

**UÇAK ELEKTRONİK SİSTEMİ SOĞUTMA POMPASININ
SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK
MEKANİK TASARIMI**

**MECHANICAL DESIGN OF AN AIRCRAFT ELECTRONIC
SYSTEM COOLING PUMP USING FINITE ELEMENT
METHODS**

YAĞIZ ALTUNAY

Prof. Dr. BORA YILDIRIM

Tez Danışmanı

Hacettepe Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim–Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı için Öngördüğü

YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak hazırlanmıştır.

2018

YAĞIZ ALTUNAY'ın hazırladığı “**Uçak Elektronik Sistemi Soğutma Pompasının Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Mekanik Tasarımı**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğretim Üyesi Hasan Basri ULAŞ

Başkan


.....

Prof. Dr. Bora YILDIRIM

Danışman


.....

Dr. Öğretim Üyesi Can DOĞRUER

Üye


.....

Doç. Dr. Barış SABUNCUOĞLU

Üye


.....

Dr. Öğretim Üyesi Okan GÖRTAN

Üye


.....

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Menemşe GÜMÜŞDERELİOĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

YAYINLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/raporumun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kağıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma iznini Hacettepe Üniversitesine verdiğimi bildiririm. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları bana ait olacaktır.

Tezin kendi orijinal çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

- ☒ **Tezimin/Raporumun tamamı dünya çapında erişime açılabilir ve bir kısmı veya tamamının fotokopisi alınabilir.**

(Bu seçenekle teziniz arama motorlarında indekslenebilecek, daha sonra tezinizin erişim statüsünün değiştirilmesini talep etmeniz ve kütüphane bu talebinizi yerine getirirse bile, tezinin arama motorlarının önbelleklerinde kalmaya devam edebilecektir.)

- ☐ **Tezimin/Raporumun tarihine kadar erişime açılmasını ve fotokopi alınmasını (İç Kapak, Özet, İçindekiler ve Kaynakça hariç) istemiyorum.**

(Bu sürenin sonunda uzatma için başvuruda bulunmadığım takdirde, tezimin/raporumun tamamı her yerden erişime açılabilir, kaynak gösterilmek şartıyla bir kısmı ve ya tamamının fotokopisi alınabilir)

- ☐ **Tezimin/Raporumun tarihine kadar erişime açılmasını istemiyorum, ancak kaynak gösterilmek şartıyla bir kısmı veya tamamının fotokopisinin alınmasını onaylıyorum.**

- ☐ **Serbest Seçenek/Yazarın Seçimi**

28/05/2018



Yağız Altunay

ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada,

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversitede veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

28/05/2018

YAĞIZ ALTUNAY

ÖZET

UÇAK ELEKTRONİK SİSTEMİ SOĞUTMA POMPASININ SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK MEKANİK TASARIMI

Yağız ALTUNAY

Yüksek Lisans, Makina Mühendisliği Bölümü

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Bora YILDIRIM

Mayıs 2018, 67 sayfa

Bu tez çalışmasında, havacılık alanında kullanılacak soğutma pompasının mekanik tasarımının ve yapısal analizinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu ürünün havacılık sektöründe kullanılması amaçlandığı için tasarım aşamalarında ihtiyaç duyulan performansı sağlamasının yanı sıra hafiflik de önemli bir kriter olarak göz önünde bulundurulmuştur. Bu durumun yapısal olarak herhangi bir zayıflamaya sebep olmadığından emin olunması önemli olduğundan detaylı bir şekilde incelenmiştir. Ayrıca pompa tipi için gerekli tasarım aşamaları da ortaya konmuştur. Yapılan sonlu elemanlar analizleri için ANSYS yazılımı kullanılmış, bu yazılım ile gövdedeki sıkı geçirme yöntemiyle monte edilmiş parçaların farklı sıcaklıklardaki gerilim analizleri, modal analiz, üç farklı yönde rastgele titreşim ve şok analizleri ile yorulma analizlerine ilişkin sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Tasarımın rastgele titreşime ilişkin yorulma ömrünü belirlemek için ise Steinberg teorisi kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: yapısal analiz, sıkı geçme bağlantı analizi, sonlu elemanlar metodu, modal analiz, şok analizi, rastgele titreşim, yorulma analizi, hasar analizi

ABSTRACT

MECHANICAL DESIGN OF AN AIRCRAFT ELECTRONIC SYSTEM COOLING PUMP USING FINITE ELEMENT METHODS

Yağız ALTUNAY

Master of Science, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Bora YILDIRIM

May 2018, 67 pages

In this thesis study, it is aimed to investigate the mechanical design and structural analysis of the cooling pump which is going to be used in the aerospace industry. As this product is intended to be used in the aerospace industry, lightweight design is also considered an important criterion, as well as providing the required performance in structural design. It is investigated in detail to make sure that it does not cause any structural weakening. In addition, the necessary design steps for the pump type are also revealed. ANSYS was used as a finite element analysis software. Results were obtained for the analysis of the parts in shrink fit contact relation at different temperatures, modal analysis, random vibration and shock analysis for X,Y and Z axis. Finally, Steinberg's theory was used to determine the fatigue life of the product in random vibration.

Keywords: structural analysis, shrink fit contact analysis, finite element method, modal analysis, shock analysis, random vibration, fatigue analysis, damage analysis

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesi sırasında yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve tecrübesiyle yol gösteren Prof. Dr. Bora YILDIRIM' a en içten teşekkürlerimi sunarım. Çalıştığım süre boyunca verdikleri destekten ve gösterdikleri ilgiden dolayı Anova Mühendislik' te görev yapan değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim. Ayrıca, çalışmalarım sırasında bana yardım ve desteklerini esirgemeyen aileme ve sevgili eşime teşekkürü borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
TABLolar	vi
ŞEKİLLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xi
1.GİRİŞ	1
2.POMPA TİPLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER	2
2.1.Kinetik Pompalar	2
2.1.1.Santrifüj Pompalar	2
2.1.2.Özel Etkili Pompalar	5
2.2.Pozitif Deplasmanlı Pompalar	7
2.2.1.Pistonlu Pompa	8
2.2.2.Döner (Rotatif) Pompa	9
3.GEROTOR POMPA MEKANİK TASARIMI	15
3.1.Pompa Paketi	18
3.2.Motor	19
3.3.Ana Gövde	20
3.4.Şaft	20
3.5.Alt Kapak	21
3.6.Kama	21
3.7.Üst Kapak	22
4.GEROTOR POMPA YAPISAL ANALİZİ	23
4.1.Statik Analiz	26
4.2.Modal Analiz	33
4.3.Rastgele Titreşim Analizi	38
4.4.Mekanik Şok Analizi	51
4.5.Rijit Gövde Dinamiği Analizi	60
5.SONUÇ	62
KAYNAKLAR	65



TABLÖLAR

	<u>Sayfa</u>
Tablo 1. Sistem gereksinimleri	15
Tablo 2. PAO 2cSt termal özellikleri	16
Tablo 3. Motor teknik özellikleri	19
Tablo 4. Analizde yer alan malzemelerin mekanik özellikleri.....	23
Tablo 5. Sayısal ağ değerleri.....	24
Tablo 6. Sıkı geçme montajı sıcaklık gerilim değişimi	28
Tablo 7. Analiz sonucu elde edilen radyal gerilim aralıkları	33
Tablo 8. Modal analiz doğal frekans sonuçları	36
Tablo 9. Rastgele titreşim analizi PSD veri tablosu	41
Tablo 10. Hareketli parçalara ait atalet momentleri	61

ŞEKİLLER

Sayfa

Şekil 1. Dinamik pompaların sınıflandırılması [2].....	2
Şekil 2. Pompa tipleri ve özgül akış hızı karşılaştırılması [2]	3
Şekil 3. Çok aşamalı periferik pompa kesiti [3]	4
Şekil 4. Jet pompa kesiti [5]	5
Şekil 5. Gaz pompası [7]	6
Şekil 6. Su koçu pompası [8]	6
Şekil 7. Pozitif Deplasmanlı Pompaların Sınıflandırılması [2]	8
Şekil 8. Pistonlu pompa [14]	8
Şekil 9. Paletli pompa [9]	9
Şekil 10. Esnek pervaneli pompa [9]	9
Şekil 11. Peristaltik pompa [9]	10
Şekil 12. Tek ve çoklu vidalı döner pompa kesiti [2]	10
Şekil 13. Lob pompa [9].....	11
Şekil 14. Düz dişli pompa [2]	12
Şekil 15. Eksantrik iç dişli pompa [9]	12
Şekil 16. Gerotor pompa [10].....	13
Şekil 17. Pozitif deplasmanlı ve santifüj pompa akış basınç farkı karşılaştırması [2]13	
Şekil 18. Özgül hız pompa tipi karşılaştırması [12]	15
Şekil 19. Elde edilen pompa dişli profili [13]	16
Şekil 20. Üretilmiş prototip görselleri	17
Şekil 21. Gerotor pompa patlatılmış montaj görüntüsü.....	18
Şekil 22. Pompa paketi.....	19
Şekil 23. Ana gövde ön ve arka görünüşü	20
Şekil 24. Şaft tasarımı	21
Şekil 25. Alt kapak tasarımı	21
Şekil 26. Kama tasarımı	22
Şekil 27. Üst kapak isometrik ve kesit görünümü	22
Şekil 28. AISI 4340 (solda) ve AISI 1020 (sağda) çelik malzemelerine ait logaritmik yorulma-ömür grafikleri	24
Şekil 29. AL 6061 T6 alüminyum (solda) ve C93700 (sağda) bronz malzemelerine ait logaritmik yorulma-ömür grafikleri.....	24

Şekil 30. Sayısal ağ görseli	25
Şekil 31. Sabit destek sınır koşulu.....	25
Şekil 32. Sıkı geçme normal gerilime maruz kalan yüzey gösterimi	26
Şekil 33. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Stator üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=22^{\circ}\text{C}$).....	29
Şekil 34. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Üst bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=22^{\circ}\text{C}$).....	29
Şekil 35. (A) Alt kapak üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Alt bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=22^{\circ}\text{C}$).....	29
Şekil 36. (A) Şaft üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Rotor üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=22^{\circ}\text{C}$).....	30
Şekil 37. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Stator üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=-57^{\circ}\text{C}$).....	30
Şekil 38. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Üst bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=-57^{\circ}\text{C}$).....	31
Şekil 39. Alt kapak üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Alt bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=-57^{\circ}\text{C}$).....	31
Şekil 40. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Stator üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=85^{\circ}\text{C}$).....	32
Şekil 41. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Üst bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=85^{\circ}\text{C}$).....	32
Şekil 42. Alt kapak üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Alt bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=85^{\circ}\text{C}$).....	32
Şekil 43. Modal analiz doğal frekans dağılımı	36
Şekil 44 Modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri	37
Şekil 45. Örnek rastgele titreşim verisi	38
Şekil 46. Gauss dağılım eğrisi [16]	39
Şekil 47. Rastgele analiz proje şeması.....	41
Şekil 48. Rastgele titreşim analizi PSD veri grafiği	41
Şekil 49. Ana gövde ve şaft rastgele titreşim analizi sonucunda von Mises gerilim değerleri (X yönü).....	42
Şekil 50. Kama ve dişli grubu rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (X yönü)	43
Şekil 51. Ana gövde rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar	

değerleri (X yönü).....	44
Şekil 52. Dış dişli (A), iç dişli (B), şaft (C) ve kama (D) rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (X yönü).....	44
Şekil 53. Ana gövde ve şaft rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Y yönü).....	45
Şekil 54. Kama ve dişli grubu rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Y yönü).....	46
Şekil 55. Ana gövde rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Y yönü).....	47
Şekil 56. Dış dişli (A), iç dişli (B), şaft (C) ve kama (D) rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Y yönü).....	47
Şekil 57. Ana gövde ve şaft rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Z yönü).....	48
Şekil 58. Kama ve dişli grubu rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Z yönü).....	49
Şekil 59. Ana gövde rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Z yönü).....	50
Şekil 60. Dış dişli (A), iç dişli (B), şaft (C) ve kama (D) rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Z yönü).....	50
Şekil 61. Testere dişi, yarım sinüsoidal ve kare ivme girdileri [17].....	52
Şekil 62 Testere dişi ivme tipi tolerans aralıkları [18].....	52
Şekil 63. Şok analizi proje şeması.....	53
Şekil 64. Analize uygulanan şok değeri.....	53
Şekil 65. Şok analizi maksimum gerilme - zaman değişimi (X yönü).....	54
Şekil 66. Şok analizi maksimum deplasman - zaman değişimi (X yönü).....	54
Şekil 67. Genel sistem şok analizi maksimum von Mises gerilimi (X yönü).....	55
Şekil 68. Kama (A) ve dişli grubu (B) şok analizi maksimum von Mises gerilimi (X yönü).....	55
Şekil 69. Genel sistem şok analizi maksimum deplasman (A) ve maksimum gerilim (B) (X yönü).....	55
Şekil 70. Şok analizi maksimum gerilim - zaman değişimi (Y yönü).....	56
Şekil 71. Şok analizi maksimum deplasman - zaman değişimi (Y yönü).....	56
Şekil 72. Genel sistem şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Y yönü).....	57
Şekil 73. Kama (A) ve dişli grubu (B) şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Y	

yönü)	57
Şekil 74. Genel sistem şok analizi maksimum deplasman (A) ve maksimum gerinim (B) (Y yönü)	57
Şekil 75. Şok analizi maksimum gerilim - zaman değişimi (Z yönü)	58
Şekil 76. Şok analizi maksimum deplasman - zaman değişimi (Z yönü)	58
Şekil 77. Genel sistem şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Z yönü)	59
Şekil 78. Kama (A) ve dişli grubu (B) şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Z yönü)	59
Şekil 79. Genel sistem şok analizi maksimum deplasman (A) ve maksimum gerinim (B) (Z yönü)	59
Şekil 80. Açısal hız analiz girdisi	60
Şekil 81. Analiz sonucu dış dişli açısal hız grafiği.....	61

-

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

σ	Normal Gerilme
τ	Kayma Gerilmesi
ε	Normal Gerinim
γ	Kayma Açısı
ν	Poisson Oranı
d	Yoğunluk
E	Elastisite Modülü
G	Kayma Modülü

Kısaltmalar

ASD	Acceleration Spectral Density (İvme Spektral Yoğunluk)
PAO	Poly-alpha olefin
PSD	Power Spectral Density (Güç Spektral Yoğunluk)
RBD	Rigid Body Dynamics

1. GİRİŞ

Pompa genel anlamda akışkanlara potansiyel veya kinetik enerji aktaran makine olarak tanımlanabilir. Pompalar günümüzde endüstriyel açıdan çok geniş bir uygulama alanına sahiptir. Her üründe olduğu gibi pompalarda da uygulama alanına göre tasarım kriterleri farklılık göstermektedir. Örneğin kuyudan su çekmek amacıyla kullanılan bir dalgıç pompada ağırlık bir tasarım kriteri olarak oldukça alt sıralarda yer alırken, bu çalışmada konu edilen üründe olduğu gibi havacılık endüstrisinde kullanılan bir pompada ağırlığın minimum seviyede tutulması oldukça yüksek önem taşımaktadır. Havacılık sektöründe bu tip komponentlerin ağırlığının ideal seviyede tutulması yakıt sarfiyatını azaltacağı gibi taşınabilecek faydalı yük miktarının da artmasını sağlamaktadır.

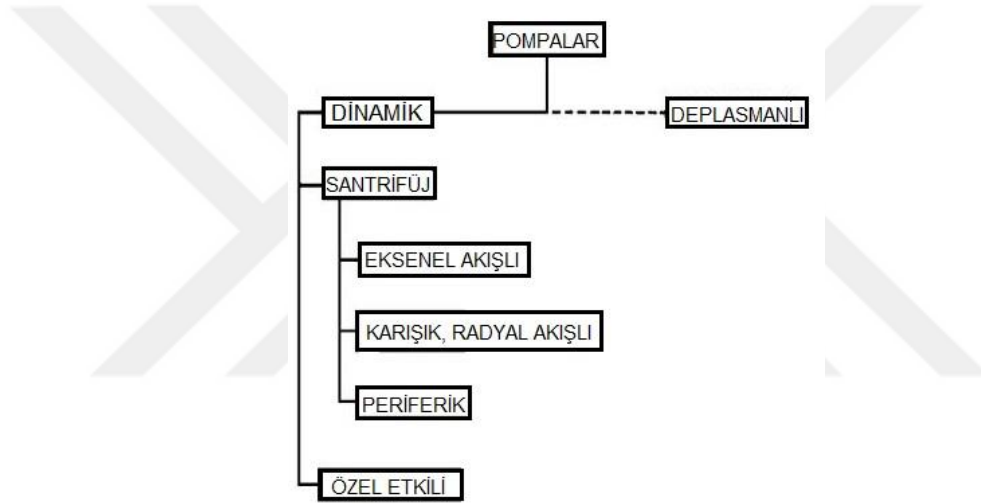
Pompalar akışkana enerjinin iletilme biçimine göre sınırlandırılmaktadır. Pompalar genel olarak akışkana mekanik veya başka bir sıvı aracılığıyla hareket veren pozitif deplasmanlı ve akışkanı genellikle hızla dönen bir pervane yardımıyla hareketlendiren kinetik pompalar olmak üzere iki ana başlıkta toplanmaktadır. Kinetik ve pozitif deplasmanlı pompalar arasındaki en belirgin fark kinetik pompaların düşük basınçta yüksek debi sağlamaları, pozitif deplasmanlı pompaların ise yüksek basınç değişimlerine karşı daha stabil debi değişimi ile karşılık vermeleridir. Bu çalışmada tasarlanan elektronik sistem soğutma pompası -57°C ile 85°C sıcaklık aralığında muhafaza edilerek -40°C ile 60°C aralığında çalışacağı ve pompanın hareket ettireceği akışkanın viskozitesi bu aralıkta oldukça fazla değişkenlik gösterdiği için pozitif deplasmanlı pompalardan iç dişli gerotor pompa tipi seçilerek basınç değişimlerinden düşük oranda etkilenmesi tercih edilmiştir.

Bu çalışmanın devam eden bölümlerinde pompa tipleri hakkında daha detaylı bilgi verilerek pozitif deplasmanlı pompalardan iç dişli pompa ve tasarım kriterleri üzerinde durulmuştur. Ardından tasarlanan pompa askeri standartlarda olduğundan yapısal tasarım doğrulama amaçlı yapılan çalışmalar limit sıcaklıklardaki genel montaj ilişkilerini inceleyen bir statik analiz, modal analiz, şok analizi, rastgele titreşim analizi ve rastgele titreşime bağlı yorulma analizi yapılarak parçaların gerilim seviyeleri ve yorulma ömürleri incelenmiştir.

2. POMPA TİPLERİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1. Kinetik Pompalar

Kinetik veya başka bir isimle dinamik pompalarda kinetik enerji merkezkaç kuvveti sayesinde, çarklar tarafından akışkana aktarılmaktadır. Aktarılan enerji ile pompanın emiş yönünden giren akışkan tahliye yönünden çıkacak biçimde hareket ettirilir. Kinetik pompalar genellikle yüksek debi ihtiyacına sahip sistemlerde, nispeten daha düşük basınç aktararak kullanılırlar. Kinetik pompalar literatürde Şekil 1’de görülebileceği gibi santrifüj ve özel etkili pompalar olmak üzere iki alt başlıkta incelenirler. [2]



Şekil 1. Dinamik pompaların sınıflandırılması [2]

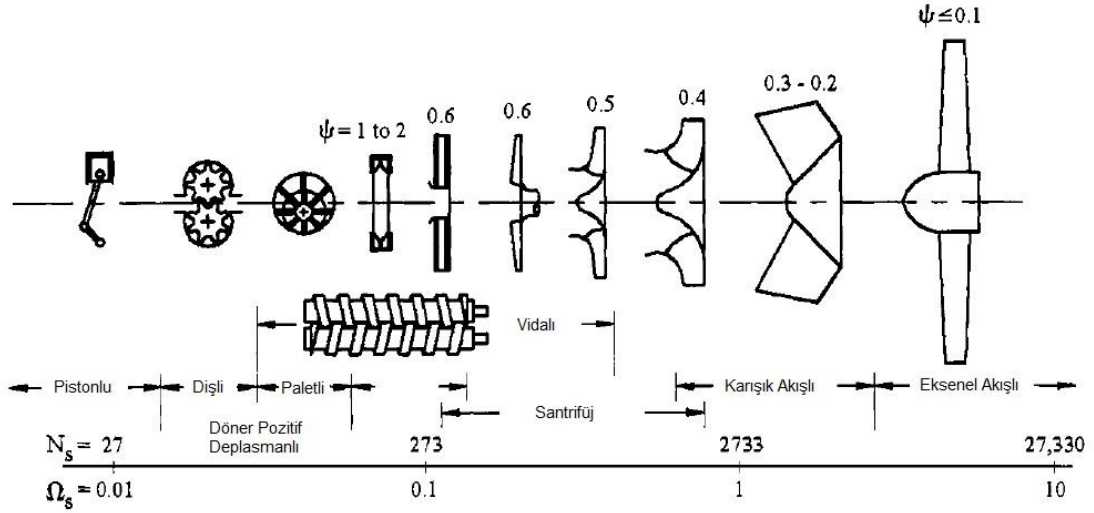
2.1.1. Santrifüj Pompalar

Bir gövde ve içinde yer alan kanatlı bir pervaneden veya başka bir deyişle çarktan oluşan bu pompalarda sıvı, bir girişten genellikle çarkın merkezine doğru iletilir. Basınç ve sıvı hareketi ise sıvının çarkla döndürülmesiyle elde edilmektedir. Santrifüj pompalar en bilinen tipleriyle üç ana başlıkta incelenmektedir[2].

a) Radyal Akışlı Santrifüj Pompalar: Çark eksenini ile aynı doğrultuda çark merkezine doğru gelen akış radyal yönde pompalanmaktadır.

b) Eksenel Akışlı Santrifüj Pompalar: Çark eksenini ile aynı doğrultuda çark merkezine doğru gelen akış hareket yönünde pompalanmaktadır.

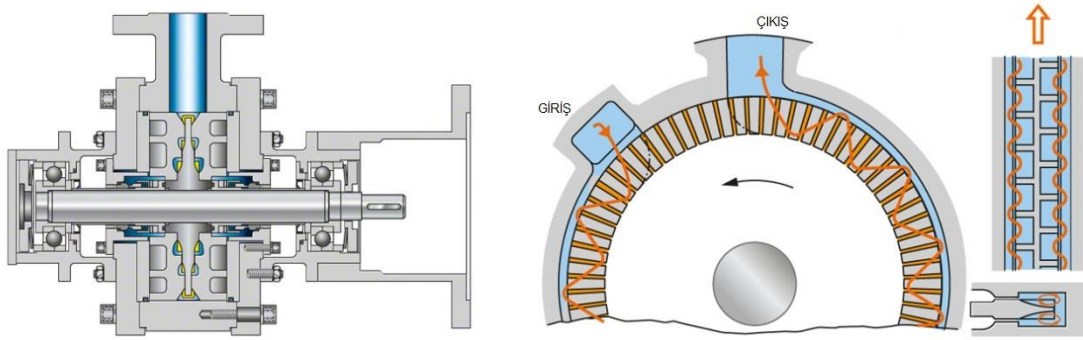
c) **Karışık Akışlı Santrifüj Pompalar:** Çark eksenine ile aynı doğrultuda çark merkezine doğru gelen akış hem aksenal hem de radyal yönde pompalanmaktadır.



