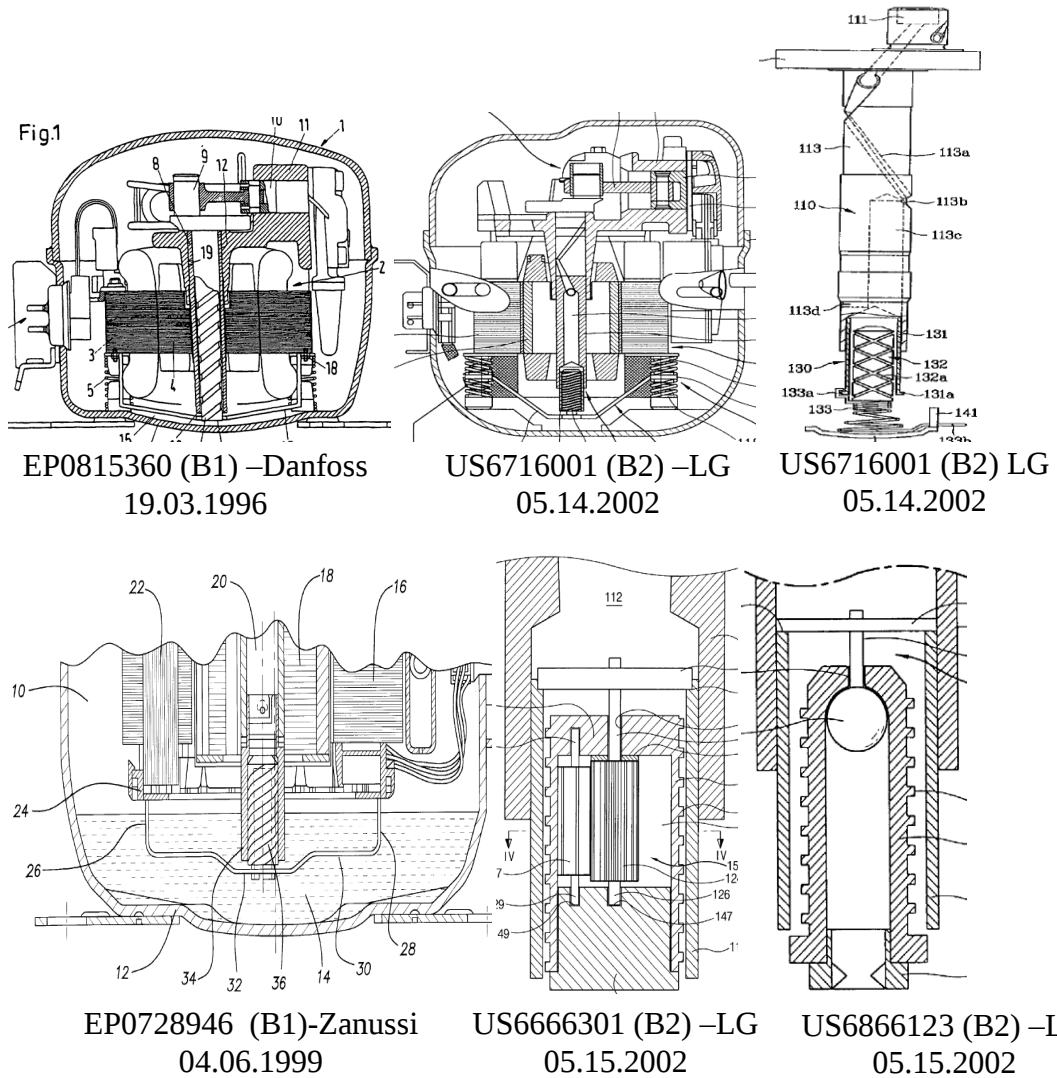


Şekil 5.16 : Değişken helis açısına sahip silindirik parçanın genel görünümü [24]

.