Şekil 2. Pompa tipleri ve özgül akış hızı karşılaştırılması [2]

Santrifüj pompa tiplerinin özgül hızları karşılaştırıldığında Şekil 2'de de görülebileceği üzere özgül hızı en yüksek tip en sağda görülen aksenal akışlı pompa tipidir. Aksenal akışlı santrifüj pompayı karışık akışlı ve radyal akışlı santrifüj pompalar izlemektedir. Bu durumun sebebi aksenal akışta sıvı yönünün değiştirilmeden sıvıya momentum kazandırılmasıdır. Diğer akış tiplerinde akış yönü değiştirildiği için kayıp artmakta, özgül hız düşmektedir.

d) **Periferik Pompalar:** Türbin, rejeneratif veya periferik pompalar yaygın santrifüj çeşitlerine benzemekle birlikte, iç yapıları sebebiyle düşük debilerde yüksek basınç farkına sahip akış oluşturabilecek kapasitededirler. Bu özellikleriyle düşük nispeten düşük basınç farkı gerektiren durumlarda pozitif deplasmanlı pompalar yerine de kullanılabilirler. Pompa duvarı ve çark arasındaki boşluğunun çok küçük olması sebebiyle vizkozitesi yüksek akışkanlar ile kullanılmalı, akışkan aşındırıcı maddelerden arındırılmış olmalı ve korozyona sebep olmamalıdır. Periferik pompalar tek veya çok aşamalı olarak tasarlanabilirler. Periferik pompalar farklı kaynaklarda farklı biçimlerde sınıflandırılmaktadırlar. Bazı kaynaklarda santifüj pompa olarak sınıflandırılmakla birlikte bazı kaynaklarda farklı bir dinamik pompa türü olarak görülmektedirler [3][4] .



Şekil 3. Çok aşamalı periferik pompa kesiti [3]

Santrifüj pompalar akış ve basıncın dinamik olarak oluşturulduğu dönen bir makinadır. Giriş pozitif deplasmanlı pompalarda olduğu gibi çıkıştan tamamen ayrılmamıştır. Yani kapalı bir hacim bulunmamakta, sıvı girişten çıkışa doğru aynı açık hacimde devam etmektedir. Akışkan, santrifüj pompadaki gibi çark ve pompa duvarının yönlendirmesi ile çıkışa iletilir. Akışkan taşınımının çark ve pompa duvarı ile aktarılan momentum sayesinde yapıldığı bu tip açık hacimli pompalara rotodinamik pompalar denir. Radyal akış, karışık akışlı ve eksenel akışlı çarkları olan tüm pompalar rotodinamiktir. Santrifüj pompa terimi, tüm rotodinamik pompaları kapsar. Santrifüj pompalardaki akış modelleri üç boyutlu ve değişen açılarda düzensiz olmasına rağmen tek boyutta değerlendirildiğinde temel enerji transferi ve performans ile çark geometrisi, pompa iç duvarı ve akış yolları arasında ilişki kurmak oldukça kolaydır. Tek boyutlu değerlendirme ve analiz hem optimum tasarım şartlarında, hem de ideal olmayan koşullarda pompanın operasyonel özelliklerinin kolaylıkla çıkartılabilmesini sağlar. Bu durum tasarımcı ve kullanıcının pompanın ve kullanıldığı sistemin performansını öngörebilmesine olanak vermektedir.

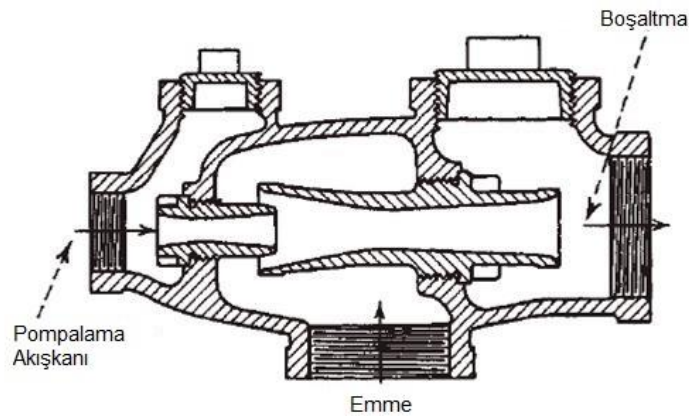
Santrifüj pompadaki akışkan hareketinin karmaşıklığı, belirlenen bir boyut için enerji seviyesi veya güç girişi nispeten büyük olduğu takdirde önem kazanmaktadır. Bu durumda akışkan devridaimi, kavitasyon ve basınç darbeleri gibi akışkanlara özgü olgular önem kazanırlar. Ayrıca mekanik parçalar ve akışkan etkileşimi sebebiyle, oluşan gerilim, titreşim, rotor dinamiği ilgili tasarım yaklaşımları ve bu durumlar göz önünde bulundurularak parça üretiminde kullanılmak üzere seçilen malzeme tipleri gibi kritik hale gelen konular ile

operasyonel limitler dikkatle çalışılmalıdır [2],[4] .

2.1.2. Özel Etkili Pompalar

Bu tip pompalar santrifüj pompalar gibi hareketi kinetik olarak iletirler ancak klasik santrifüj pompaların dışındaki çalışma yöntemleriyle bu etkiyi oluşturmaktadırlar. Farklı kaynaklarda değişik sayıda ve alt başlıklarda incelenmekle birlikte mevcut dört tipi ve çalışma yöntemler aşağıda açıklanmaktadır.

a) Jet Pompa: Akışkanın hareket ettirilmesi için başka bir akışkanın sahip olduğu momentum kullanılmaktadır. Jet pompalar boşaltma ve doldurma amaçlı kullanılan tipler olarak ikiye ayrılmaktadır. Sifon adı da verilmektedir. Pompanın oluşturması gereken basınç farkının düşük olduğu sistemlerde kullanılır. Sistem pompanın çalışması için kullanılan sıvının sahip olduğu basınç farkı pompalanacak sıvının basınç farkı ve sistem kayıplarının toplamından daha fazla olacak biçimde tasarlanmıştır. Diğer bir tip olan enjektör ise genellikle buharla çalışan ve lokomotif buhar kazanı besleme gibi işlemler için kullanılan bir pompa tipidir.



Şekil 4. Jet pompa kesiti [5]

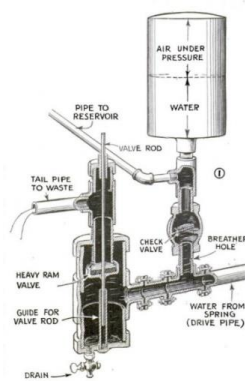
b) Gaz Pompası: Gaz pompası veya asansörü sıkıştırılmış havanın sistemdeki sıvıyı yükseltmek için kullanıldığı bir pompa tipidir. Geçmişte toprak altında bulunan akışkanları yeryüzüne çıkartılmasında yaygın olarak bu pompa tipi kullanılmıştır. Ancak zaman içinde daha verimli farklı pompa tipleri geliştirildiği için yerini bu çeşitlere bırakmıştır. En yaygın kullanım alanı petrol kuyularıdır. Farklı bir hat ile derine gönderilen yüksek basınçlı hava toprak altında petrolün bulunduğu

hatta verilir. Buraya bırakıldığında genişlerken yoğunluk farkı sebebiyle yüzeye doğru harekete başlarken bu kapalı hacimdeki akışkanın basıncını arttırmaktadır. Bu esnada genişleme sebebiyle yüzeye gaz ile birlikte petrol akışı başlar ve petrol yüzeye pompalanmış olur [6].



Şekil 5. Gaz pompası [7]

c) **Hidrolik Koç Pompası:** Su koçu pompası olarak da adlandırılmaktadırlar. Bu tip pompalar genellikle enerji harcamadan bir su kaynağı veya nehirden su pompalamak için kullanılırlar.



Şekil 6. Su koçu pompası [8]

Kaynaktan alınan su Şekil 6'da görünen valften geçerek içinde hava bulunan tanka

dolarak tank içindeki basıncı arttırır. Basınç tasarımı belirlenen maksimum değere ulaştığında valf kapanır ve basınç dengelenene kadar tanktaki su rezervuara akar. Basınç bu kez rezervuar ile dengeye ulaştığında ise valf tekrar açılır ve çevrim devam eder.

d) Elektromanyetik Pompa: Elektromanyetik pompalar hareket elektrik motoruna benzer biçimde iletken akışkana elektromanyetik alanın taşıma kuvveti ilemesi sayesinde çalışırlar. Tüm elektromanyetik pompalarda taşınan akışkanlar elektromanyetik alan sebebiyle oluşan kuvvetten etkilenebilmesi için iletken olmak zorundadır. Sıvıya uygun şekilde yönlendirilen bu kuvvet, sıvı uygun şekilde içerikliyse, kendisini basınç olarak gösterir. Manyetik alan ile akım ve bunun sonucunda oluşan kuvvet çeşitli şekillerde uygulanabilir ve elektromanyetik pompalar buna göre sınıflandırılırlar.

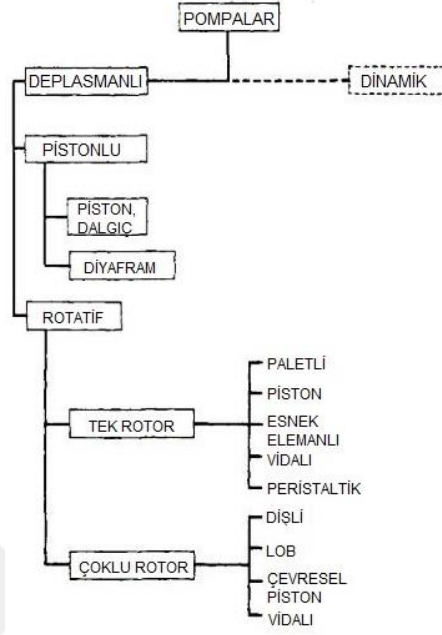
2.2. Pozitif Deplasmanlı Pompalar

Pozitif deplasmanlı pompalarda enerji periyodik olarak bir veya daha fazla hareket ettirilebilir kapalı hacimde bulunan akışkana, doğrudan kuvvet uygulanmasıyla aktarılır. Bu durum akışkanın çıkış hattına ilerleyecek biçimde basınçlandırılmasına sebep olmaktadır. Buradaki en önemli noktalar enerji aktarımının devamlı değil periyodik olması ve doğrudan sıvıya kuvvet uygulanmasıdır [9].

Pozitif deplasmanlı pompalar bir veya fazla sayıda pistonun hareketiyle ya da dişlilerin, lobların veya diğer hareketli elemanların akışkanı sıkıştırması işlemiyle akışkanı emmeden boşaltmaya taşıyarak çalışmaktadır. Akışkan sabit bir hacimde taşındığı ve emme ile boşaltma arasında kapalı hacim bulunduğu için her devirde pompaladığı akışkan miktarı yaklaşık olarak sabittir. Pompalanan akışkan genellikle sıvıdır ancak bu tip pompalar katı parçacık içeren çözelti, çözünmüş gaz içeren sıvı, kağıt hamuru, çamur gibi farklı tipte maddeler de taşıyabilecek şekilde geliştirilebilmektedir. Yine de pompalanabilmesi için maddenin akışkan benzeri bir davranış sergilemesi gerekmektedir [1].

Pozitif deplasmanlı pompalar sistemde yaşanan yüksek basınç değişimlerine kinetik pompalara nazaran daha stabil debi değişimleriyle tepki vermektedir. Bunun doğal bir sonucu olarak da düşük viskoziteli akışkanların yanı sıra yüksek

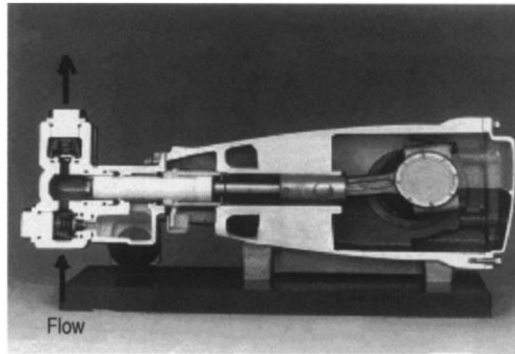
viskoziteli akışkanlarla da yüksek verimle çalışabilmektedir. Pozitif deplasmanlı pompalar Şekil 7’de gösterildiği gibi pistonlu ve döner (rotatif) pompalar olmak üzere ikiye ayrılırlar.



Şekil 7. Pozitif Deplasmanlı Pompaların Sınıflandırılması [2]

2.2.1. Pistonlu Pompa

Pistonlu pompa emme kısmından gelen akışkana ileri ve geri doğru hareket eden bir piston aracılığıyla enerji iletmektedir. Akışkan hareketi doğrudan pompa geometrisiyle ilişkili olduğundan, akışkan dinamiği ilkeleri bu tip pompalarda yüksek önem teşkil etmemektedir. Pompada yer alan piston genellikle bir motor yardımıyla hareket ettirilmektedir. Pistonlu pompa genellikle pistonun hareketi sebebiyle kesik kesik çalışarak sürekli (kesintisiz) akış sağlamaz ancak ihtiyaca göre yüksek basınç sağlayabilir.

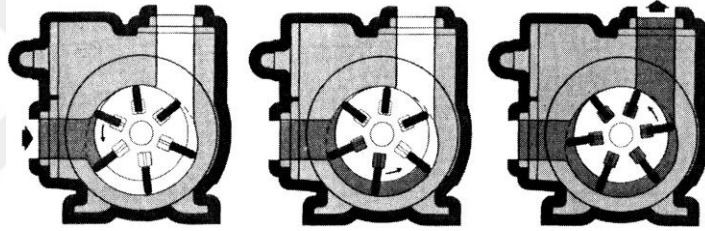


Şekil 8. Pistonlu pompa [14]

2.2.2. Döner (Rotatif) Pompa

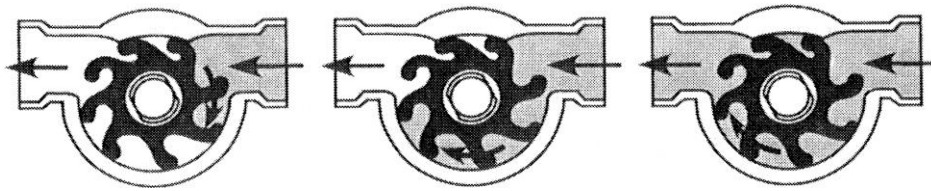
Döner pozitif deplasmanlı pompalar akışkanın emmeden boşaltmaya hareket ettirilmesi için dişli, lob, vida veya palet gibi dönen elemanlar kullanmaktadır. Dönen elemanların sayısına göre tek rotorlu ve çoklu rotorlu pompalar olarak ikiye ayrılırlar. Sık kullanılan tek ve çift rotorlu pompa tiplerine aşağıdaki örnekler verilebilir.

a) Paletli Pompa: Tek rotorlu pompa tiplerindendir. Çarkta bulunan oyuklara yerleştirilmiş ve sürekli gövde iç duvarına temas halinde olan kanatlar bulunmaktadır. Bu kanatlar kapalı hacim yaratarak emme kısmından alınan akışkanı çıkışa kadar taşımaktadır. Boyutlarına oranla sağladıkları debi oldukça yüksektir ve genellikle gürültüsüz çalışmaları sebebiyle iç ortam kullanımlarında veya ses izolasyonunun önemli olduğu yerlerde tercih edilirler.



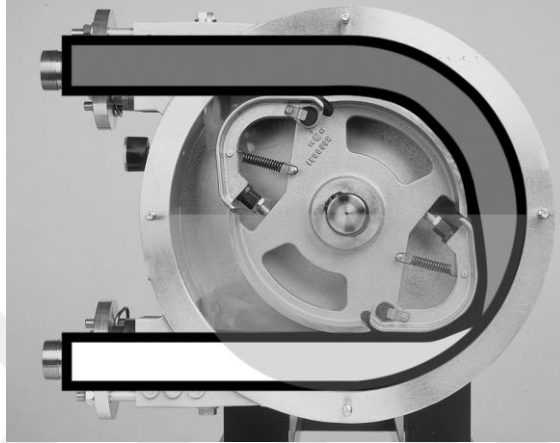
Şekil 9. Paletli pompa [9]

b) Esnek Pervaneli Pompa: Tek rotorlu bir pompadır. Esnek paletli pompa olarak da adlandırılırlar. Çalışma mantıkları, paletli pompaya benzer şekilde, pervane kanatlarının dış gövdenin iç duvarına baskı yaratmasıyla kapalı hacim oluşturması ve bu kapalı hacimler içerisinde akışkanı emme bölümünden çıkış bölümüne taşıması şeklindedir. Oldukça sessiz çalışır. Pervane genellikle plastik veya benzeri, kolaylıkla esneyebilen malzemelerden yapılmaktadır. Bu durum çalışma sıcaklığı aralığı geniş olan operasyonlarda kullanılmasını güçleştirmektedir.



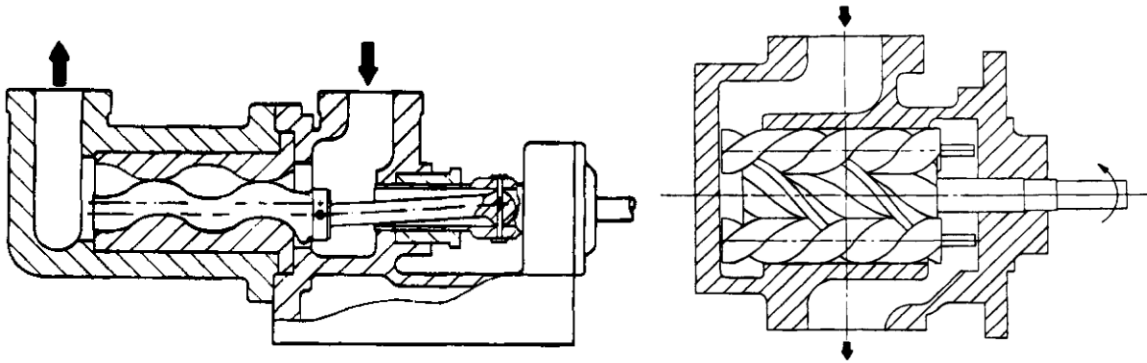
Şekil 10. Esnek pervaneli pompa [9]

c) **Peristaltik Pompa:** Tek rotorlu bir pompadır. Emme kısmında başlayarak çıkış bölümüne kadar bir hat şeklinde uzanan esnek bir hortum yer almaktadır. Akışkan bu tüp içerisinde Şekil 11’de görüldüğü gibi pabuç veya tekerlekler yardımıyla oluşturulan kapalı hacim içerisinde taşınmaktadır. Genellikle düşük debide çalışmakta, yüksek viskoziteli akışkan pompalayabilmektedir. Gıda ve sağlık sektörü gibi hijyenin önemli olduğu sektörlerde kullanılmaktadır.



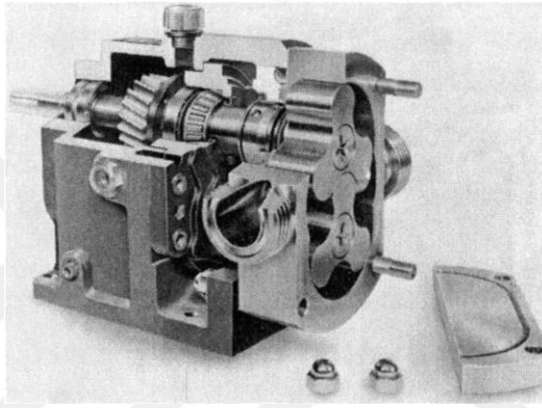
Şekil 11. Peristaltik pompa [9]

d) **Vidalı Pompa:** Tek ve çoklu rotorlu tipleri mevcuttur. Vidalı tiplerinde stator genellikle plastik gibi elastomerik malzemelerden imal edilmektedir. Rotor yani vida statorun içinde dönerken akışkan vida boşlukları içinde ilerleyerek çıkışa yönlendirilir. Vidalı pompanın en büyük avantajı viskozitesi çok yüksek akışkanları rahatlıkla pompalayabilmesidir. Oldukça sessiz çalışır ve yüksek verimlidir. Elastomerik stator sebebiyle çalışma sıcaklığı aralığı görece düşüktür ve katı partikül içeren akışkanlarla özellikle fazla stator zarar gördüğü için kullanılmaz [9].



Şekil 12. Tek ve çoklu vidalı döner pompa kesiti [2]

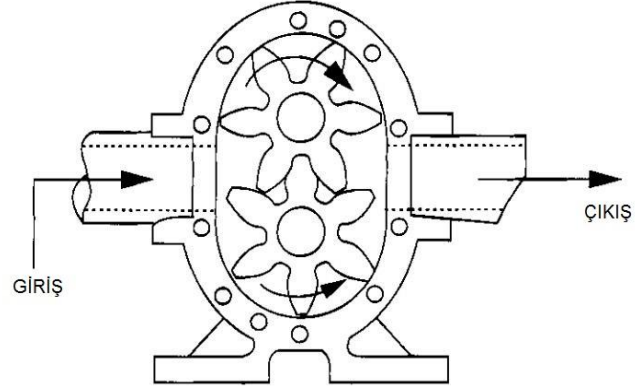
e) **Lob Pompa:** Çoklu rotorlu bir pozitif deplasmanlı pompadır. Akışkan hareketi lobların dönmesiyle sağlanmakta, lobların duvarın iç yüzüne yakın bölgesinden yapılmaktadır. Çalışma mantığı dış dişli pompaya çok benzemesine rağmen iç dişli pompadan farklı olarak loblar birbirine kuvvet aktarmamakta yani birbirini döndürmemektedir. Senkronizasyon genellikle şaft üzerindeki bir zamanlama kayışı ile sağlanmaktadır. Ayrıca loblar arasında aşınmayı engellemek için bir miktar boşluk bırakılmakta, bu boşluk akışkan geri kaçışına sebep olmaktadır. Bu durum yüksek basınç farkı ihtiyacı bulunan operasyonlarda ve düşük viskoziteli pompaların kullanımında dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır.



Şekil 13. Lob pompa [9]

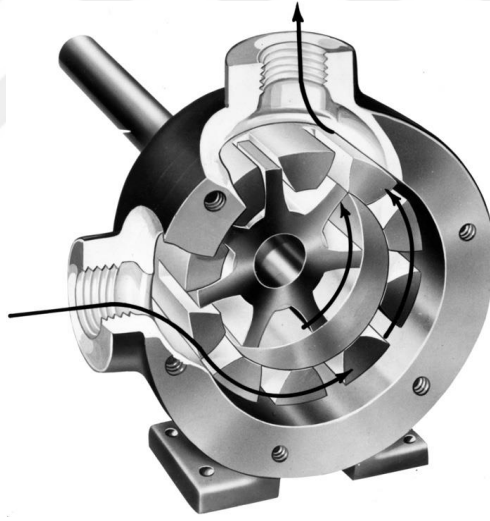
f) **Dişli Pompa:** Çoklu rotorlu bir pozitif deplasmanlı pompadır. Hareketli iki dişli bulunmaktadır ve bunlardan birisi diğerini tahrik etmektedir. Dişlilerin konumlandırılma biçimine ve tipine göre iç dişli ve dış (düz) dişli olmak üzere iki alt başlıkta incelenmektedir.

- **Dış (Düz) Dişli Pompa:** En bilinen ve yaygın kullanılan pompa tiplerinden birisidir. Şekil 14'te görüldüğü gibi iki dişlinin hareketiyle akışkan ok yönünde emmeden çıkış yönüne doğru hareket ettirilmektedir. Dişlilerden birine hareket verilir diğeri ise bu dişli tarafından iletilen kuvvet sayesinde tahrik edilmektedir. Bu durum akışkanın geri kaçışına engel olmaktadır. Böylece nispeten yüksek basınçta akışkan pompalanmasına olanak tanınmasının yanında düşük ve yüksek viskoziteli akışkanlarla çalışabilmesini sağlamaktadır. Yüksek devirlerde dönebilen bu pompada dişli tipi değiştirilerek helis dişli kullanımıyla gürültü seviyesi de düşürülebilmektedir.



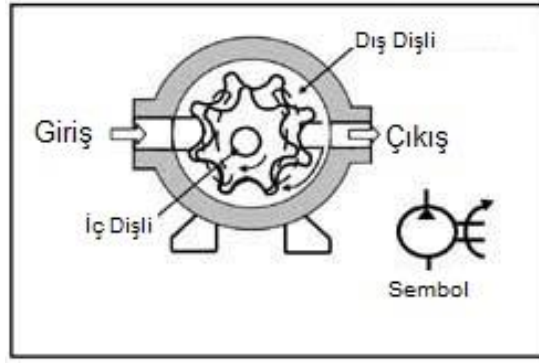
Şekil 14. Düz dişli pompa [2]

- **İç Dişli Pompa:** Düz dişli pompadan farklı olarak bir adet normal dişli bir adet de ortası boş dış dişli mevcuttur. Bazı tiplerinde ay benzeri bir parça bulunmaktadır. Bu parça iç dişli ile dış dişli arasında, dişlilerin eksantrik yerleşimi sebebiyle oluşan boşlukta bulunmaktadır. Akışkan taşınımı Şekil 15'te görüldüğü gibi iç dişli ve dişleri arasındaki boşluklarda yapılmaktadır.



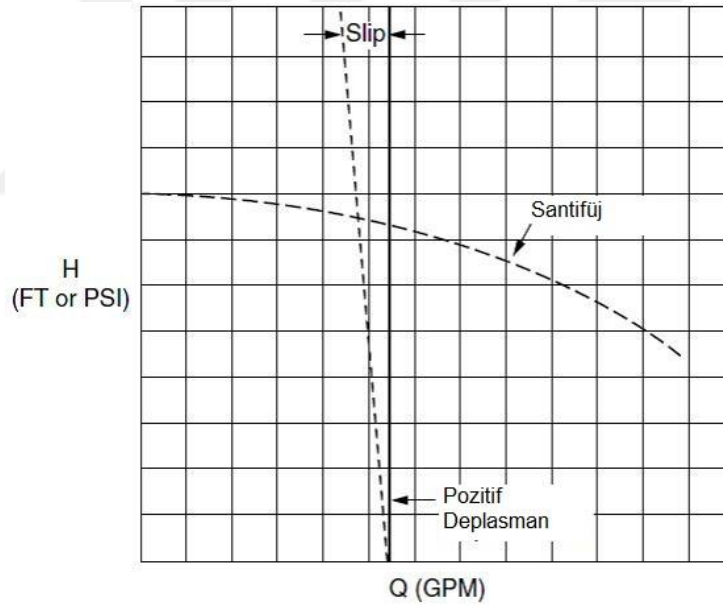
Şekil 15. Eksantrik iç dişli pompa [9]

Diğer bir iç dişli pompa tipi ise Şekil 16'da örnek kesiti gösterilen gerotor pompadır. Yapıda ay benzeri parça yer almamakta ve iç dişli ile dış dişli arasındaki boşluk her noktada sabittir. Bu durum akışkan geri akışının kontrolünü sağlamak adına önemli bir kriterdir. Bu özelliği sağlayabilmek için diş profili normal dişli tasarım prensipleri kullanılarak oluşturulamamakta özel bir dişli profili tasarımı gerekmektedir. Bu konu ilerleyen bölümlerde daha detaylı incelenmektedir.



Şekil 16. Gerotor pompa [10]

İç dişli pompalar genellikle çok yüksek hızlarda çalıştırılmaz. Ancak yüksek basınç farkında çalışabilmektedir ve emiş kabiliyetleri çok yüksektir. Düşük ve yüksek viskoziteli akışkanlarla operasyona uygundur. Motor izin verdiği sürece iki yönde çalışmalarında sakınca yoktur. Bu özellikleri sayesinde yakıt sistemleri, yağlama, denizcilik ve petrokimya gibi çok geniş bir kullanım alanı mevcuttur.



Şekil 17. Pozitif deplasmanlı ve santifüj pompa akış basınç farkı karşılaştırması [2]

Genel gereksinimler göz önünde bulundurulduğunda çalışma sıcaklığı aralığının -40°C ile 60°C aralığında olması sebebiyle kullanılacak akışkanın sıcaklığa bağlı viskozite değişimi incelenmiş ve -40°C ile 40°C arasında farklı ürün tiplerine ait viskozite değerlerinin 50 ile 400 kat arasında değişim gösterdiği görülmüştür [11]. Bu durum seçilecek pompa tipinin hem düşük hem de yüksek viskoziteli akışkanlarla performans düşüşü ortaya çıkmadan çalışması gerektiği anlamına

gelmektedir. Şekil 17’de de görülebileceği gibi pozitif deplasmanlı pompalar santrifüj pompalarla karşılaştırıldığında daha geniş basınç aralığında daha düşük debi değişimi ile çalışmaktadır. Söz konusu elektronik sistem soğutma pompası olduğunda ise limitlerde daha stabil performans istendiği için pozitif deplasmanlı pompa kullanımı tercih edilmiştir. Pozitif deplasmanlı pompa tipleri kendi içinde karşılaştırıldığında ise kesintisiz akış isteri nedeniyle döner pompa tipleri üzerinde durulmuş, geniş sıcaklık aralığı sebebiyle ise pompa rotoru veya statorunda elastomerik kullanımından kaçınıldığı için peristaltik, vidalı ve esnek pervaneli pompa tipleri elenmiştir. Lob pompa ise düşük viskoziteli akışkanların yüksek basınçta kullanılamaması ve kayış kullanımının zorlu çevre koşullarında potansiyel sorun faktörü olabileceği için tercih edilmemiştir. Şartlar göz önünde bulundurulduğunda paletli pompa ve dış dişli pompa da uygun bulunmasına rağmen kompakt tasarımı sebebiyle gerotor pompa kullanımı tercih edilmiştir.

3. GEROTOR POMPA MEKANİK TASARIMI

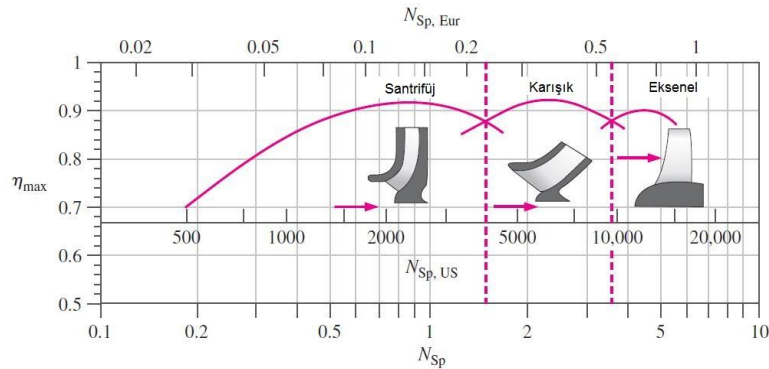
Tasarıma başlanırken önce pompa çalışma sıvısının karakteristik özellikleri incelenmiştir. Kullanılacak akışkan PAO yani polyalphaolefin olarak belirtilmiştir. Pompanın muhafaza sıcaklığı -57 °C ile 85 °C aralığı, çalışma sıcaklığı ise -40 °C ile +60 °C aralığı olarak belirlenmiştir. Bu gereksinimler daha detaylı biçimde Tablo 1’de incelenebilir.

Tablo 1. Sistem gereksinimleri

Çalışma Akışkanı	PAO
Akış Debisi	8GPM (~30 lpm)
Çıkış Basıncı	6 Bar @ 25 °C
Muhafaza Sıcaklığı	-57 °C - +85 °C
Çalışma Sıcaklığı	-40 °C - +60 °C

Belirlenen gereksinimlere uygun biçimde kullanılacak akışkanın özellikleri araştırılmış ve Tablo 2’de gösterildiği gibi çalışma sıcaklığı aralığındaki malzeme karakteristik özellik değişimi belirtilmiştir. Denklem (1)’den faydalanılarak spesifik hız hesaplanmıştır. Burada $N_{sp,US}$ spesifik hız, Q akış debisi, N pompa dönüş hızı ve H ise pompa basma yüksekliği anlamına gelmektedir.

$$N_{sp,US} = \frac{\sqrt{Q \times N}}{H^4} \quad (1)$$



Şekil 18. Özgül hız pompa tipi karşılaştırması [12]

Hesaplama sırasında hız 6000 rpm, debi 8 GPM ve çıkış basıncı ise yaklaşık olarak 200 feet yani olarak alınarak elde edilen 318,3 sonucu Şekil 18 ve Şekil 19

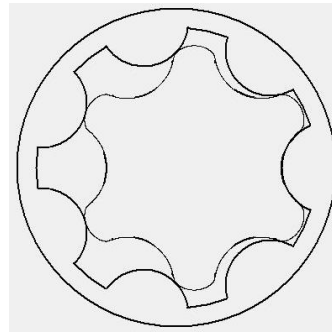
kullanılarak değerlendirilmiştir. Bu noktada Tablo 2’de görülebileceği gibi düşen sıcaklığa bağlı olarak artan akışkan vizkozite değerleri ve azalacak olan akış debisi hesaba katılarak 318,3 değerinin azalabileceği göz önünde bulundurulmuş ve pozitif deplasmanlı pompa seçilmesi gerekliliği teyit edilmiştir.

Tablo 2’de en dikkat çeken özellik değişimi olarak kinematik viskozite göze çarpmaktadır. Bu özellikteki büyük değişim pompa performansını büyük oranda etkileyeceği için basınç değişimlerinde daha stabil çalışan dişli pompa kullanımı üzerinde durulmuş, kompakt tasarımı sebebiyle de gerotor ya da diğer bir adıyla iç dişli pompa kullanımı tercih edilmiştir.

Tablo 2. PAO 2cSt termal özellikleri

Sıcaklık	Yoğunluk	Özısı	Termal İletkenlik	Kinematik Viskozite	Buhar Basıncı
[°C]	[kg/m ³]	[J/kg.K]	[W/m.K]	[cSt]	[mmHg]
-54	864	1990	0.166	1440.08	0.007
-40	851	2010	0.164	249.3	0.011
-20	832	2072	0.162	53.9	0.029
10	804	2167	0.157	12.5	0.082
30	785	2229	0.154	6.52	0.153
40	775	2261	0.152	5	0.189
60	750	2330	0.15	3.22	0.648

Bu çalışmalar sonucunda gerotor pompa tasarımı için Tablo 1’de belirtilen sistem özellikleri ve 6000 rpm hız bilgisi kullanılarak belirtilen özelliklerde Gerotor Design Studio [13] programı kullanılarak iç ve dış dişli profili elde edilmiştir.



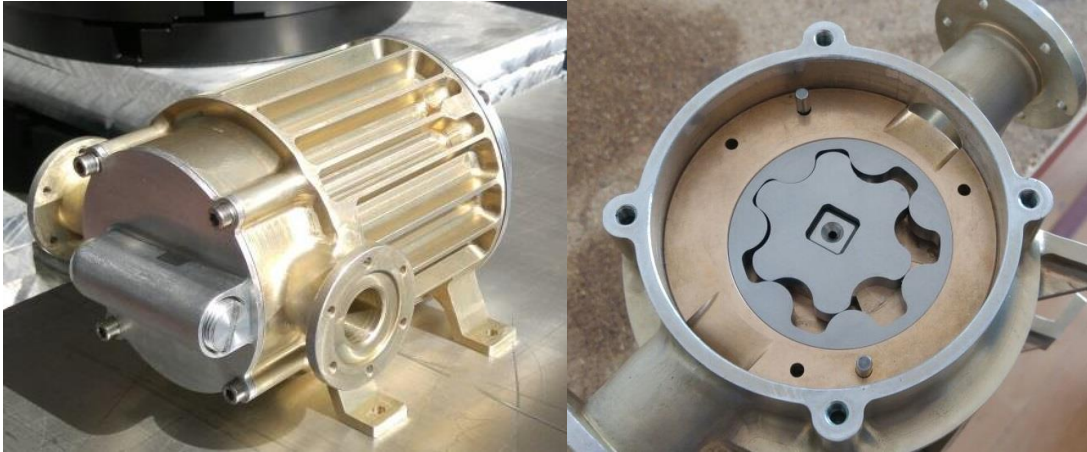
Şekil 19. Elde edilen pompa dişli profili [13]

Elde edilen dişli profilinin mekanik açıdan uygunluğunu sınamak adına ANSYS Rigid Body Dynamics modülünde dinamik davranışları incelenmiştir.

Tasarımı oluşturan alt komponentler genel olarak aşağıdaki gibi sıralanmaktadır;

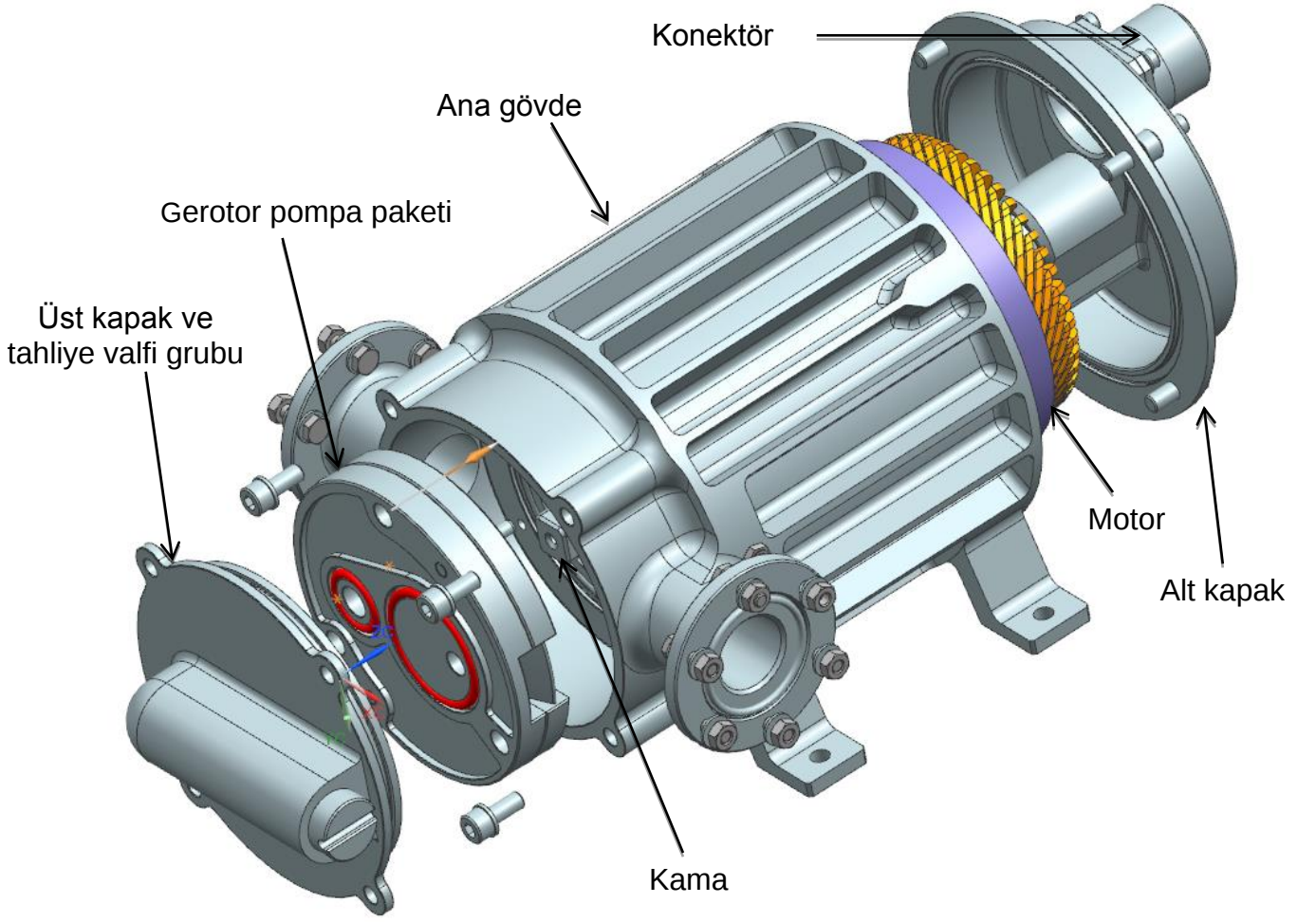
- Ana gövde
- st kapak ve tahliye valfi grubu
- Alt kapak
- Pompa paketi
- şaft
- Kama
- Sızdırmazlık elemanları
- Bağlantı elemanları
- Motor
- Konektör

Üretilmiş prototip resimleri şekil 20’de gösterilmiştir. Sol tarafta montajlanmış, kullanıma hazır pompa fotoğrafı yer almaktadır. Sağ tarafta yer alan fotoğrafta ise st kapak ve tahliye valfi sklerek pompa paketinde yer alan dişli grubu gösterilmiştir.



şekil 20. Üretilmiş prototip görselleri

Gerotor pompanın mekanik tasarımında kullanılan elemanlar ise şekil 21’de daha detaylı bir biçimde sunulmuştur.



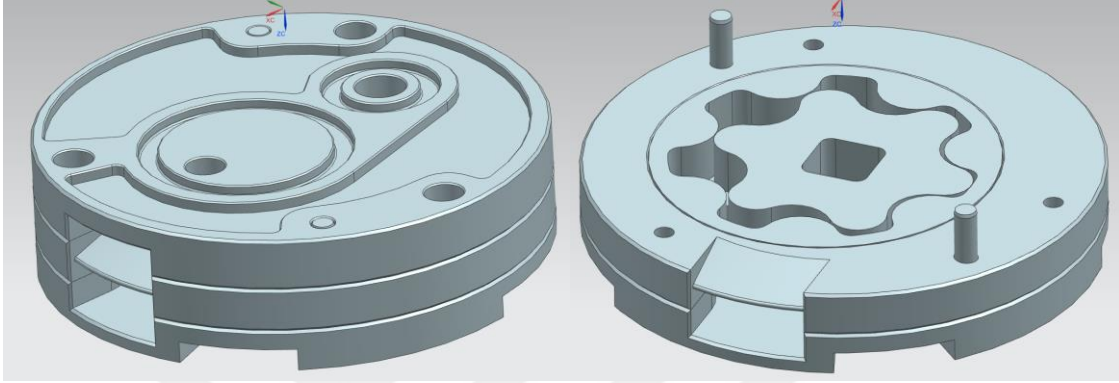
Şekil 21. Gerotor pompa patlatılmış montaj görüntüsü

Bu bölümde genel anlamda kullanılan mekanik komponentler ve tasarımları hakkında bilgi sunulacaktır.

3.1. Pompa Paketi

Bu çalışmada pompa paketi alt montajında pompa iç ve dış dişlisi, alt, orta ve üst yataklama parçaları ile bağlantı elemanları yer almaktadır. Pompa dişlileri iç kısımda yer almakta, çakılan pimler ile bu beş parça birleştirilerek Şekil 22’de görüldüğü gibi alt montaj halinde kullanılmaktadır. Gerotor pompa tasarımında iç dişli ve dış dişli tasarımı büyük önem taşımaktadır. Dişliler arasındaki boşluk fazla yüksek olduğunda çalışma sırasında akışkan geri kaçışına ve basınç kaybına sebep olduğu gibi fazla düşük olduğunda ise üretim zorlaşmakta, tolerans aralıkları daraldığı için üretim maliyeti artmaktadır. Gerotor pompa diş profilinin standart dişli profilinden farklı olmasının sebebi iç ve dış dişlilerin birbirine en yakın karşılıklı dişler arasında hareket esnasında eşit boşluk kalacak biçimde

tasarlanmasıdır. Bu çalışmada oluşturulan pompa diş profillerinin tasarımında Gerotor Design Studio programından faydalanılmıştır [13]. Dişlilerin tasarımında sertleştirilmiş AISI 4340 çelik, diğer yataklama parçalarında ise sürtünme katsayısının düşük olması sebebiyle C93700 bronz kullanılmıştır. Şekil 22’de görülebileceği gibi yataklama parçalarında hafifletme amaçlı bazı boşaltmalar yapılmıştır.



Şekil 22. Pompa paketi

3.2. Motor

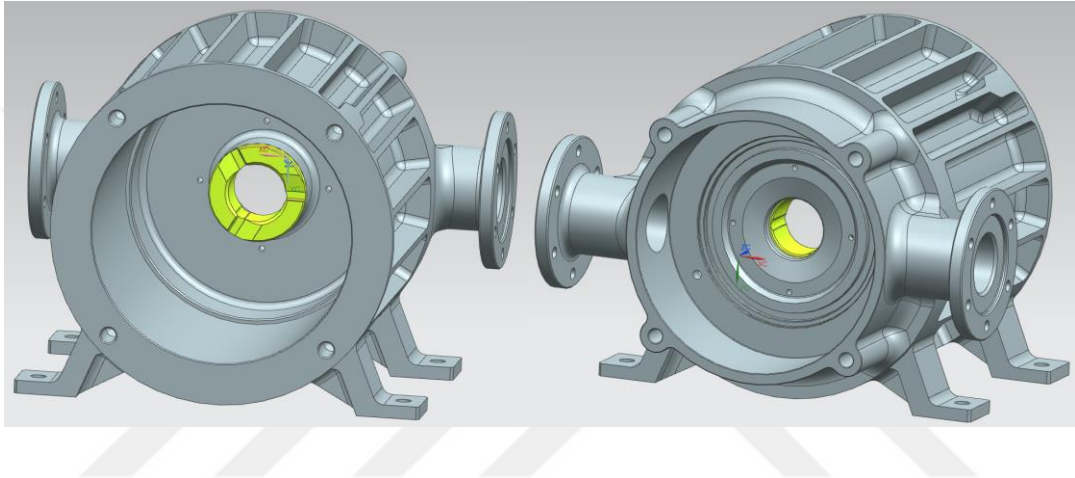
Sistemde indüksiyon motoru kullanılmaktadır. İndüksiyon motoru sabit hareket torku ve sabit hız özelliğine sahiptir. Tehlikeli ortamlarda ve sıvı içerisinde çalıştırılabilme özelliği de olduğu için sistemde kullanılacak akışkanın motora temas etme ihtimali göz önünde bulundurularak tercih sebebi olmuştur. Teknik özellikleri Tablo 3’ten daha detaylı incelenebilir. Tasarımında çelik kullanılmış, stator ana gövdenin ısıtılmasıyla genişletilmesi sonucu gövdeye monte edilmiştir.