6. SONUÇLAR

Bu tez çalışması kapsamında, hermetik kompresördeki yağlama sistemi ile ilgili **literatür ve patent araştırmaları** gerçekleştirilmiştir. Araştırma sonucunda kompresör krank milinde yağlamayı arttıracak düşünülen patentler belirlenmiştir. Belirlenen patentler içerisinde silindirik parça uygulaması ile ilgili son yıllarda birçok başvuru olduğu görülmüştür. Ancak silindirik parça ile ilgili araştırılan bu



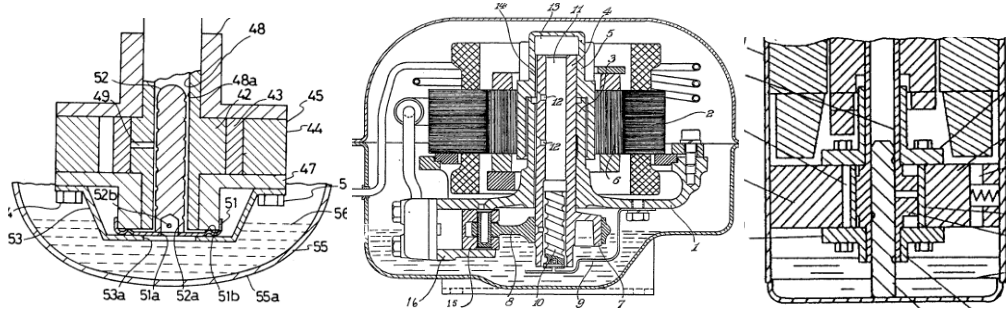
Şekil 6.1 : Son yıllarda silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen patent başvuruları

patentlerin hepsinde dış yüzeyi yivlerle kaplı silindirik parça uygulaması bulunmaktadır ve patentlerin hepsinin patent başvuruları onaylanmıştır (B seviyesi).

Bu durumda patentlerin istemleri detaylı bir şekilde incelenmiş ve korunan kısımların, silindirik parçaların montaj tasarımlarının olduğu belirlenmiştir.

Şekil 6.1’ de silindirik parçaların montaj tasarımlarının korunduğu patentler sunulmuştur.

Silindirik parça ile ilgili patent koruma süreleri dolmuş başvurulara bakıldığında da yine dış yüzeyi yivlerle kaplı silindirik parça uygulamasına rastlanmıştır. Ancak bu patentlerin korunma süresi dolduğundan, son yıllarda silindirik parça ile ilgili farklı montaj yöntemleri ile patent başvuruları gerçekleştirilebildiği belirlenmiştir. Şekil 6.2’ de korunma süreleri dolmuş silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen patent başvuruları sunulmuştur.



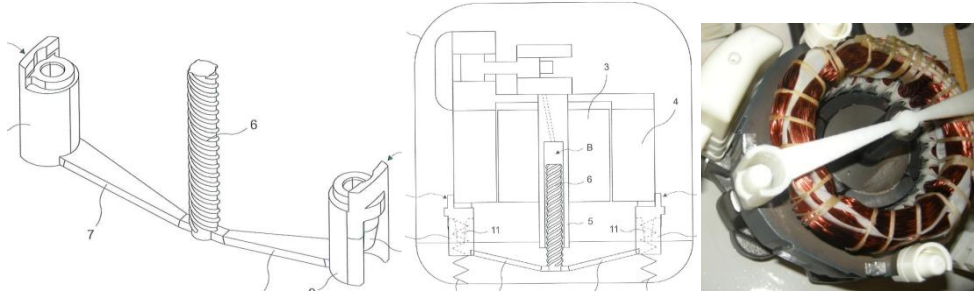
JP 60119389 (A) Samsung JP 60195391 (A) –Matsushita US7367784 (B2) H. Teves
26.06.1985 10.03.1985 02.10.1955

Şekil 6.2 Korunma süreleri dolmuş silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen patent başvuruları