Tablo 3. Motor teknik özellikleri

Çıkış Gücü	1.5 kW
Nominal Tork	2.6 Nm
Rotor Başlangıç Torku	4 Nm
Çıkış Hızı	6000 rpm (1.5 kW’ta)
Motor Verimi	80 % (tam güçte)
Toplam Ağırlık	1.90 kg

3.3. Ana Gövde

Gövde, ağırlık kısıtlaması sebebiyle Al 6061 T6 kullanılarak imal edilmiştir. Motor montajı daha önce bahsedildiğı gibi gövdeye, sıkı geçme yöntemiyle yapılmıştır. Motor dış yüzeyinin temas ettiğı gövde i yüzeyi ölçüsü en düşük ve en yüksek sıcaklık muhafaza şartları göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Farklı malzeme tiplerinin kullanımı farklı genleşme katsayıları sebebiyle sınır sıcaklıklarında genleşme sonucu oluşabilecek stres değerlerinin detaylı incelenmesini gerektirmiştir.

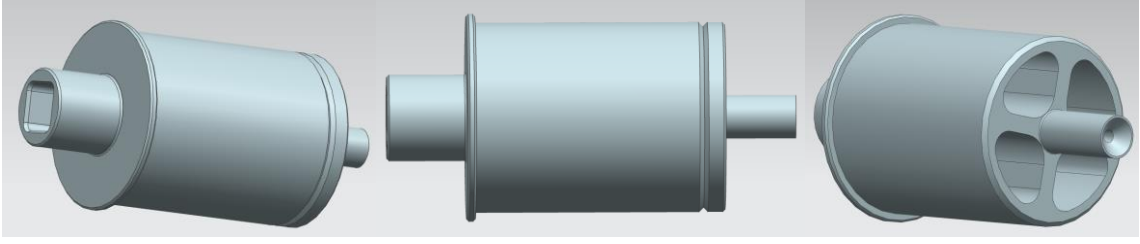


şekil 23. Ana gövde n ve arka görünüşü

Aksi takdirde düşük sıcaklıklarda alminyumunelikten fazla daralması sonucu parçada istenmeyen kalıcı deformasyon oluşacabileceğı gibi, yüksek sıcaklıklarda da alminyumelikten fazla genleşeceğı için motoralışması esnasında sabit kalması gereken statorun azalan sürtünme kuvveti sebebiyle dönmesi durumuyla karşılaşılabilir. Bu duruma ait analitik hesaplamalara ve sonlu elemanlar analizi sonuçlarına sonraki bölümlerde değinilecektir.

3.4. şaft

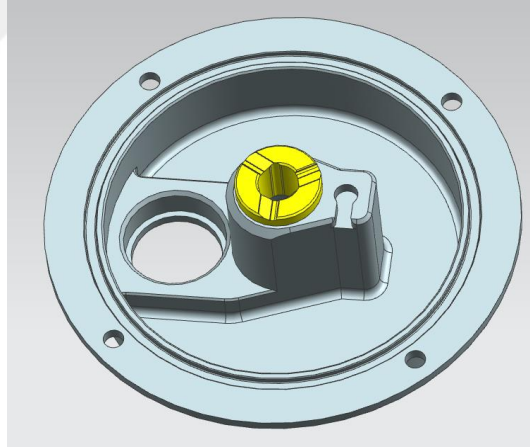
Motordan aldığı hareketi kama aracılığıyla dişlilere ileten parçadır. Pompa ağırlığını azaltmak amacıyla rotor ve şaft ayrı ayrı üretilerek sıkı geçme yöntemiyle monte edilmiştir. şekil 24'te görüldüğü gibi şaft içinde boşaltma yapılarak parça hafifletilmiş, üzerine kaynaklanan kapak ile parça tasarımı tamamlanmıştır. Tasarımda AISI 4340elik kullanılmıştır.



Şekil 24. Şaft tasarımı

3.5. Alt Kapak

Alt kapak hall etkisi sensörü ve konektörün monte edildiği parçadır. Al 6061 T6 malzemesi kullanılmıştır. Şaftı desteklemek için C93700 bronz kullanılarak tasarlanmış bir yatak mevcuttur. Yatak montajı sıkı geçme yöntemiyle yapılmış, farklı malzeme kullanımının sıcaklık değişimine etkisi istenmeyen kalıcı deformasyonlara karşı incelenmiştir. Şaft merkezinde boydan boya bulunan delik aracılığıyla kullanılan delik aracılığıyla pompa içerisinde sıvı sirkülasyonu mümkündür. Bu sebeple soğutma sıvısının pompa dışına sızması için alt kapak ve ana gövde arasında o-ring kullanılmıştır.

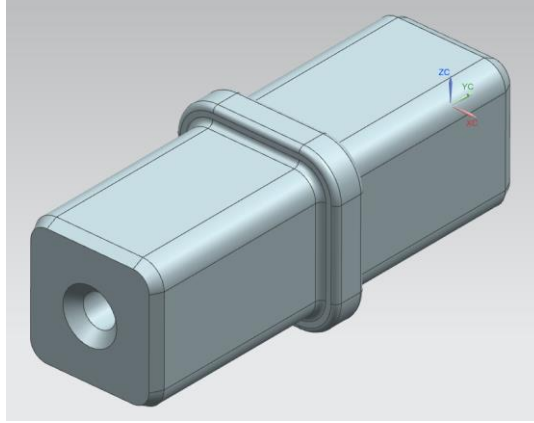


Şekil 25. Alt kapak tasarımı

3.6. Kama

Bu parça şafttan aldığı hareketi dişli grubuna aktarmak amacıyla kullanılmaktadır. AISI 4340 kullanılarak tasarlanmıştır ve merkezinde soğutma sıvısının motor bölgesine aktarılabilmesi için delik barındırmaktadır. Bu sıvı sirkülasyonu, pompalanan akışkanın karakteristik özelliği sebebiyle sürtünme kayıplarının azaltılmasının yanında motor sıcaklığının yükselmesini de engellemek için

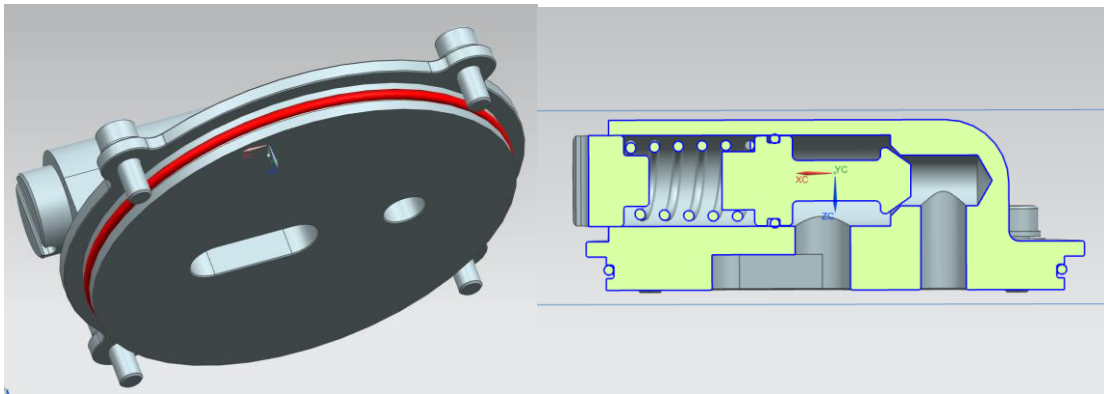
kullanılmıştır.



Şekil 26. Kama tasarımı

3.7. Üst Kapak

Pompa gövdesinin üst kısmına monte edilerek hem pompa dışına sıvı sızmasını engelleyen hem de içinde bulunan yay mekanizması kapak ve tıpa ile yüksek basınca karşı sistemi koruyan bir tahliye valfi barındıran parçadır. Pompanın çalıştığı sistemde maksimum çalışma basıncını aşan bir basınçla karşılaşıldığında yüksek basınca sahip sıvı yayın oluşturduğu kuvveti yenerek sıvı geri akışı sağlayarak hem pompayı hem de sistemi korumaktadır. Kapak, tıpa ve dişli parça tasarımında Al 6061 T6 kullanılmıştır. Analizler esnasında tıpa, yay ve kapak yüksek risk görülmediği için genellikle göz ardı edilmiştir.



Şekil 27. Üst kapak izometrik ve kesit görünümü

4. GEROTOR POMPA YAPISAL ANALİZİ

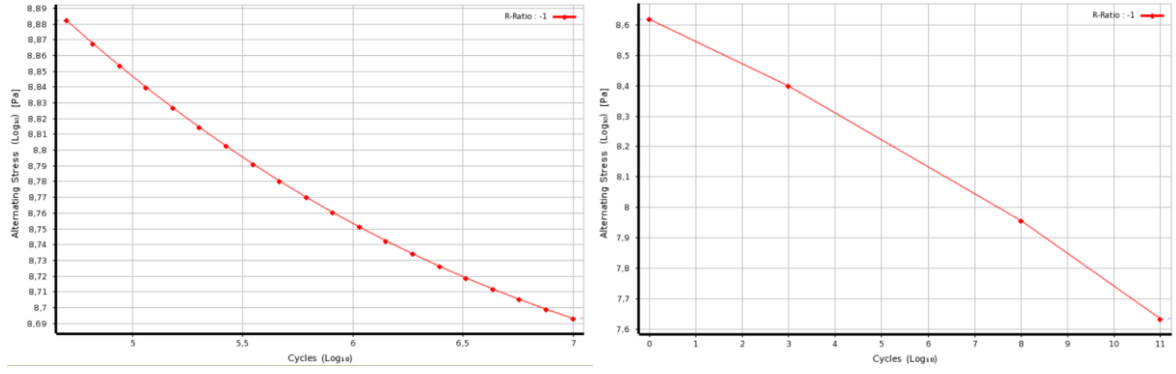
Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapmaya izin veren programların kullanımı test yapmadan çalışma koşullarını ürüne yansıtarak hızlı, etkili ve görece düşük maliyetli sonuç vermesi ile karmaşık geometriye sahip tasarımların incelenmesini kolaylaştırması açısından her geçen gün daha da artmakta ve önem kazanmaktadır. Bu sayede gelişmiş bilgisayar teknolojisine paralel olarak kullanılan yazılımlar da geliştirilmekte, daha gerçekçi ve kapsamlı incelemeler yapılabilmesini sağlamaktadır. Bu çalışmada oluşturulan analizler ANSYS ticari yazılımı kullanılarak yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde öncelikle incelenecek özelliklere karar verilerek uygun modül seçilmelidir. Örneğin tasarımın doğal frekansları araştırılmak isteniyorsa Modal analiz, statik davranışları incelenmek isteniyorsa Static structural seçilmelidir. Sınır koşullarında analiz için model oluşturulmaktadır. Analiz modelinin doğruluğu sonuçların gerçekçi olması açısından çok önemlidir. Oluşturulan modele öncelikle kullanılacak malzeme özellikleri dikkatli bir şekilde girilmelidir. Bu malzeme koşulları modelde ilgili parçalara aktarılır. Bu çalışmada kullanılan malzemelere ilişkin malzeme özellikleri Tablo 4'te gösterilmiştir.

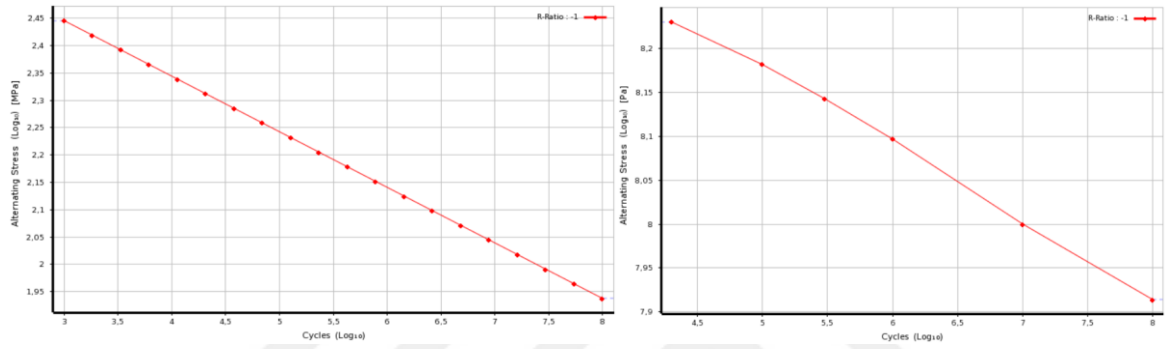
Tablo 4. Analizde yer alan malzemelerin mekanik özellikleri

Malzeme Tipi	AISI 4340 Çelik	AL 6061 T6 Alüminyum	C93700 Bronz	AISI1020 Çelik
Elastisite Modülü (MPa)	199948	68947,57	80600	200000
Poisson Oranı	0,3	0,33	0,3	0,3
Yoğunluk (kg/m ³)	7827	2849	8950	7850
Akma Dayanım Gerilimi (MPa)	470	276	125	280
Kopma Dayanım Gerilimi (MPa)	745	310	240	416
Termal Genleşme Katsayısı (1/C)	0,0000123	0,000024	0,0000185	0,0000117

Analiz tiplerine göre ihtiyaç duyulan malzeme özellikleri farklılık göstermektedir. Bu yüzden ihtiyaçlar dikkatli bir biçimde belirlenerek çalışmaya başlanmalıdır. Örneğin çalışmada sıcaklık değişimlerinin mekanik etkileri önem teşkil ettiği için termal genleşme katsayısı ve rastgele titreşim ömrü inceleneceği için Şekil 28 ve Şekil 29'da gösterilen yorulma değerleri de analiz modeline eklenmiştir.



Şekil 28. AISI 4340 (solda) ve AISI 1020 (sağda) çelik malzemelerine ait logaritmik yorulma-ömür grafikleri

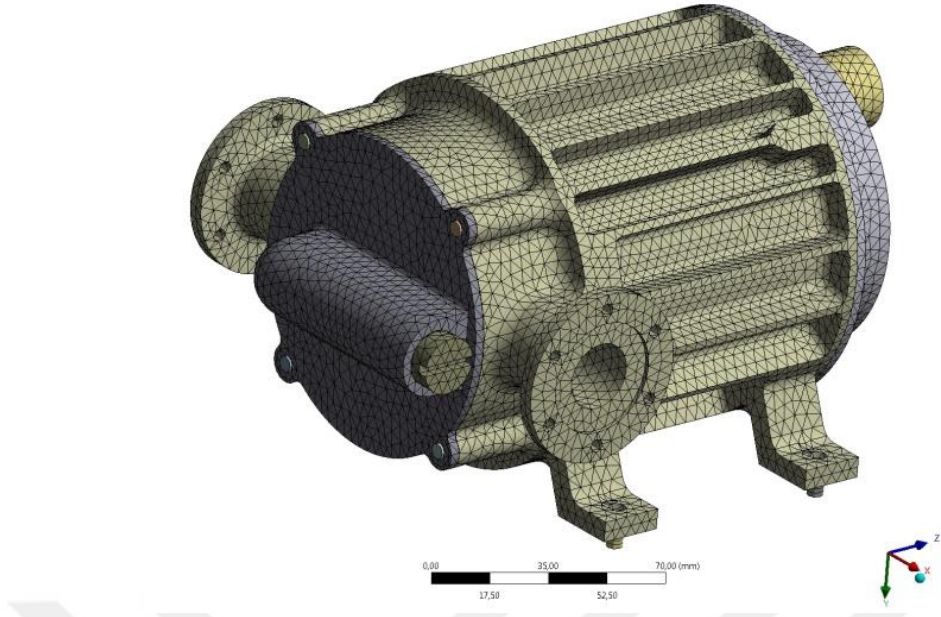


Şekil 29. AL 6061 T6 alüminyum (solda) ve C93700 (sağda) bronz malzemelerine ait logaritmik yorulma-ömür grafikleri

Malzeme özelliklerinin belirlenmesinin ardından tasarıma ait sayısal ağ oluşturulmaktadır. Sayısal ağ kalitesinin hesaplama sonuçları üzerindeki etkisi çok büyüktür. Bu yüzden sayısal ağ kalitesini olabildiğinde yüksek tutmakta fayda vardır. Ancak sayısal ağ kalitesini arttırmak için bazı durumlarda kullanılan eleman boyutunu küçültmek gerekmektedir. Bu da kullanılan toplam eleman sayısının artmasına ve hesaplama zamanının uzamasına sebep olmaktadır. Bu yüzden bu çalışmada ait sayısal ağ kalitesinin 0,7 değerinin üzerinde kalması hedeflenerek sayısal ağda eleman sayısı olabildiğince azaltılmaya, böylece hesaplama kalitesi düşürülmeden, analiz süresi azaltılmaya çalışılmıştır. Bu çalışmada oluşturulan modele ait sayısal ağ istatistikleri Tablo 5'te görseli ise Şekil 30'da incelenebilir.

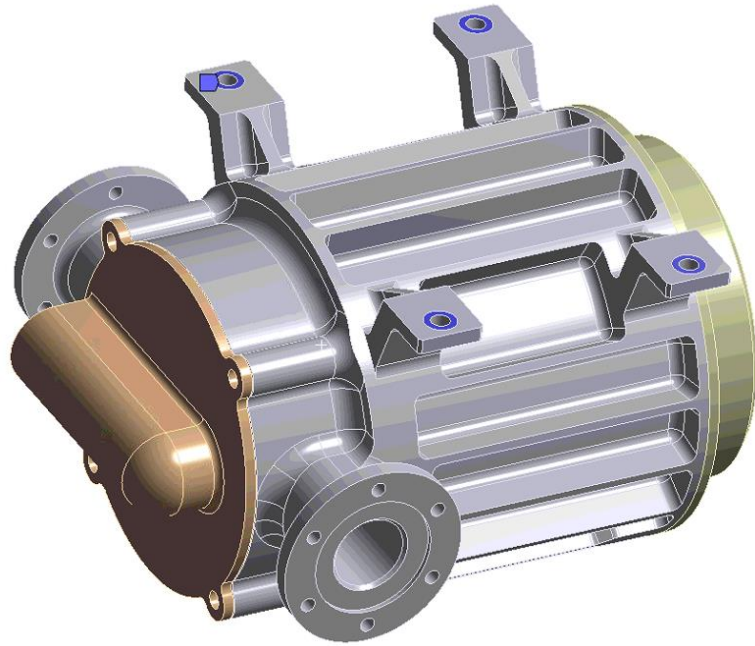
Tablo 5. Sayısal ağ değerleri

Düğüm Noktası Sayısı	395349
Element Sayısı	160181
Element Kalitesi	0,7283



Şekil 30. Sayısal ağ görseli

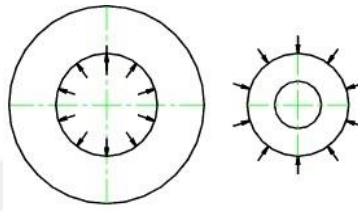
Sayısal ağın oluşturulmasının ardından yapılacak analize ilişkin sınır koşulları oluşturulmaktadır. Bu çalışmada Şekil 31’de gösterilen lacivert yüzeylere “Fix support” yani sabit destek sınır koşulu tanımlanmıştır. Diğer sınır koşulları farklı analiz tiplerine göre değişiklik gösterdiğinden ilgili analiz başlığında tanımlanan ek bir sınır koşulu mevcutsa belirtilecektir.



Şekil 31. Sabit destek sınır koşulu

4.1. Statik Analiz

Makinalarda özellikle şaft, motor gibi hareketli parçaların montajında sıkı geçme yöntemi oldukça sık bir biçimde kullanılmaktadır. Bu yöntem içteki parçanın dış yarıçap ölçüsünün dıştaki parçanın iç yarıçap ölçüsünden uygun miktarda büyük yapılarak monte edilmesi şeklinde uygulanmaktadır. Montaj dış parçanın ısıtılarak genişletilmesi, içteki parçanın ise soğutularak boyutunun küçültülerek içine yerleştirilmesi veya pres yöntemiyle yerleştirilerek uygulanır. Parçalar normal sıcaklığa geri döndüğünde Şekil 32’de gösterilen temas yüzeyi aracılığıyla birbirlerine kuvvet iletirler.



Şekil 32. Sıkı geçme normal gerilime maruz kalan yüzey gösterimi

Burada oluşan deformasyon sebebiyle ortaya çıkan radyal kuvvet sayesinde iki yüzey arasında bir basınç oluşmaktadır. Bu sayede oluşan sürtünme kuvveti ile parçalar birbirine monte edilmiş olur. Parçalardaki tork iletimi de burada oluşan normal gerilimle doğrudan ilişkilidir.

Sıkı geçme ölçüsünün belirlenebilmesi için öncelikle ihtiyaç duyulan bu basınç miktarı belirlenmelidir. Motor ve şaft gibi parçalarda kullanılacaksa iletilecek olan tork kullanılarak minimum sıkı geçme basıncı belirlenebilir. Bunun için denklem (2) kullanılabilir. Bu çalışmada minimum sıkı geçme basıncı için özellikle iki kritik durum üzerinde durulmuştur. Birincisi motorun tam tork iletmesine rağmen herhangi bir sebepten ötürü dişlilerin ve dolayısıyla rotorun dönemediği durumdur. Bu senaryoda statorun ana gövde yüzeyine göre hareketsiz kalması gerektiğinden statora tam kapasite tork uygulandığı varsayılmıştır. Burada T yerine tork yani 4Nm, r yerine stator dış yarıçapı yani 45,5mm, statik sürtünme kuvveti μ 0,2 ve A yerine ise stator dış yüzeyinin dış gövdenin iç yüzeyiyle temas ettiği alan yani 16600mm^2 değerleri kullanılarak P minimum sıkı geçme basıncının 0,027 MPa olduğu bulunmuştur. Ancak kullanılan soğutma sıvısının yağlama özelliği de olduğu göz önünde bulundurularak yağlanmış yüzeylerde 0,05’e kadar düşen

sürtünme katsayısı ve üretim toleransları da düşünülerek bu değer minimum 1 MPa olarak hedeflenmiştir.

$$T = r * P * A * \mu \quad (2)$$

Bu değer için ihtiyaç duyulan parça ölçülerini bulmak amacıyla sıkı geçme hesabı yapılmıştır. Sıkı geçme hesabı yüzeyler arasındaki P basıncını oluşturacak sıkılık miktarının belirlenmesi temeline dayanır. Bu sonuçlar denklem (3) kullanılarak elde edilebilir [15]. Bu denklemde kullanılan simgelere ait açıklamalar aşağıdaki gibidir.

δ_r : yarıçaplar arasındaki ölçü farkı yani girişim miktarı

R: iki parçanın temas ettiği yüzeyin yarıçapı

r_i : içteki parçanın iç yarıçapı, r_o : dıştaki parçanın dış yarıçapı

E_i : içteki parçanın elastisite modülü, E_o : dıştaki parçanın elastisite modülü

v_i : içteki parçanın poisson oranı, v_o : dıştaki parçanın poisson oranı

$$P = \frac{\delta_r}{\frac{R}{E_o} \left(\frac{r_o^2 - r_i^2}{r_o^2 - R^2} + v_o \right) + \frac{R}{E_i} \left(\frac{R^2 + r_i^2}{R^2 - r_i^2} + v_i \right)} \quad (3)$$

Arada oluşan basınç yani radyal normal gerilim değeri bulunduktan sonra iç ve dıştaki parçalarda oluşan teğetsel gerilmeler sırasıyla denklem (4) ve denklem (5) kullanılarak bulunabilir. Denklem (6) kullanılarak ise parça ölçülerinin sıcaklığa değişimi hesaplanabilmektedir. Denklem (6)'da gösterilen α termal genleşme katsayısı, r yarıçap, ΔT ise sıcaklık değişimini ifade etmektedir.

$$\sigma_{t,i} = P \left(\frac{r_i^2 + R^2}{r_i^2 - R^2} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_{t,o} = P \left(\frac{r_o^2 + R^2}{r_o^2 - R^2} \right) \quad (5)$$

$$\Delta r = r_o * \alpha * \Delta T \quad (6)$$

Normal radyal gerilim en düşük 1 MPa olacak biçimde 22°C yani oda sıcaklığı için parçaların R, r_i ve r_o ölçüleri seçilmiştir. Bu ölçüler ve δ_r yani yarıçap farkları denklem (3)'te yerine koyularak oda sıcaklığındaki radyal normal gerilimin bulunmasında kullanılmıştır. Ardından denklem (6) kullanılarak sıcaklık değişimiyle değişen yeni r_i ve r_o ölçüleri -57°C ve +85°C sıcaklıkları için hesaplanmış,

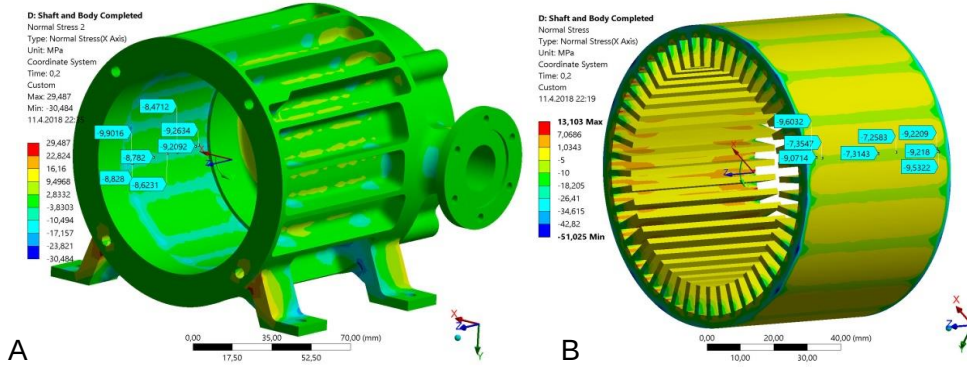
sonrasında bu yeni yarıçap değerleri kullanılarak tekrar denklem (3) yardımıyla ilgili sıcaklıklardaki radyal normal gerilim değerleri bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar ve kullanılan değişkenler Tablo 6'da gösterilmiştir.

Tablo 6. Sıkı geçme montajı sıcaklık gerilim değişimi

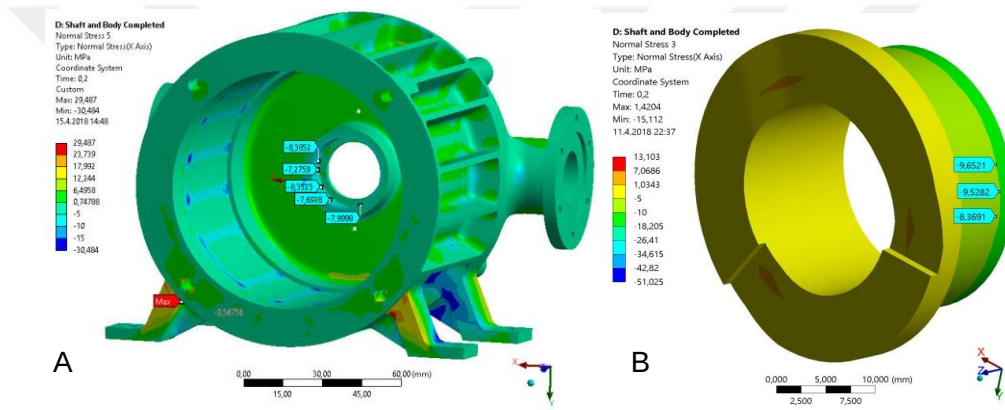
Sıcaklık (°C)	22	22	-57	85	22	-57	85
Değişken	R (mm)	δ_r (mm)	δ_r (mm)	δ_r (mm)	P (MPa)	P (MPa)	P (MPa)
Ana Gövde İç Yüzeyi	45,5	0,04	0,082	0,0065	9,27	19	1,51
Şaft Dış Yüzeyi	22	0,0025	0,0025	0,0025	2,53	2,53	2,53
Alt Bronz Burç Dış Yüzeyi	9	0,005	0,009	0,0019	9,75	17,36	3,71
Üst Bronz Burç Dış Yüzeyi	13,5	0,01	0,016	0,0053	9,62	15,39	5,09

Tablo 6 incelendiğinde radyal normal gerilimin farklı malzeme özelliklerinin farklılığı sebebiyle oluşan değişimi dikkat çekmektedir. Burada belirtilen ana gövde iç yüzeyi, ana gövde ile statorun temas ettiği sıkı geçme yüzeyini; şaft dış yüzeyi, şaft ile rotorun temas ettiği sıkı geçme yüzeyini; alt bronz burç dış yüzeyi alt kapak ile alt bronz burcun sıkı geçme temas yüzeyini; üst bronz burç dış yüzeyi ana gövde burç yuvası ile üst bronz burcun sıkı geçme temas yüzeyini anlatmaktadır. Radyal normal gerilimler temas yüzeyi üzerinde iki parçada da eşit olduğu için her sıkı geçme yüzeyi için Tablo 6'da birer kez belirtilmiştir. Hesaplamalar, parçalar içi boş silindir gibi varsayılarak yapılmıştır. Ancak tasarımlar daha karmaşık geometrilere ve değişken ölçülere sahip olduğu için bulunan sonuçlar ile gerçek sonuçlar arasında çok büyük olmasa da, fark olması beklenmektedir. Bunu gözlemlemek amacıyla sonlu elemanlar analizi modeli oluşturulmuştur. Ansys Static Structural modülünde oluşturulan analiz modelinde daha önce belirtilen genel sınır koşullarına ek olarak "Thermal Condition" sınır koşulu eklenmiştir. Bu özellik ile tüm parçaların sıcaklığı ayrı ayrı 22°C, -57°C ve +85°C olacak biçimde şartlandırılarak statik analiz yapılmış, bu sıcaklıklarda karşılaştırılan radyal normal gerilimleri sonuç olarak alınmıştır. Sıkı geçme ilişkisi olan yüzeyler arasında da "Frictional Contact" tanımlanarak burada "Geometric Modification" başlığının altında "Interface Treatment" özelliği "Add Offset" seçilerek değer olarak ilgili parçalar için Tablo 6'da belirtilen δ_r değerleri girilmiştir [15]. Bunun amacı ihtiyaç duyulan sıkı geçme miktarını geometride değişiklik yapmadan Ansys arayüzünde kolaylıkla değiştirebilme özelliğini kullanmaktır. 22°C'de karşılaşılan radyal normal

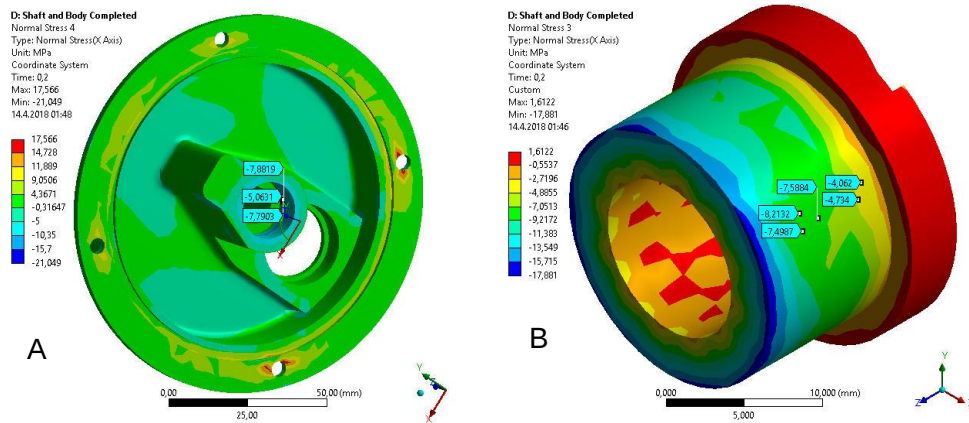
gerilimler Şekil 33, Şekil 34, Şekil 35 ve Şekil 36’da gösterildiği gibidir.



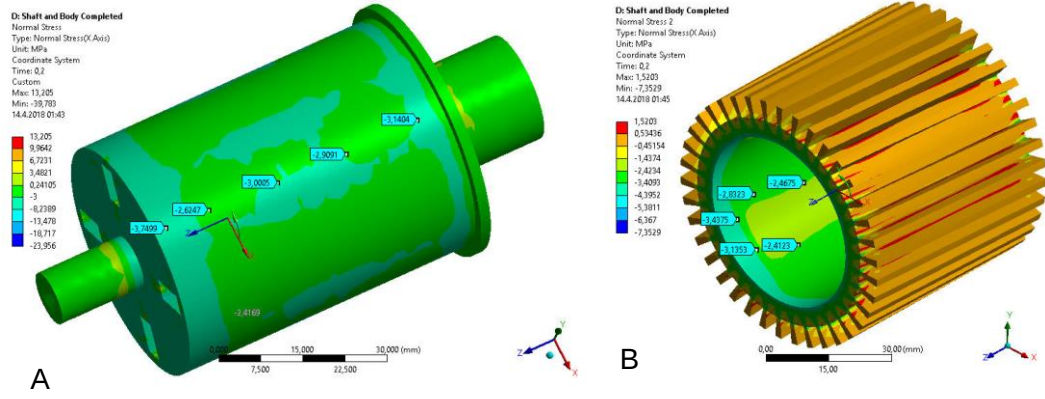
Şekil 33. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Stator üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları (T=22°C)



Şekil 34. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Üst bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları (T=22°C)

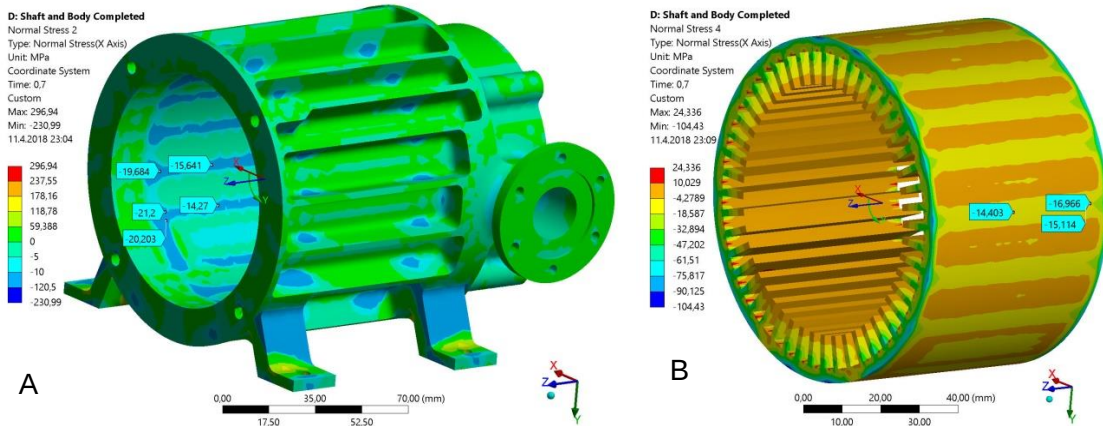


Şekil 35. (A) Alt kapak üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Alt bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları (T=22°C)

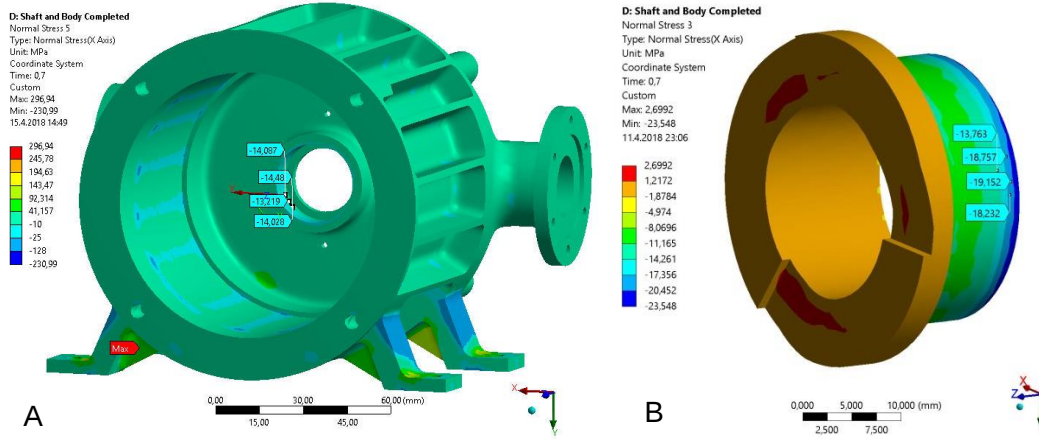


Şekil 36. (A) Şaft üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Rotor üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=22^{\circ}\text{C}$)

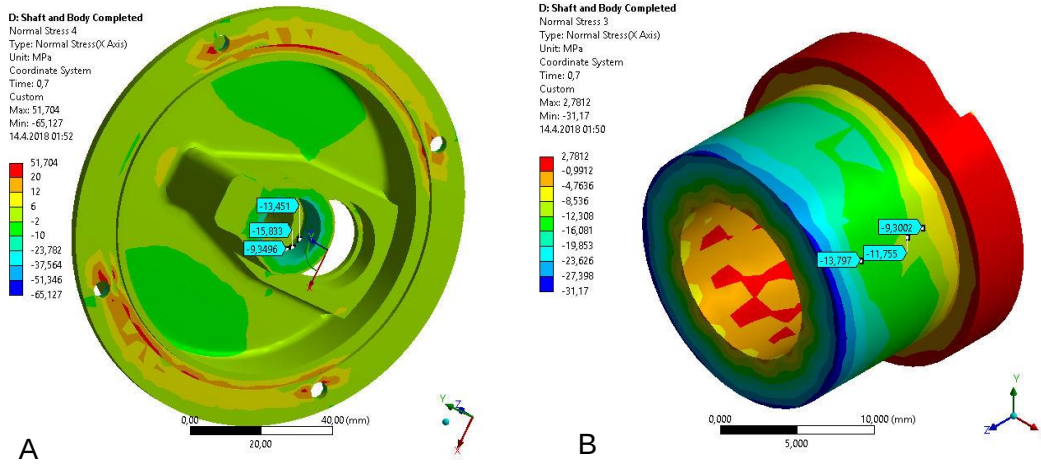
Şekil 33'te gösterilen ana gövde iç yüzeyi üzerindeki radyal normal gerilim değerleri motor yüzeyi ile neredeyse eşit çıkmıştır. Yüzeylerde görülen, homojen olmayan radyal normal gerilim değerleri gövde üzerindeki fin ve statordaki sarım çıkıntılarından kaynaklanmaktadır. Şekil 34 ve Şekil 35'te sunulan burç ve yuvalarındaki gerilim değerleri ise yaklaşık 9 MPa olarak görülerek hesaplanan değerler ile uyumlu bulunmuştur. Sadece burç parçalarının tasarımda pah kırılmış alt köşelerinde bölgesel beklenin üzerinde gerilim büyüklükleri görülmüş bu değerler de analizde sayısal ağ kalitesini arttırmak adına yapılan değişiklikler sonucu oluştuğu için köşelerde elde edilen beklenmedik gerilim değerleri göz ardı edilmiştir. Şekil 36'da ise sıkı geçme yöntemi ile monte edilen rotor ve şaft analiz sonuçları gösterilmiştir. Aynı malzemeden yapıldıkları için gerilim seviyeleri, değişen sıcaklık karşısında yaklaşık 2,5 MPa olarak sabit kalmıştır.



Şekil 37. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Stator üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=-57^{\circ}\text{C}$)

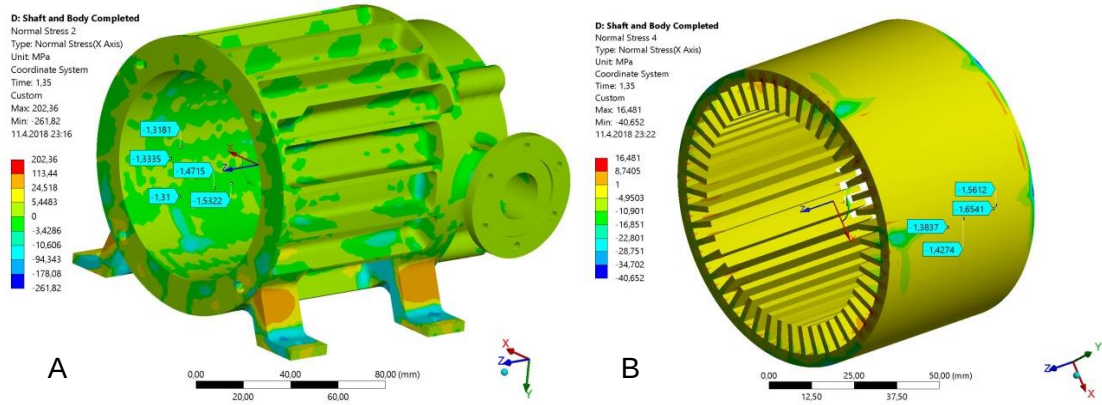


Şekil 38. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Üst bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=-57^{\circ}\text{C}$)

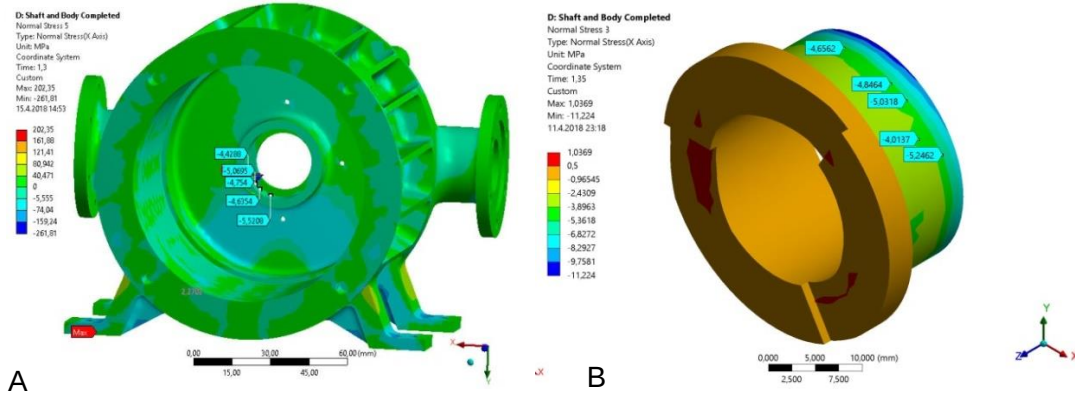


Şekil 39. Alt kapak üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Alt bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=-57^{\circ}\text{C}$)

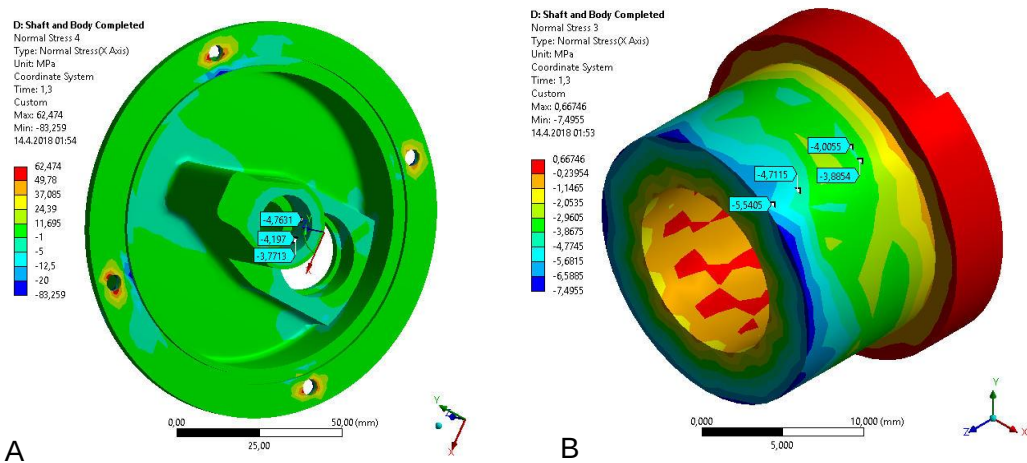
Şekil 37’de verilen sonuçlar incelendiğinde beklendiği gibi azalan sıcaklık karşısında termal genişleme katsayısı daha büyük olan alüminyumdan imal edilen dış gövdenin çelikten imal edilen statordan daha fazla küçüldüğü ve bu yüzden sıkı geçme yüzeyindeki radyal gerilim değerlerinin oda sıcaklığındaki değerlere göre artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Benzer biçimde Şekil 38 ve Şekil 39’de sunulan bronz burçlar ve alüminyum kullanılarak tasarlanan yuvalarına ait radyal gerilim sonuçları değerlendirildiğinde, alüminyumun bronzdan daha büyük termal genişleme katsayısına sahip olması sonucu yuvaların, burçlardan daha fazla küçülmesi ile gerilim değerinin arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 40. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Stator üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=85^{\circ}\text{C}$)



Şekil 41. (A) Ana gövde üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Üst bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=85^{\circ}\text{C}$)



Şekil 42. Alt kapak üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları, (B) Alt bronz burç üzerinde oluşan radyal normal gerilim sonuçları ($T=85^{\circ}\text{C}$)

Son olarak Şekil 40, Şekil 41 ve Şekil 42 değerlendirildiğinde, sıcaklığın 85°C değerine şartlandırılmasıyla alüminyumdan yapılan ana gövde ve alt kapak parçalarının çelikten imal edilen stator ile bronzdan imal edilen burçlardan daha fazla genleşmesi sonucunda radyal normal gerilim değerlerinin 22°C sonuçlardan beklendiği gibi daha düşük olduğu görülmüştür.