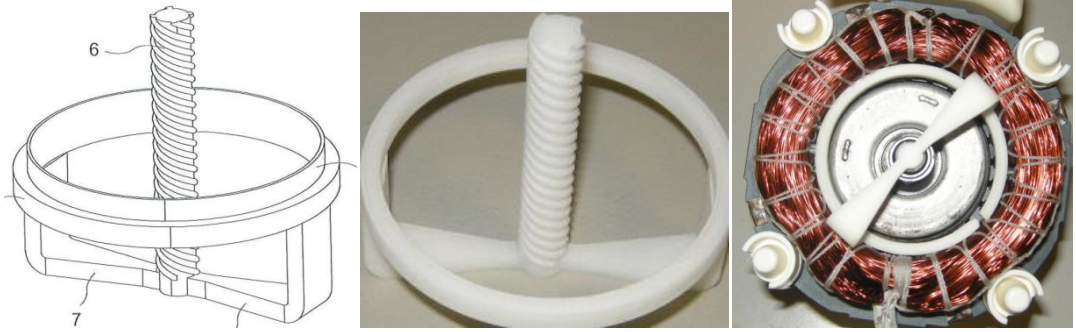
Tez çalışması kapsamında silindirik parça uygulaması ile ilgili patent başvurularında bulunulmuştur.

Tez çalışmaları kapsamında gerçekleştirilen patent araştırmalarında silindirik parçanın montajı ile ilgili birçok patent başvurusu gerçekleştirildiği görülmüştür. Bu doğrultuda silindirik parçanın statora ve sargılara sabitlendiği özgün tasarımlar oluşturulmuştur. **Silindirik parça ile ilgili gerçekleştirilen bu tasarım çalışmaları ile ilgili patent başvurusu gerçekleştirilmiştir.** Şekil 6.3 ve Şekil 6.4’ te patent başvurusunda bulunan alternatif montaj tasarımları sunulmaktadır.

Karter içerisindeki yağ derinliği krank milinin dönmesi ile birlikte değişmektedir. Tez çalışmaları kapsamında değişim sırasında yağ derinliğinin azaldığı durumlarda yataklara ve krankın üst ucuna aktarılan yağ miktarı azalmasını önlemek için silindirik parçada yönlendiriciler kullanılmıştır. Bu sayede kompresörün çalışması sırasında yağ derinliğinin değişmesi önlenmiştir. Yönlendiriciler için silindirik ve

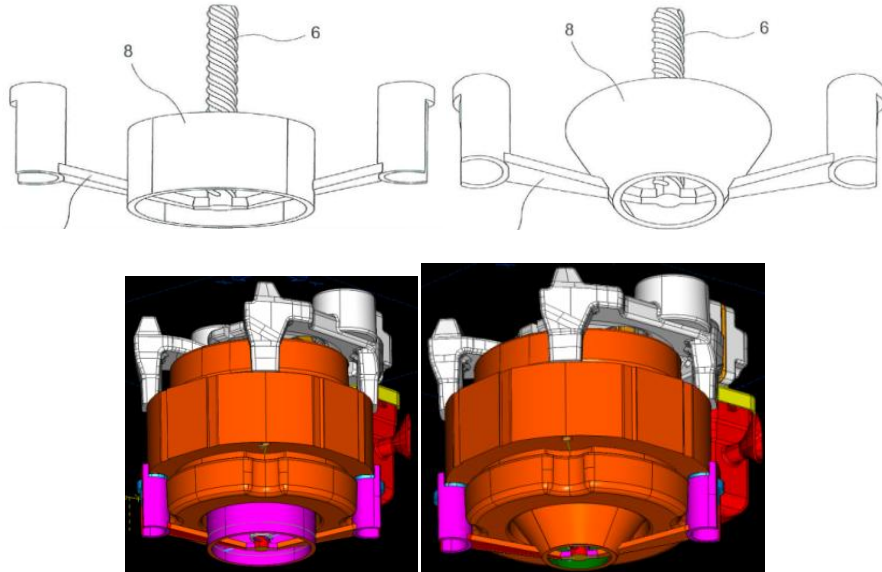


Şekil 6.3 : Silindirik parçanın statora sabitlendiği prototip çalışması



Şekil 6.4 : Silindirik parçanın sargılara sabitlendiği prototip çalışması

konik olmak üzere 2 adet alternatif tasarım oluşturulmuştur. Gerçekleştirilen patent araştırmalarında silindirik parçada yönlendirici uygulamasına rastlanmamıştır. **Bu doğrultuda kompresörün çalışması sırasında yağ derinliğinin değişmesini önleyici yönlendiriciler ile ilgili bir patent başvurusunda bulunulmuştur.** Şekil 6.5’ te patent başvurusunda bulunan alternatif yönlendirici tasarımları sunulmaktadır.



Şekil 6.5 : Silindirik parçada yönlendirici tasarımı

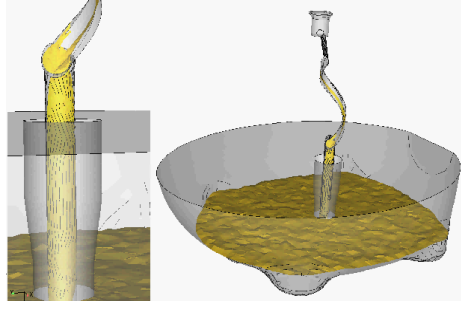
Tez çalışması kapsamında mevcut ve prototip kompresörlerin yağlamalarını inceleyebilmek amacı ile bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde kompresör alt ve üst muhafazası şeffaf bir malzemeden üretilmiş ve kompresörün çalışması sırasında stroboskop istenen dönüş hızındaki yağlama incelenmiştir. Krank üst ucundan çıkan yağ miktarına bakılarak değerlendirmeler yapıldığında **mevcut kompresörde 2100 rpm'** deki yağlama, silindirik parça uygulamasının gerçekleştirdiği **prototip çalışmasında 900 rpm'** de görülmüştür. Ayrıca mevcut kompresörde krank mili üst genoktasından ilk defa yağ çıkışının görüldüğü **1760 rpm** değerindeki yağlama prototip çalışmasında **700 rpm'** de elde edilmiştir.

Tez çalışmaları kapsamında mevcut kompresörde kalkış anı hızlı kamera ile görüntülenmiştir. Hızlı kamera deneysel çalışmaları ile kompresörün kalkış anından 3000 rpm'e ulaşana kadar dönme hızının zamana bağlı değişimi elde edilmiştir. Ayrıca mevcut durum için yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı da bu kayıtlar sayesinde 3.8 sn olarak belirlenmiştir.

Tez çalışmaları kapsamında mevcut kompresörün yağlama sistemi için **HAD analizleri** gerçekleştirilmiştir. HAD analizler için yağın akış patikası IDEAS ticari yazılımında modellenmiş, GAMBIT ticari yazılımında çözüm ağı oluşturulmuş ve Fluent ticari yazılımında sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.6' da mevcut kompresörde yağlama sisteminin CAD çizim modeli sunulmaktadır. Şekil 6.7' de ise gerçekleştirilen analizlerde yağın akış boyunca ilerlemesi sunulmaktadır.



Şekil 6.6 Kompresörde yağlama sisteminin CAD çizim modeli [24]



Şekil 6.7 Yağın akış patikasında ilerlemesi [27]

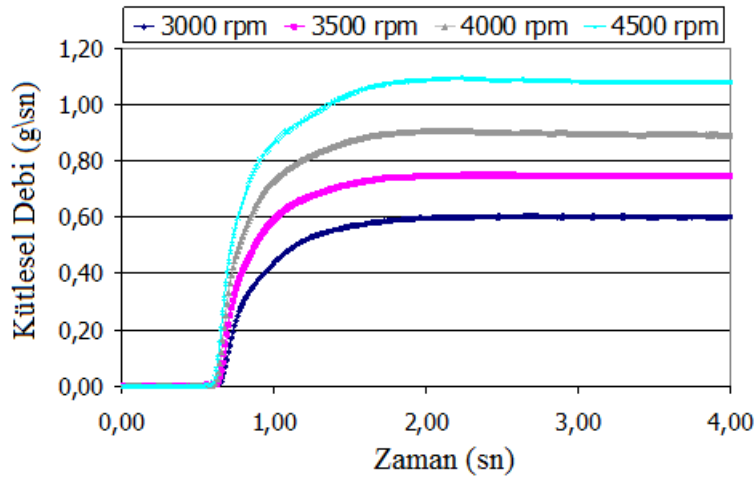
Tez çalışmaları kapsamında mevcut durum için HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Mevcut kompresörde yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı sabit 3000 rpm dönme devrinde 0,6 sn olarak elde edilmiştir. Mevcut kompresörde hızlı kamera ile elde edilen krank milinin zamana bağlı dönme hızı değerleri kullanıldığında ise yağın krank mili üst deliğinden çıkış zamanı 3,3 sn olarak bulunmuştur. Elde edilen analiz sonuçları hızlı kameradan elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında % 13 hata oranı ile yağ çıkış zamanı elde edilmiştir. Çizelge 6.1’ de deneysel çalışmalar ile HAD çalışmalarındaki yağ çıkış zamanlarının karşılaştırılması sunulmaktadır.