Sonlu elemanlar yöntemi analizleri ile farklı sıcaklıklar için elde edilen radyal normal gerilim sonuçları ile Tablo 7 oluşturulmuştur. Bu tabloda elde edilen sonuçlar yüzey üzerinde görülen radyal gerilim aralıkları olarak belirtilmiştir. Bunun sebebi çalışılan tasarımların hepsinin değişken et kalınlığına sahip olması ile değişkenlik gösteren gerilim değerleridir.

Tablo 7. Analiz sonucu parça yüzeylerinde görülen radyal normal gerilim aralıkları

Sıcaklık (°C)	22	-57	85
Özellik	P (MPa)	P (MPa)	P (MPa)
Ana Gövde İç Yüzeyi	8-10	16-19,5	1,3-1,6
Stator Dış Yüzeyi	8-9,5	16,4-19,5	1,35-1,65
Rotor İç Yüzeyi	2,4-3,5	2,4-3,5	2,4-3,5
Şaft Dış Yüzeyi	2,5-3,5	2,5-3,5	2,5-3,5
Alt Kapak Burç Yuvası İç Yüzeyi	7-10	16-20	3-4,7
Alt Bronz Burç Dış Yüzeyi	7-10	16-20	3,5-5
Ana Gövde Burç Yuvası İç Yüzeyi	7,5-10	13,5-16	3,5-5,5
Üst Bronz Burç Dış Yüzeyi	7,5-10	13,7-18	3,5-5,7

Tablo 6 ve Tablo 7 karşılaştırıldığında görüldüğü gibi elde edilen analiz sonuçları, analitik olarak hesaplanan değerlere oldukça yakın bulunmuştur. Analitik hesaplamalarda içi boş silindir ve tüm yüzey için homojen et kalınlığı kullanmasına rağmen, bunların gerçek geometrilere farklılık göstermesi sebebiyle, sonuçlarda karşılaşılan sapmalar kabul edilebilir düzeydedir. Buna örnek olarak stator ve rotor parçalarında sarım yapılan çıkıntılar ile ana gövde üzerinde yer alan finler gösterilebilir.

4.2. Modal Analiz

Son yıllarda, teknolojinin de gelişmesiyle modal analiz, yapıların dinamik özelliklerinin belirlenmesinde ve iyileştirilmesinde önemli bir yer edinmiştir. Öncelikli kullanım alanları havacılık ve savunma sanayi uygulamaları olarak

görünse de inşaat mühendisliğinden biyomekanik mühendisliğine, akustik enstrümanlara kadar geniş bir uygulama alanı mevcuttur. İlerleyen teknoloji ile birlikte daha karmaşık yapıların daha hafif ve dayanıklı olarak tasarlanması enerji ve malzeme sarfiyatını önlemek adına mühendislerin karşısına önemli bir kriter olarak çıkmaktadır. Bu durum genellikle ürünleri istenmeyen titreşimlere daha hassas kılmaktadır. İstenmeyen titreşimlere karşı dayanıklı bir ürün ortaya koyabilmek için özellikle titreşimin söz konusu olduğu durumlarda analitik, sayısal, deneysel araçları veya bunların bir kombinasyonunu kullanarak ortaya koyulacak tasarımın dinamik özelliklerini daha iyi anlamak gerekmektedir. Bu noktada bir bilgisayar modelleme yaklaşımı olarak sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan analizler son yıllarda mühendislere, özellikle karmaşık sistemlerin tasarım kriterlerine karşı verdiği tepkileri gözleyebilmek ve yapılan tasarımı optimize edebilmek açısından kısa zamanda verdiği etkin sonuçlarla önem kazanmıştır. Sonlu eleman analiz tiplerinin önemli bir parçası da modal analizdir.

Modal analiz, bir sistemin doğal dinamik karakterlerini doğal frekanslar, sönümlleme faktörleri ve mod şekilleri biçiminde belirleme ve bunları dinamik davranışları için matematiksel bir model oluşturmak için kullanma sürecidir. Formüle edilmiş matematiksel model, sistemin modal modeli olarak adlandırılmakta ve bu karakteristik bilgiler, modal veriler olarak tanımlanmaktadır. Bir yapının dinamiği, fiziksel olarak frekans ve konumdan oluşmaktadır. Bu durum kirişler gibi sürekli sistemlerin kısmi diferansiyel denklemlerinin analitik çözümü ile kanıtlanmıştır. Modal analiz bir sistemin zamanla değişmeyen titreşim tepkisinin, doğal titreşim modları olarak adlandırılan basit harmonik hareketlerinin kombinasyonu olarak ifade edilebilmesine dayanır. Doğal titreşim modları dinamik bir sisteme özgüdür ve kütle, sönümlleme, katılık gibi fiziksel özelliklerden yararlanılarak belirlenmektedir. Her bir mod belirli parametreler ile açıklanmaktadır. Bu parametreler doğal frekans, modal sönümlleme faktörü ve karakteristik yer değiştirme modeli, yani mod şeklidir. Her bir mod şekli bir doğal frekansa karşılık gelmektedir. Her bir doğal modun genel titreşime katılım derecesi, hem uyarım kaynağının özellikleri hem de sistemin mod şekilleri tarafından belirlenmektedir. Modal analiz hem teorik hem de deneysel teknikleri kapsar. Teorik modal analiz, kütle, rijitlik ve sönümlleme özelliklerini içeren dinamik bir sistemin fiziksel modeli üzerinde durmaktadır. Sonlu elemanlar analizi, hemen

hemen her doğrusal dinamik yapının ayrıklaştırılmasını sağlamaktadır. Dolayısıyla, bu yöntem modal analizin kapasitesini ve kapsamını büyük ölçüde arttırmıştır.

Hem teorik hem de deneysel modal analiz sonuçta dinamik bir sistemin modal modeline ulaşmaktadır. Titreşim tepkisi ile karşılaştırıldığında, modal model, bir sistemin dinamik özelliklerini ve olası sonuçlarını açıkça tasvir etmektedir. Bu çalışmada önce sonlu elemanlar yöntemiyle Ansys programı kullanılarak modal analiz oluşturulmuş. Ardından bu modlar kullanılarak rastgele titreşim verilerinden faydalanılarak mekanik analiz yapılmıştır.

Modal analiz, tüm dinamik analizlerin en temelidir ve bunun rastgele titreşim veya harmonik analiz gibi analizlerden önce gerçekleştirilmesi önerilir. Bu teknik, yapının titreşim davranışını belirlemek için kullanılır ve doğal frekans, mod şekli, mod katılım faktörü, etkin kütle ve modal gerilme dağılımını gibi özellikleri kapsar.

Modal analiz aşağıda (7) ile gösterilen genel hareket denklemi kullanılarak tanımlanmaktadır. Bu denklem ve doğal frekansları bulmak için kullanılan diğer denklemlerde kullanılan değişkenler ve tanımları aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

$[M]$: kütle matrisi, $[C]$: sönümlleme matrisi, $[K]$: rijitlik matrisi

$\{F(t)\}$: sisteme etki eden dış kuvvetler vektörü

$\{u\}$: yer değiştirme vektörü, $\{\dot{u}\}$: hız vektörü, $\{\ddot{u}\}$: ivme vektörü

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (7)$$

Sistem sönümlemesiz ve ek kuvvete maruz kalmayacak biçimde varsayılırsa basitleştirilmiş doğrusal hareket denklemi denklem (8)'e dönüşmektedir. Sistem hareketi harmonik kabul edildiğinde ise $\{u\}$ ve $\{\ddot{u}\}$ yerine denklem (8)'te denklem (9) ve (10) konularak iki karakteristik kök içeren denklem (12) elde edilmektedir.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (8)$$

$$\{u\} = \{\varphi_i\} \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (9)$$

$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\varphi_i\} \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (10)$$

$$([K] - \omega_i^2[M])\{\varphi_i\} = \{0\} \quad (11)$$

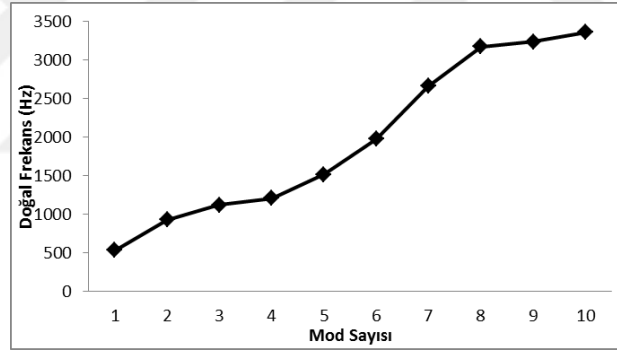
$$\det([K] - \omega_i^2[M]) = \{0\} \quad (12)$$

Denklem (12)'de yer alan ω_i^2 teriminin kökleri özgün değerleri yani doğal frekansları vermektedir. Buradaki her köke karşılık gelen bir adet de özgün vektör vardır. Bu da mod şeklini sağlamaktadır.

Bu çalışmada modlar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak bulunmuştur. Model modal analiz modülünde hazırlanarak daha önce genel başlıkta belirtilen sınır koşulları uygulanmıştır. Analiz sonuçları ise Tablo 8 ve Şekil 43'te gösterildiği gibidir.

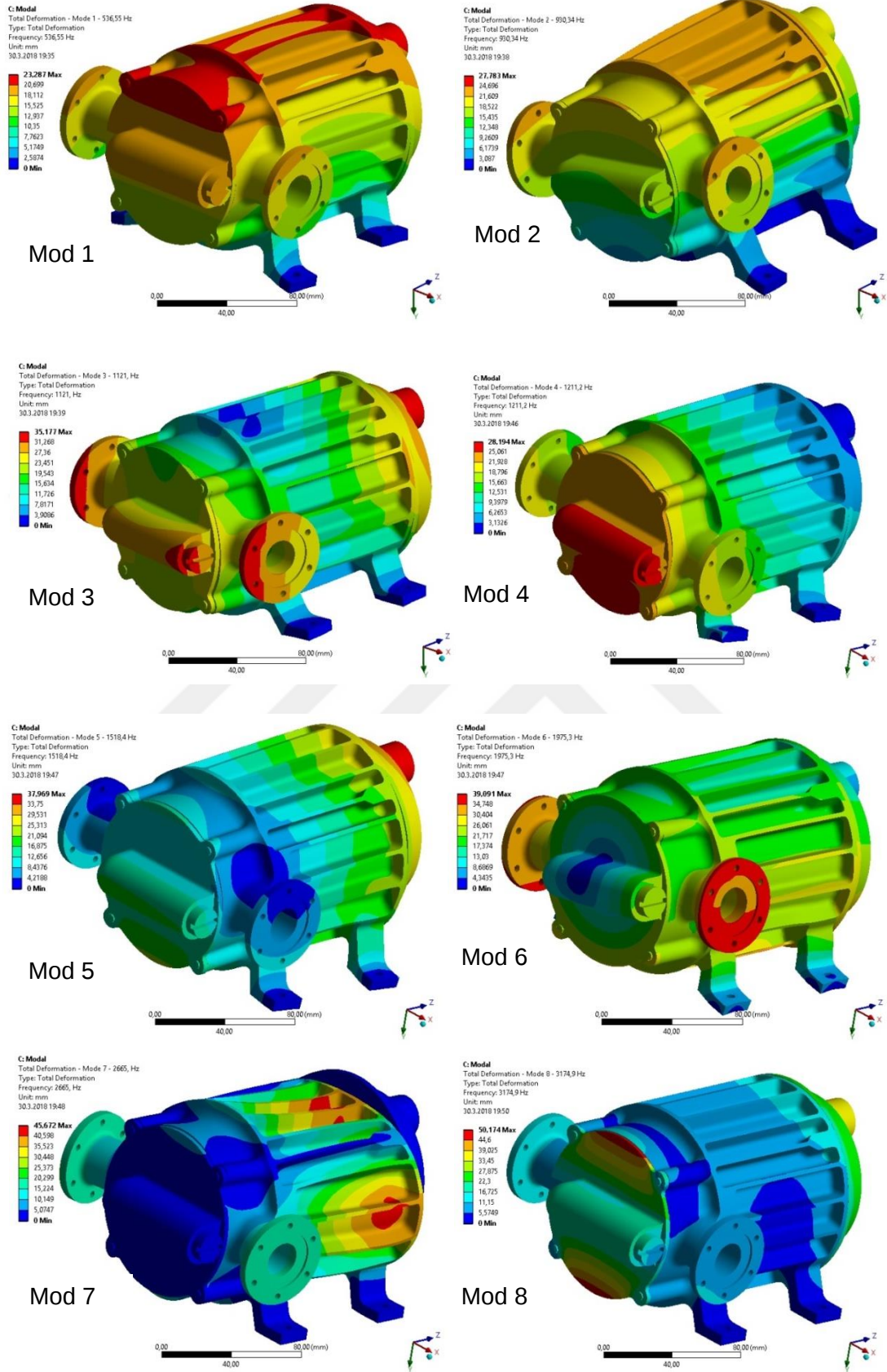
Tablo 8. Modal analiz doğal frekans sonuçları

Mod	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frekans (Hz)	537	930	1121	1211	1518	1975	2665	3175	3241	3359



Şekil 43. Modal analiz doğal frekans dağılımı

Modal analiz sonuçları değerlendirildiğinde 1. mod için hedeflenen minimum 200 Hz değeri ile kıyaslandığında, özellikle 1. doğal frekansın 537 Hz olması tasarımın yapısal olarak oldukça iyi bir durumda olduğunu göstermiştir. Yapılabilecek olası tasarım iyileştirmelerini değerlendirmek amacıyla Şekil 44'te gösterilen mod şekilleri dikkatli bir biçimde incelendiğinde pompa gövdesinin ayakların sağlamlaştırılabileceği çıkarımı yapılabilir. Ancak sonuçlar kabul edilebilir durumda olduğu için herhangi tasarım revizyonu yapılma ihtiyacı duyulmamıştır.



Şekil 44. Modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri

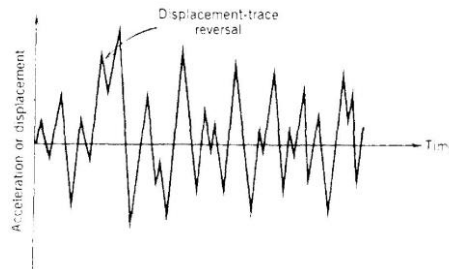
4.3. Rastgele Titreşim Analizi

Titreşim, ölçüm uygulamaları ve tıbbi cihazlar gibi bazı alanlarda uygulamanın bir parçası olarak kullanılsa da genellikle sistemlerde istenmeyen bir girdi olarak kabul edilmektedir. Sistemler çalışacakları ortamlarda maruz kalacakları titreşim koşulları göz önünde bulundurularak tasarlanmaktadır. Bu çalışmada incelenen tasarım da maruz kalacağı rastgele titreşim göz önünde bulundurularak oluşturulmuş, çalışmada titreşimin sebep olacağı mekanik etkiler incelenmiştir.

Rastgele titreşimin, ekipmanların çalışması gereken gerçek ortamları daha yakından temsil ettiği kabul edildiğinden, kabul testleri, tarama testleri ve kalifikasyon testleri için ticari, endüstriyel ve askeri ekipman üreticileri tarafından rastgele titreşim genellikle belirtilmektedir. Buna uçaklar, füzeler, otomobiller, kamyonlar, trenler ve tanklar ile kimyasal işleme tesisleri, çelik haddehaneleri, dökümhaneler, petrol sondaj makineleri ve sayısal kontrollü freze makineleri dahildir [16].

Yüksek güvenilirlikte, istenilen ortamlarda çalışabilen, düşük maliyetli ve hafif ürünlerin tasarlanması, geliştirilmesi ve üretilmesi için rastgele titreşim ve yorulma faktörlerine de dikkat edilmelidir.

Rastgele titreşimin en belirgin özelliği, periyodik olmamasıdır. Sisteme ait rastgele hareket bilgileri, çeşitli ivme ve deplasman büyüklüklerinin gerçekleşme olasılığını hesaplayarak öngörebilmek için yeterlidir, ancak belirli bir zamanda kesin büyüklüğü tahmin etmek için yeterli değildir.

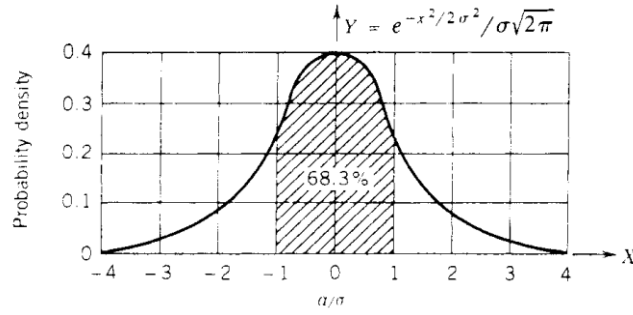


Şekil 45. Örnek rastgele titreşim verisi

Rastgele titreşim için tipik bir ivme zaman eğrisi Şekil 45'teki görsele benzer biçimde görünecektir. Rastgele titreşim, belirli bir bant aralığındaki tüm frekansların, her an mevcut olması bakımından benzersizdir. Bu durum, bir sistem,

20 Hz ile 2000 Hz arasındaki frekans bant genişliği üzerinden rastgele titreşim ortamına tabi tutulduğunda, aynı bant genişliğinde sistemin yapısal rezonanslarının tümünün aynı anda uyarılacağı anlamına gelir. Başka bir deyişle, sistemin temel rezonans frekansı yüksek harmoniklerin birçoğu ile birlikte tahrik edilecektir. Bu çalışmada, rasgele titreşim yüklemesi güç spektral yoğunluğu yani PSD girdisi kullanılarak yapılmıştır.

Rastgele titreşim profilinin sebep olduğu stres değerlerinin sistem üzerindeki etkisi dikkatli bir şekilde incelenmelidir. Bu çalışmada stres değerlerinin sistem elemanları üzerindeki yorulma etkisini incelemek için Steinberg üç bant yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemin temeli olan Gauss dağılım eğrisi aşağıdaki grafikte gösterilmektedir. Bu grafik herhangi bir zamanda sistemin karşılaşacağı anlık ivme seviyelerinin büyüklüğünün gerçekleşme olasılığını göstermektedir.



Şekil 46. Gauss dağılım eğrisi [16]

Şekil 46'te gösterilen Gauss dağılım eğrisi, herhangi bir zaman anında anlık ivmelenme seviyesinin değerini temsil etmektedir. Bu grafikte x ekseninde anlık hızlanmanın rms hızlanmasına oranı, y ekseninde meydana gelme olasılığı olarak adlandırılan olasılık yoğunluğu yer almaktadır. Eğri altındaki toplam alan birdir. İki nokta arasındaki eğrinin altındaki alan doğrudan, bu iki nokta arasındaki ivmelerin gerçekleşme olasılığına dair bilgi vermektedir. Örneğin, Şekil 46'daki eğri altındaki taralı alan, anlık ivmelenmelerin zamanın % 68,3' ünün $+1\sigma$ ile -1σ arasında olacağını göstermektedir. Ömrün %95,4'ünde $+2\sigma$ ve -2σ değerleri arasında, %99,73'ünde ise $+3\sigma$ ve -3σ değerleri arasında olacağını belirtmektedir. Buradan yola çıkılarak stres seviyeleri sistem ömrü üç parçaya bölerek incelenenmektedir. $+1\sigma$ ile -1σ arasındaki anlık ivmelenmelerin zamanın %68,3'ünde 1σ düzeyinde hareket ettiği varsayılmıştır. $+2\sigma$ ve -2σ arasındaki anlık hızlanmaların, zamanın %95,2 - %68,3 veya %27,17'si olan 2σ seviyesinde hareket ettiği varsayılmaktadır.

+ 3σ ve -3σ arasındaki anlık ivmelerin ise zamanın 3σ seviyesi %99,73-%95,4 veya ömrün %4,337'sinde etkin olduğu kabul edilmiştir. Özetle değerler üç bant için aşağıda gösterilmiştir.

- 1σ değerleri ile ömrün %68,3 oranında
- 2σ değerleri ile ömrün %27,17 oranında
- 3σ değerleri ile ömrün %4,337 oranında karşılaşılmaktadır.

Rastgele titreşim süresinin T olduğunu varsayarsak, n. derece momenti m_n :

$$m_n = \int_{-\infty}^{+\infty} f^n G(f) df \quad (13)$$

Moment, güç spektral yoğunluk fonksiyonunun eğrisinin altındaki alandır. G(f) güç spektral yoğunluk fonksiyonunu, f ise frekansı temsil etmektedir. Titreşim ortalama frekansı f_0 aşağıdaki formülle hesaplanabilir. Denklem (15)'te gösterilen m malzeme yorulma grafiğinin eğimi, N çevrim sayısı, S ise gerilim olarak kullanılmaktadır.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad (14)$$

$$\log(S) = a - m * \log(N) \quad (15)$$

Son olarak kümülatif hasar hesaplaması için ise denklem (16)'da gösterilen Steinberg üç bant yöntemi kullanılmaktadır.

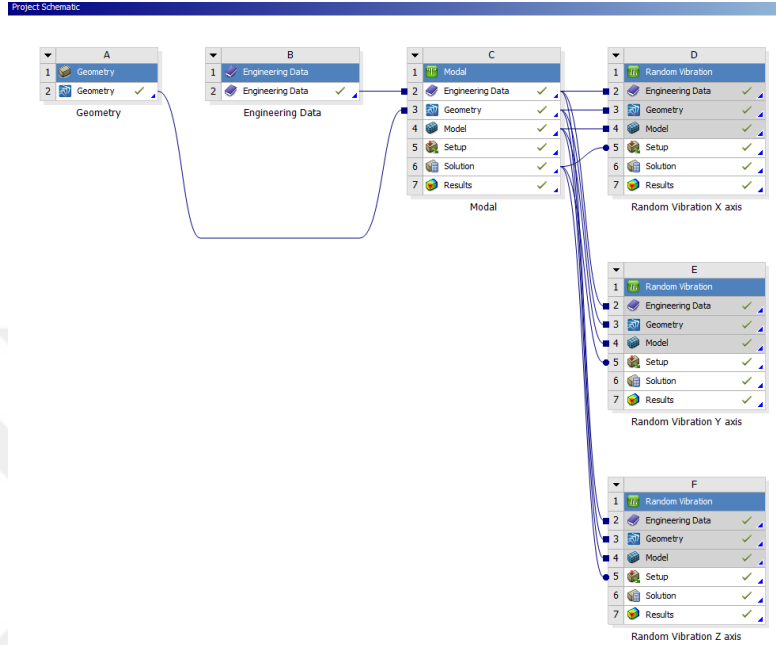
$$D = f_0 * T \left[0,683(2\sqrt{m_0})^m + 0,271(4\sqrt{m_0})^m + 0,043(6\sqrt{m_0})^m \right] / a \quad (16)$$

$$D = \frac{n_{1\sigma}}{N_{1\sigma}} + \frac{n_{2\sigma}}{N_{2\sigma}} + \frac{n_{3\sigma}}{N_{3\sigma}} \quad (17)$$

Bu denklem Miner kuralına benzemektedir. Miner kuralında $n_{1\sigma}$, $n_{2\sigma}$, $n_{3\sigma}$ gerilim 1σ, 2σ ve 3σ gerilim seviyelerine eşit veya daha az olduğunda sistemin maruz kaldığı çevrim sayısı; $N_{1\sigma}$, $N_{2\sigma}$, $N_{3\sigma}$ ise ilgili malzemelerin belirtilen gerilim seviyelerindeki ömür çevrim sayılarıdır. Yorulma eğrisinde 1σ, 2σ ve 3σ streslerine karşılık gelmektedir. Bu denklemde D yorulma hasarını, T titreşime maruz kaldığı süreyi simgelemektedir ve yapısal hasar olmaması için 1 değerinin altında kalması

gerekmektedir.