Çizelge 6.1 : Deneysel çalışmalar ile HAD çalışmalarındaki yağ çıkış zamanlarının karşılaştırılması

	Yağ çıkış zamanı (sn)	Hata Oranı
Sabit Dönme Devri (3000 rpm)	0,6	% 84
İvmelenen Dönme Devri (3000 rpm)	3,3	% 13
Deneysel (3000 rpm)	3,8	

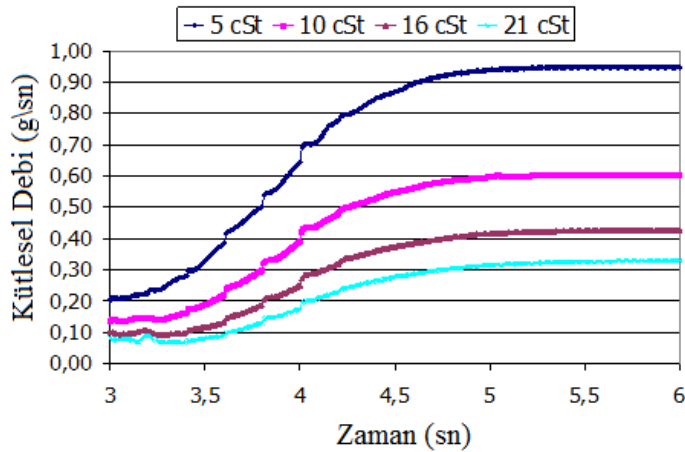
Ayrıca farklı dönme devri ve yağ viskozitesi için analizler gerçekleştirilerek bu parametrelerin yağlamaya olan etkisi incelenmiştir.

Farklı dönme devirlerinde gerçekleştirilen analizlerde Şekil 6.8’ de görüldüğü gibi yüzeylere verilen dönme devrinin artması ile birlikte krank mili çıkışındaki yağ debisinde artış görülmüştür. Ancak yağın krank mili çıkışına ulaştığı zaman farklı dönme devirlerinde değişiklik göstermemiştir. 4 farklı rpm değeri için gerçekleştirilen analizlerde dönme devirlerinde zamana bağlı değişim yapılmamıştır. Bu sebeple tüm analizlerin ilk yağ çıkış zamanı olarak 0,6 sn elde edilmiştir.



Şekil 6.8 : Farklı dönme devirleri için krank mili çıkışındaki yağ debisinin zamana bağlı karşılaştırılması

Farklı yağ viskozite değerleri için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Krank mili iç ve dış yüzeyinin dönme devri hızlı kamera deneysel çalışmalarından elde edilen veriler kullanılarak tanımlanmıştır. Bu sayede mevcut çalışma durumuna benzer şartlar sağlanmıştır. Şekil 6.9’ da görüldüğü gibi viskozitenin artması ile birlikte krank mili üst deliğinden çıkan yağ debisinde azalma görülmektedir. 4 farklı viskozite değeri için gerçekleştirilen analizlerde hızlı kamera deneysel çalışmalarından elde edilen veriler kullanılmıştır. Bu sebeple tüm analizlerin ilk yağ çıkış zamanı olarak 3,3 sn elde edilmiştir.

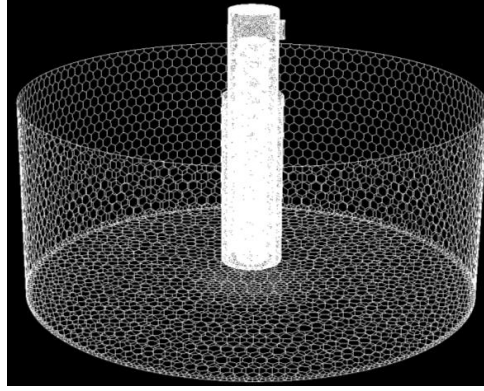


Şekil 6.9 : Farklı yağ viskozitesi için gerçekleştirilen analizlerin karşılaştırılması

Yukarıda bahsedilen HAD çalışmaları ve hızlı kamera deneysel çalışmaları ile ilgili ‘**Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor**’ isimli makale yayınlanmıştır. Makalede gerçekleştirilen çalışmalar, Purdue

Üniversitesi'nde 12-15 Temmuz 2010 tarihleri arasında düzenlenen '20th International Compressor Engineering Conference' isimli konferansta sunulmuştur. Ayrıca 'Anova 2010 Kullanıcılar Konferansı' kapsamında makale ile ilgili bir sunuş gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmaları kapsamında, prototip çalışmaları sırasında yağlamayı olumlu yönde etkilediği görülen silindirik parça ile ilgili HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve silindirik parça ile ilgili optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Analizler sırasında akış patikası krank mili helisel kanal girişine kadar modellenmiş, bu sayede modelde kullanılan mesh sayısı azaltılmıştır. Şekil 6.10' da silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan model sunulmuştur.

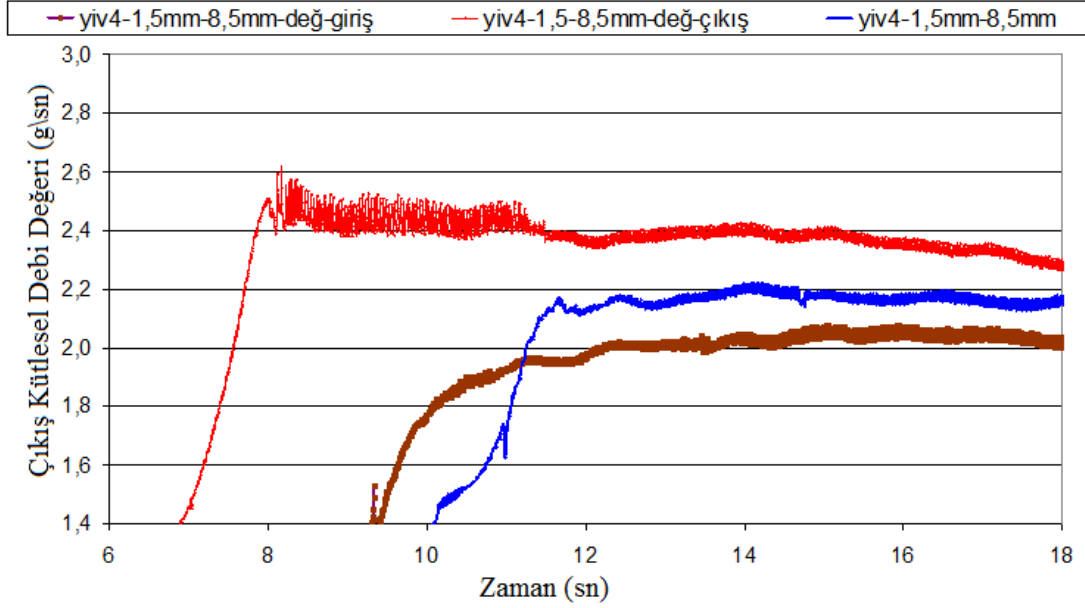


Şekil 6.10 : Silindirik parça optimizasyonu için oluşturulan model [27]

Optimizasyon çalışması sırasında yağlamayı olumlu yönde etkileyeceği düşünülen yiv çapı, helis sayısı, helis açısı, değişken helis açısı ve silindirik parça boyu ile ilgili optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen geometrik özelliklerle silindirik parça prototip çalışması gerçekleştirilmiştir. **Mevcut kompresörde 2100 rpm**' deki yağlama, optimizasyonu gerçekleştirilmiş silindirik parçanın kullanıldığı **prototipte 900 rpm**' de görülmüştür. Bu sonuçlara bakıldığında, silindirik parçanın optimizasyonunun yağlamayı olumlu yönde etki ettiği görülmüştür.