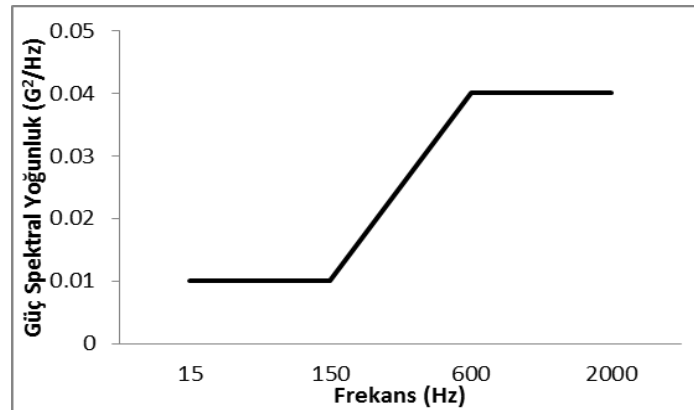
Bu çalışmada analiz modeli Şekil 47’de gösterildiği gibi Ansys Random Vibration modülünde hazırlanmıştır. Analiz sırasında önce modal analiz yapılmış, rastgele titreşim analiz modülü Ansys’te bu analiz sonuçlarına bağlanarak oluşturulmuştur.



Şekil 47. Rastgele analiz proje şeması

Tablo 9. Rastgele titreşim analizi PSD veri tablosu

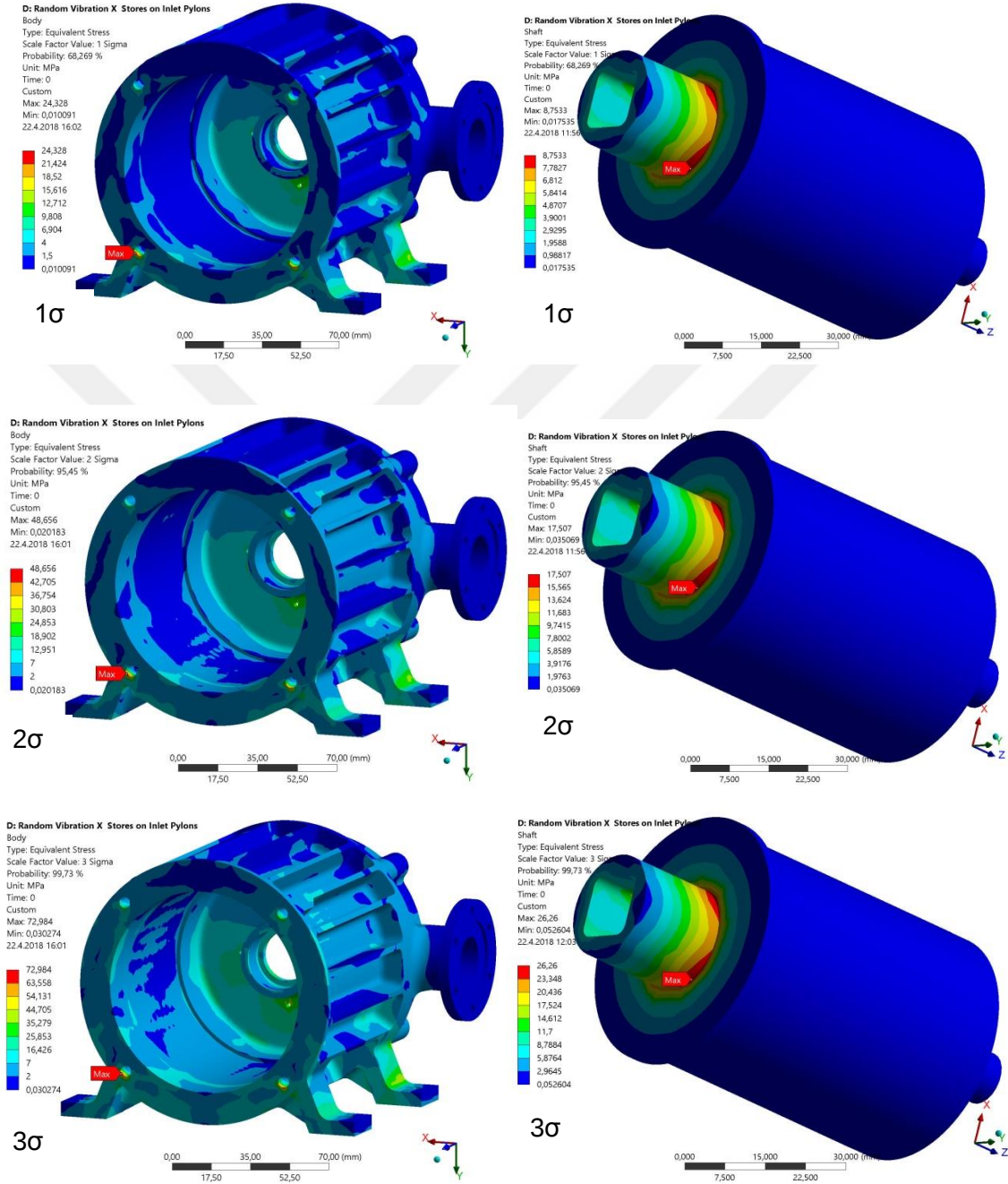
Frekans (Hz)	15	150	600	2000
Güç Spektral Yoğunluk (G^2/Hz)	0,01	0,01	0,04	0,04



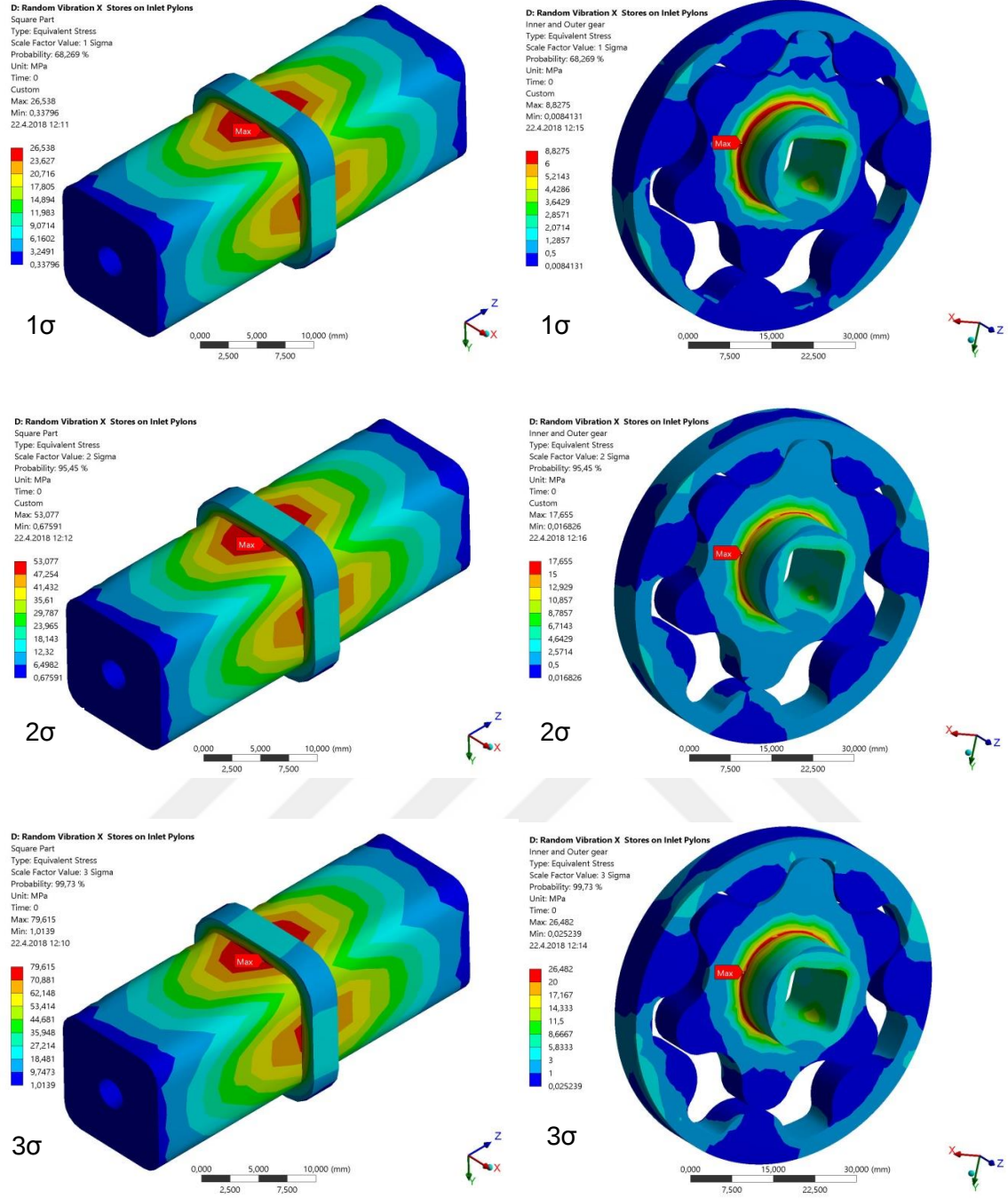
Şekil 48. Rastgele titreşim analizi PSD veri grafiği

Sınır koşulları olarak daha önce genel başlıkta belirtilen koşullara ek olarak Tablo 9 ve Şekil 48’de gösterilen Güç Spektral Yoğunluk ve Frekans verileri kullanılarak

X, Y ve Z yönlerinde ayrı ayrı uygulanmıştır. Sonuçlar incelenerek kullanılan malzemeye göre stres seviyesi kritik sayılabilecek parçaların 1σ , 2σ ve 3σ seviyelerindeki von Mises gerilimleri X yönü için Şekil 49 ve Şekil 50’de sunulmuştur.



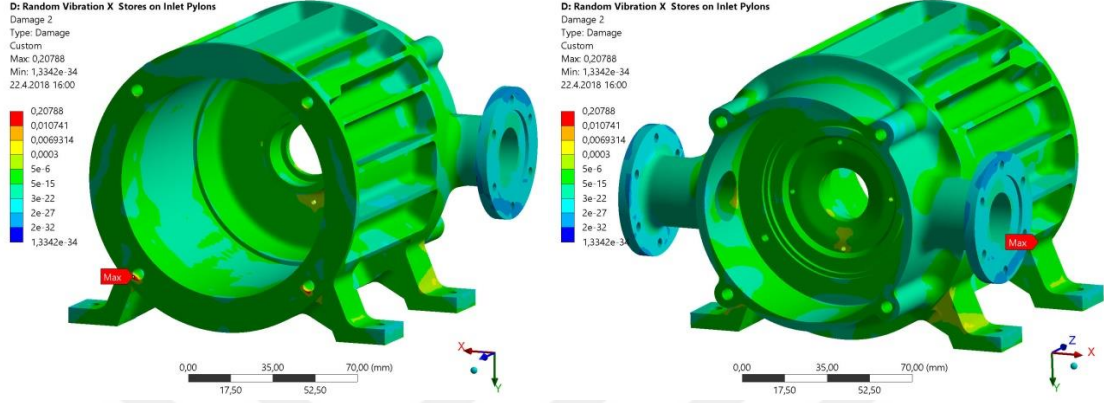
Şekil 49. Ana gövde ve şaft rastgele titreşim analizi sonucunda von Mises gerilim değerleri (X yönü)



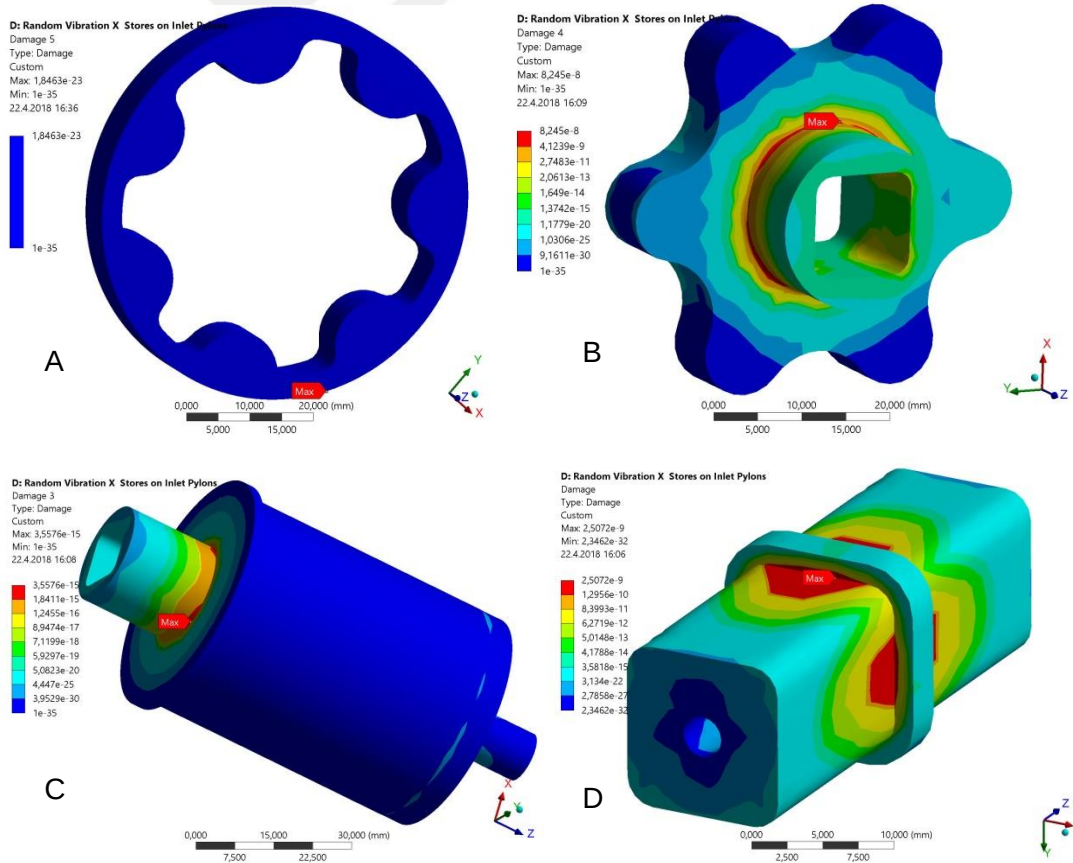
Şekil 50. Kama ve dişli grubu rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (X yönü)

X yönündeki sonuçlar incelendiğinde von Mises gerilim seviyelerinin elastik bölgede kaldığı gözlemlenmiştir. Akma dayanımı 276 MPa olan Al 6061 T6 alüminyumdan üretilen ana gövde parçasının en fazla 3σ durumunda 73 MPa gerilime maruz kaldığı görülmüştür ve bu durumda sadece elastik deformasyon oluşmaktadır. Akma dayanımı 470 MPa olan AISI 4340 çelik kullanılarak üretilen şaft, kama ve dişli grubunda ise maksimum gerilim 3σ durumunda sırasıyla 26,3

MPa, 79,6 MPa ve 26,5 MPa olarak görülmüş ve elastik deformasyona uğradığı gözlemlenmiştir. Gerilim seviyeleri çok yüksek görünmemekle birlikte 600 saatlik ömür hedeflenerek yine Ansys Random Vibration modülünde daha önce elde edilen sonuçlar kullanılarak Steinberg ömür analizi yapılmıştır. Bu analiz sonucunda elde edilen sonuçlar Şekil 51 ve Şekil 52'deki gibidir.

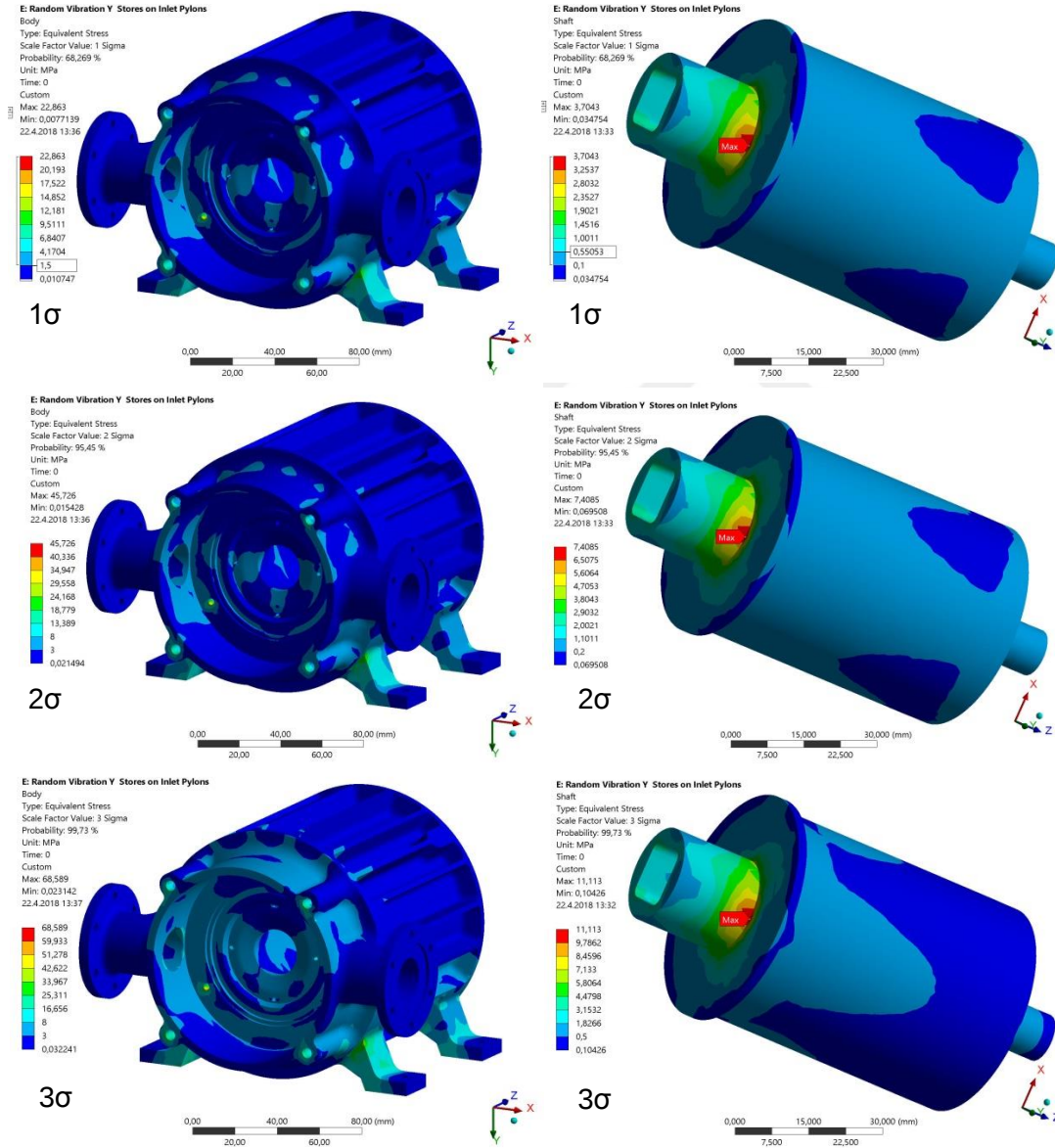


Şekil 51. Ana gövde rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (X yönü)

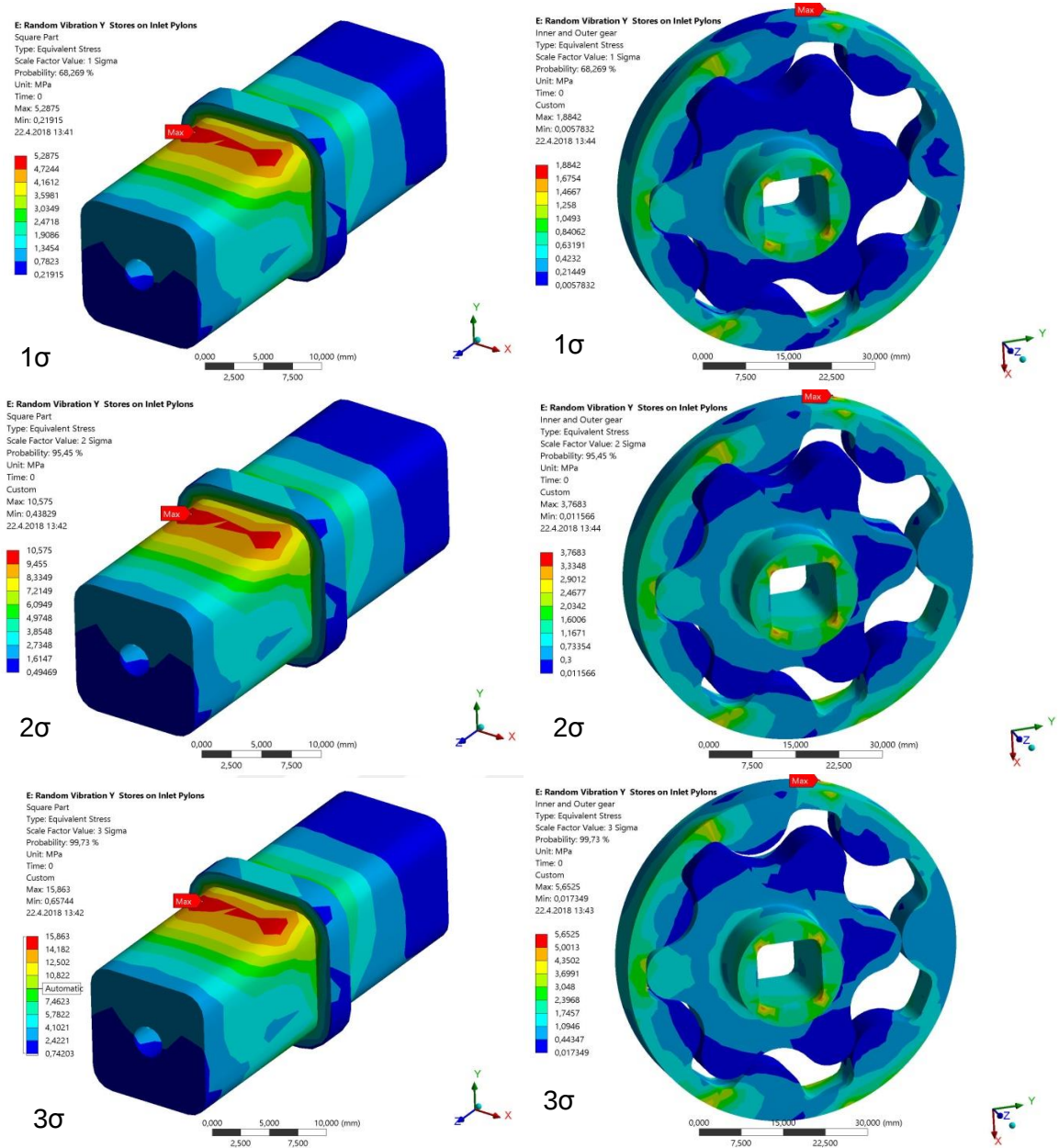


Şekil 52. Dış dişli (A), iç dişli (B), şaft (C) ve kama (D) rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (X yönü)

Şekil 51 ve Şekil 52 ilgili parçaların kümülatif hasar katsayısını göstermektedir. İlk etapta bakıldığında parçalarda hasar değeri 1'in altında çıktığı için sorun görülmemiştir. Maksimum hasarın görüldüğü ana gövde analiz sonuçları da incelendiğinde de en yüksek kümülatif hasar değerinin yaklaşık olarak 0,21 olduğu gözlemlenmiştir. Parçada diğer bölgelerde de herhangi bir yüksek değerle karşılaşılmamış, sadece ayaklarda 0,01'e yakın değerler görülmüş ve hedeflenen ömür dahilinde sorun yaşanmayacağına kanaat getirilmiştir.