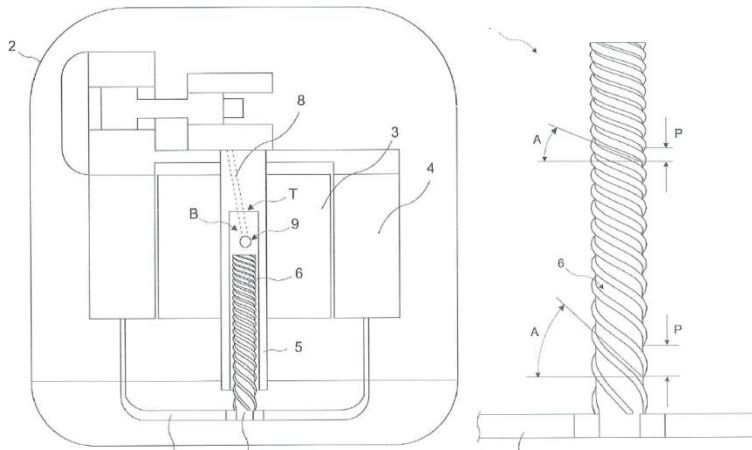
Silindirik parça için gerçekleştirilen analizlerde Şekil 6.11'de görüldüğü gibi helis açısının giderek azaldığı modelde yağ çıkış debisinin arttığı belirlenmiştir. Helis açısının giderek azaldığı silindirik parça tasarımında, yüksek hıza sahip yağ, girişte büyük açı yapan helisel kanala girmektedir. Ancak yağın akış hızı yerçekimi kuvvetinin etkisi ile birlikte azalmaktadır. Hızı azalan yağa, helisel kanal açısının

azalması ile birlikte yerçekimi kuvvetinin etkisi azaltılmakta bu sayede daha yüksek debide yağ kanal çıkışına ulaşmaktadır.



Şekil 6.11 : Değişken helis açısı optimizasyon sonuçları

Silindirik parça ile ilgili gerçekleşen patent çalışmalarında silindirik parçanın değişken helis açısı ile ilgili bir patent başvurusuna rastlanmamıştır. **Bu doğrultuda silindirik parça yiv açısının giderek azaldığı silindirik parça tasarımı ile ilgili bir patent başvurusunda bulunulmuştur.** Şekil 6.12' de patent başvurusu gerçekleştirilen değişken helis açısına sahip silindirik parçanın genel görünümü sunulmaktadır.



Şekil 6.12 : Değişken helis açısına sahip silindirik parçanın genel görünümü [24]

Sonuç olarak bu tez çalışması kapsamında literatür ve patent araştırmaları gerçekleştirilmiştir. Yağlamayı olumlu yönde etkileyen tasarımlar belirlenerek bu tasarımlar ile ilgili prototip çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Prototip çalışmalarında, mevcut kompresörde 2100 rpm’ de görülen yağlama, 900 rpm’ de elde edilmiştir. Yağlamayı olumlu yönde etkileyen silindirik parça ile ilgili 3 adet patent başvurusunda bulunulmuştur. Mevcut kompresör için gerçekleştirilen HAD alışmaları ve hızlı kamera deneysel çalışmaları ile ilgili **‘Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor’** adlı makale yayınlanmıştır.

7. KAYNAKÇA

- [1] **Assanuma, H. and Quesada J.F.**, 1984. An Experimental Study of the Oil Supply Mechanism of a Rotary Compressor, *Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 383-391.
- [2] **Itoh, T. et al.**, 1992. Study on the Oil Supply System for Rotary Compressors, *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 505-514.
- [3] **Kim, H.j. and Lee T.J.**, 2002. Numerical Simulation of Oil Supply System of Reciprocating Compressor for Household Refrigerators, *Proceedings of the 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, C10-3.
- [4] **J. Lückmann, C. Alves, H.j. and R. Barbosa**, 2008. Analysis of Oil Pumping in a Reciprocating Compressor, *Proceedings of the 2008 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, C10-3.
- [5] **Nissen, H. S., Outzen, S. E. and Worm, O.**, 2001, A Hermetically-Encapsulated Refrigerant Compressor, *European Patent*, No: 0815360 dated 08.08.2001.
- [6] **Tae-Min, K.**, 2004, Oil Supply Apparatus for Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 6716001 dated 06.04.2004.
- [7] **Cheal-Ki, N., Kee-Joo, K., Jai-Seong, S.**, 2008, Oil Supply Device For Compressor In Refrigeration System, *United States Patent*, No: 7367784 dated 06.05.2008.
- [8] **Jong-Hyuk, K.**, 2003, Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 6666301 dated 23.12.2003.
- [9] **Jong-Hyuk, K.**, 2005, Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 6866123 dated 15.03.2005.
- [10] **Frederik, D., Carlo, Z.**, 2002, Oil Pump for a Hermetic Compressor, *European Patent*, No: 6450785 dated 17.09.2002.
- [11] **Luca, R.**, 2000, Improvement in the Lubricating System for a Hermetically Sealed Reciprocating Compressor, *European Patent*, No: 0728946 dated 05.04.2000.
- [12] **Manfred, K., Nilson, W.**, 1993, Oil Pump For A Variable Speed Hermetic Compressor, *World Organization Patent*, No: 9322557 dated 11.11.1993.
- [13] **Yasushi, A.**, 1985, Lubricating Device For Rotary Compressor, *Japanese Patent*, No: 60195391 dated 03.10.1985.

- [14] **Isao, K.**, 1985, Sealed-Type Compressor, *Japanese Patent*, No: 60119389 dated 26.06.1985.
- [15] **Teves, H., Teves, E. A.**, 1957, Lubricating Devive For A Motor-Driven Air Compressor, *Great Britain Patent*, No: 768058 dated 13.02.1957.
- [16] **Jun, P. A.**, 2007, Variable Capacity Compressor, *World Organization Patent*, No: 2007043754 dated 19.04.2007.
- [17] **Pautasso, N. E., Bernhard, L. D. E. and Adilson, M.**, 2002, Reciprocating Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 6416296 dated 09.07.2002.
- [18] **Andrew, P.**, 2003, Lubricating System For Compressor, *United States Patent*, No: 6527085 dated 04.03.2003.
- [19] **Nilson, W., Luiz, M. S. and Manoel, M. J.**, 2009, Oil Pump For A Refrigeration Compressor, *World Organization Patent*, No:2009092147 dated 30.07.2009.
- [20] **Young-Su, K.**, 2003, Oil Pickup Apparatus For Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 20030010573 dated 16.01.2003.
- [21] **Kazuhito, N., Akihiko, K., Masahiko, O., Manabu, M. and Hidetoshi, N.**, 2006, Closed Type Electric Compressor, *United States Patent*, No: 7021425 dated 04.04.2006.
- [22] **Moon-Kee, C., Kwang-Hyup, A., Jong-Hoon, K., Jeong-Ho, L. and Ho-Seon, R.**, 2005, Oil Supply Apparatus For Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 2005271532 dated 08.12.2005.
- [23] **Hironari, A., Kosuke, T. and Takahide, N.**, 2009, Hermetic Compressor, *United States Patent*, No: 2009092504 dated 09.04.2009.
- [24] IDEAS Version NX 5, 2007
- [25] Fluent Tutorials Guide, 2006, Lebenon, NH, USA, p. 17.1-17.30
- [26] GAMBIT Version 2.3.16, 2006
- [27] Fluent Version 6.3.26, 2006
- [28] **Patankar, S.V.**, (1980), *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing, USA, p. 1986.
- [29] **Kerpicci, H., Onbasioglu, S., Yagci, A. And Oguz, E.**, 2010, Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Reciprocating Compressor, *Proceedings of the 2010 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 1398.

ÖZGEÇMİŞ

- Doğum Tarihi** : 22/06/1987
- Doğum Yeri** : Trabzon / Merkez
- Ortaöğretim** : Trabzon Yomra Fen Lisesi(2001-2004)
- Lisans** : İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği
(2004-2009)
- Lisansüstü** : İstanbul Teknik Üniversitesi / Isı Akışkan Lisansüstü Programı
- Çalıştığı Kurumlar** : Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi
Ar-Ge Proje Mühendisi
(Lisans Bitirme Tezi) (2008-2009)
Arçelik A.Ş. Ar-Ge Akışkanlar Teknoloji Ailesi
Ar-Ge Proje Mühendisi
(Yüksek Lisans Bitirme Tezi) (2009-2010)
Arçelik A.Ş. Ar-Ge Titreşim-Akustik Teknoloji Ailesi
Ar-Ge Mühendisi (2011-)