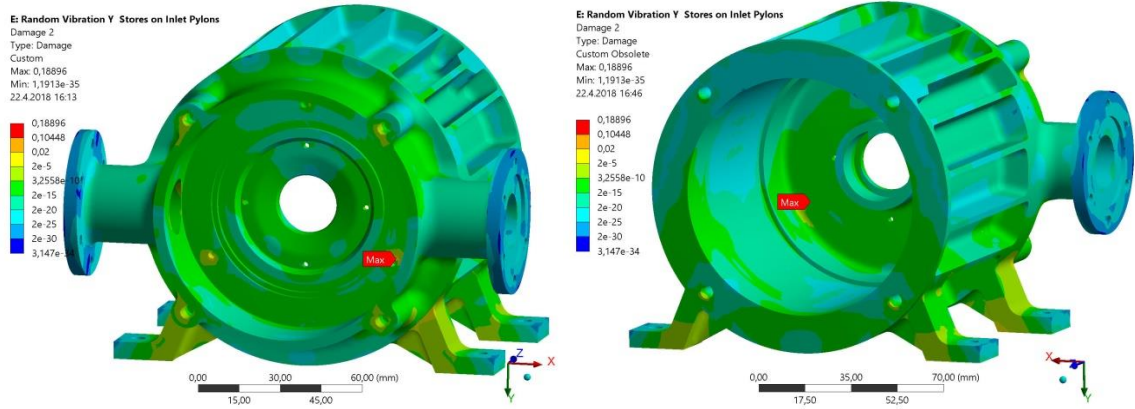
Şekil 53. Ana gövde ve şaft rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Y yönü)



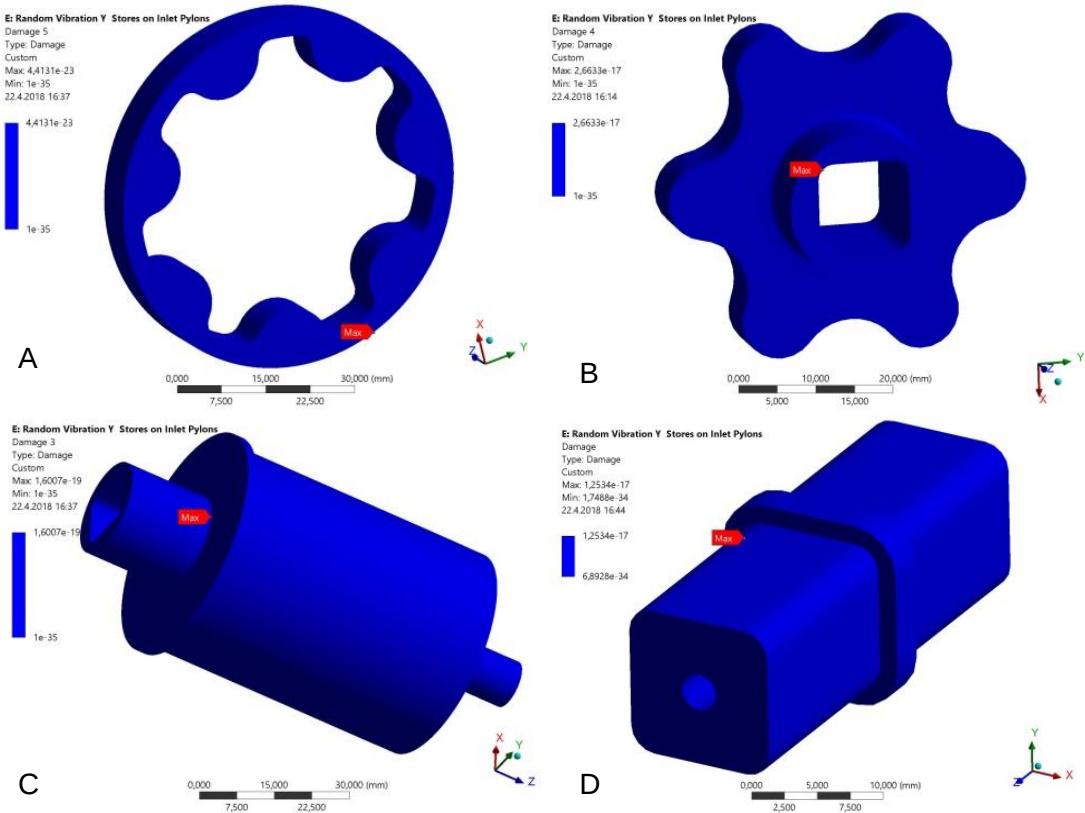
Şekil 54. Kama ve dişli grubu rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Y yönü)

Y yönünde uygulanan ivme sonucu elde edilen analiz sonuçları değerlendirildiğinde von Mises gerilim seviyelerinin elastik bölge sınırları içinde kaldığı görülmüştür. 276 MPa akma dayanımına sahip Al 6061 T6 alüminyum kullanılarak tasarlanan ana gövde parçası en yüksek 68,6 MPa gerilime 3σ düzeyinde maruz kalmaktadır ve sadece elastik deformasyon oluşmaktadır. 470 MPa akma dayanımına sahip olan AISI 4340 çelikten imal edilen şaft, kama ve dişli grubunda ise maksimum gerilim 3σ seviyesinde, sırasıyla 11,1 MPa, 15,9 MPa ve 5,7 MPa olarak gözlemlenmiş ve bu değerlerin sadece elastik

deformasyona sebep olacağı görülmüştür. Malzeme özellikleri göz önünde bulundurulduğunda, gerilim seviyeleri oldukça uygun görünse de 600 saatlik ömür hedeflenerek zaman içinde meydana gelecek kümülatif hasarın seviyesini hesaplamak için Ansys Random Vibration modülünde elde edilen sonuçlar ile Steinberg ömür analizi yapılmıştır. Bu analiz sonucunda bulunan sonuçlar Şekil 55 ve Şekil 56'da gösterilmektedir.



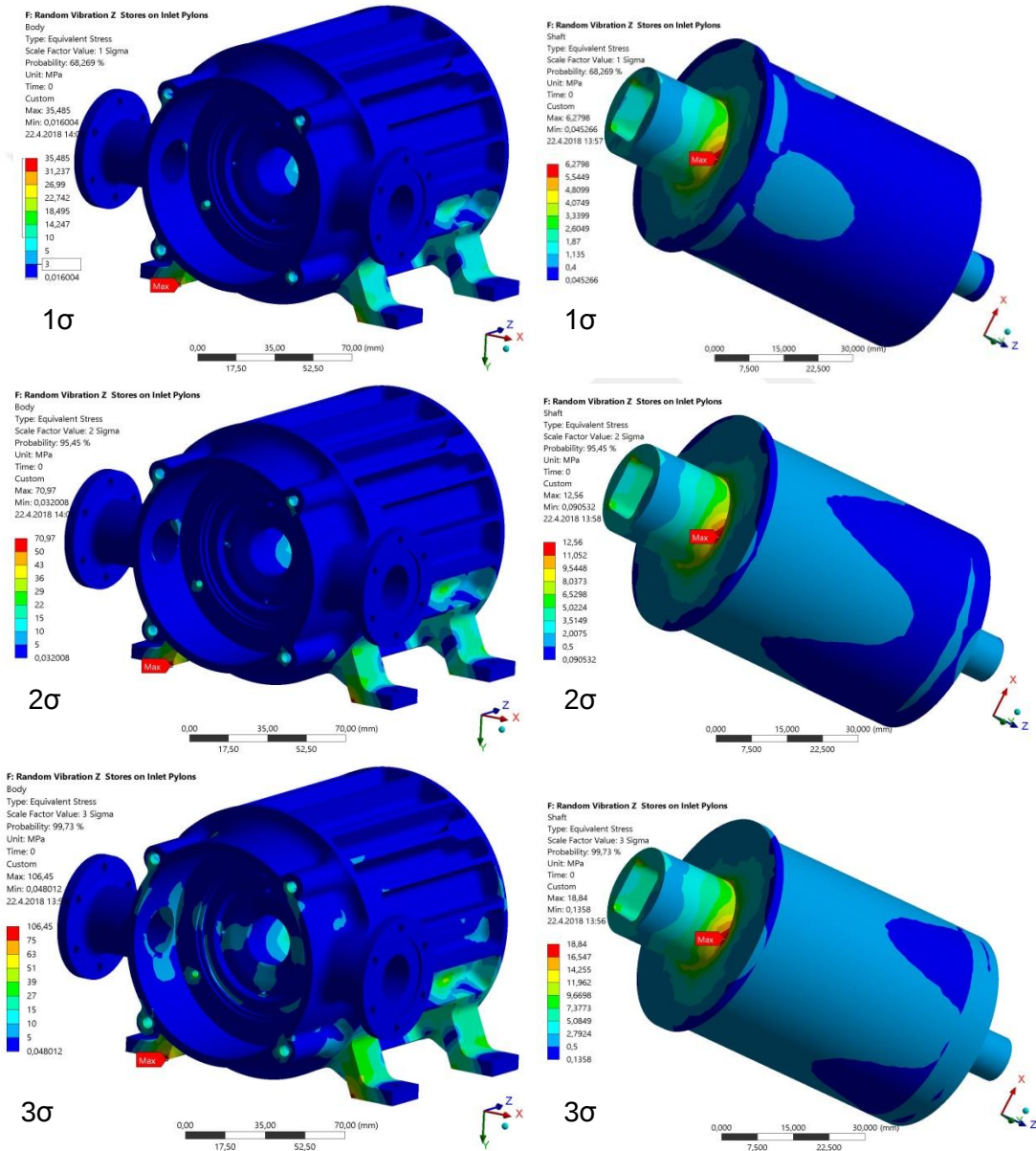
Şekil 55. Ana gövde rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Y yönü)



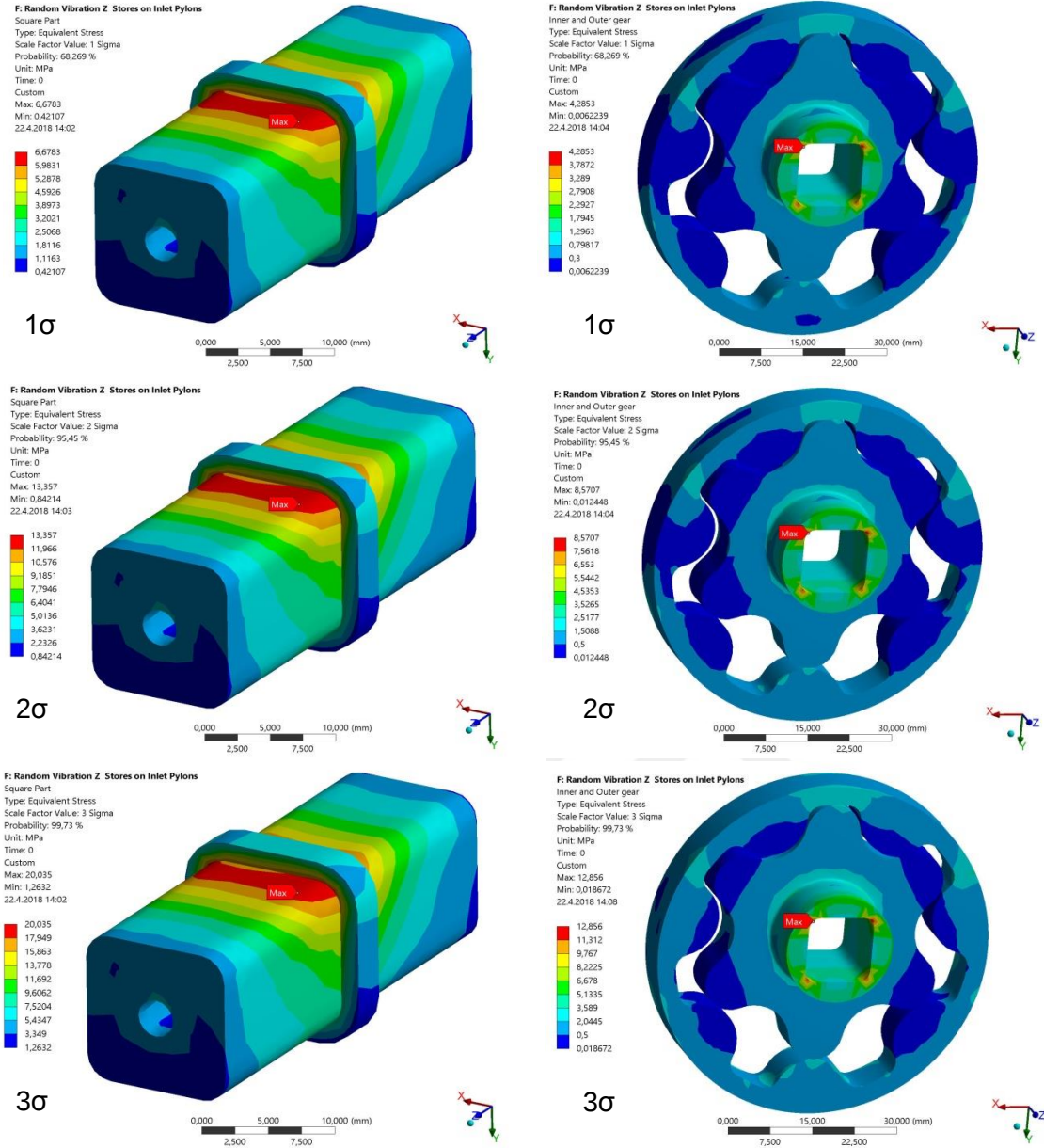
Şekil 56. Dış dişli (A), iç dişli (B), shaft (C) ve kama (D) rastgele titreşim yorulma

analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Y yönü)

Şekil 55 ve Şekil 56'de, bahsedilen parçaların kümülatif hasar katsayısı bulunmaktadır. Sonuçlara bakıldığında ana gövde dışındaki diğer parçalarda hasar değeri 1'in altında çıktığı için problem öngörülmemiştir. Ana gövde analiz sonuçları ise detaylı incelendiğinde de en yüksek kümülatif hasar katsayısının 0,19 olduğu bulunmuştur. Bu değer hedeflenen ömür dahilinde bir sorun yaşanmayacağını göstermiştir.



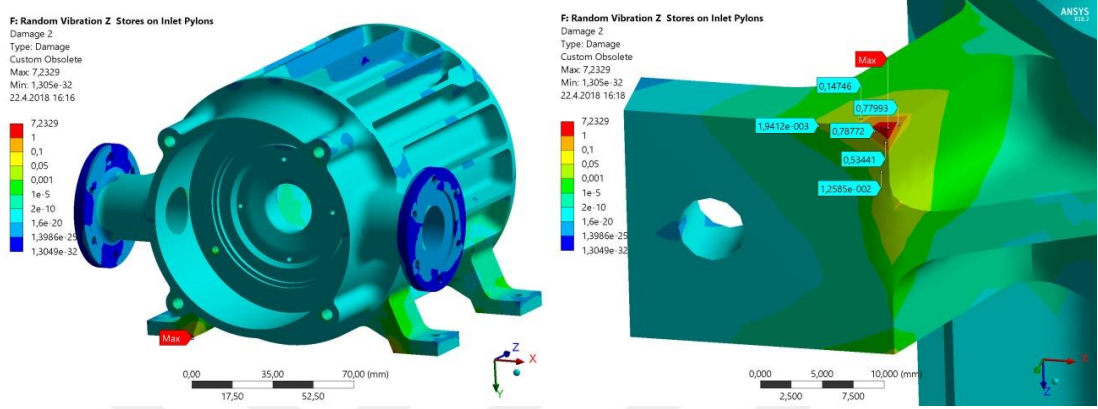
Şekil 57. Ana gövde ve şaft rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Z yönü)



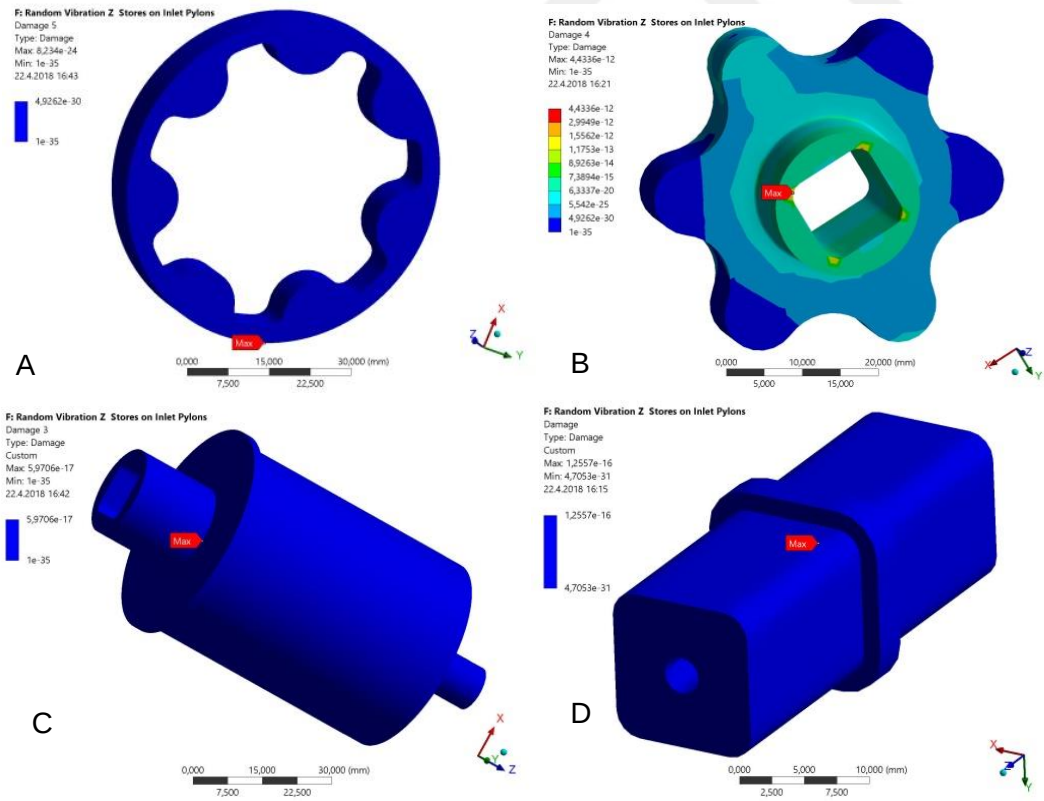
Şekil 58. Kama ve dişli grubu rastgele titreşim analizi sonucunda elde edilen von Mises gerilim değerleri (Z yönü)

Z yönünde uygulanan şok analizi sonuçları değerlendirildiğinde von Mises gerilim düzeyinin elastik bölge sınırları içinde kaldığı görülmüştür. Akma dayanımı 276 MPa olan Al 6061 T6 alüminyumdan imal edilen ana gövde parçası en yüksek gerilime 3σ durumunda 106,45 MPa ile maruz kalmaktadır ve bu gerilim düzeyi malzememenin sadece elastik deformasyona uğramasına sebep olmaktadır. Akma dayanımı 470 MPa olan AISI 4340 çelik kullanılarak tasarlanan şaft, kama ve dişli grubu ise maksimum gerilim olarak 3σ düzeyinde sırasıyla 18,8 MPa, 20 MPa ve 12,9 MPa seviyelerini görmektedir ve hepsinin sadece elastik deformasyona uğradığı gözlemlenmiştir. Gerilim seviyeleri plastik deformasyona

sebepler kadar yüksek görünmemekle birlikte 600 saatlik ömür hedeflenerek zaman içinde oluşabilecek hasarın durumunu incelemek adına Ansys Random Vibration modülünde daha önce elde edilen sonuçlar kullanılarak Steinberg ömür analizi yapılmıştır. Bu analizin ardından elde edilen sonuçlar Şekil 59 ve Şekil 60'ta gösterilmektedir.



Şekil 59. Ana gövde rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Z yönü)



Şekil 60. Dış dişli (A), iç dişli (B), şaft (C) ve kama (D) rastgele titreşim yorulma analizi sonucunda elde edilen hasar değerleri (Z yönü)

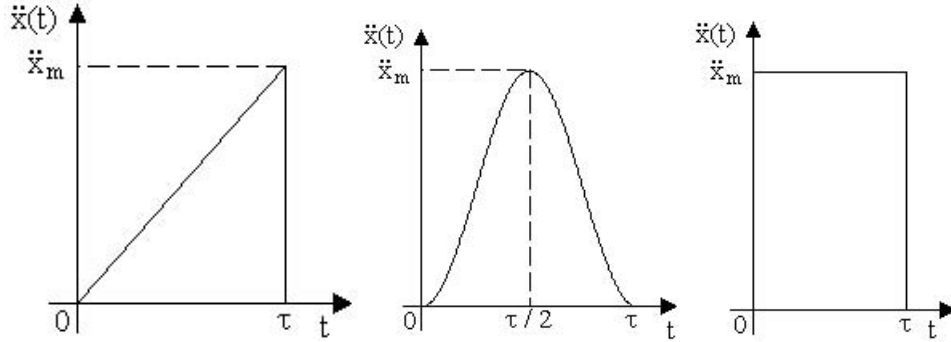
Şekil 59 ve Şekil 60'ta gösterilen parçaların kümülatif hasar katsayısı gösterilmektedir. Sonuçlara bakıldığında ana gövde dışındaki diğer parçalarda hasar değeri 1'in altında çıktığı için problem görülmemiştir. Ana gövde analiz sonuçları ise detaylı incelendiğinde yüksek çıkan değer sadece köşede tek bir nodda, normalde pah kırılmış olan bölgede bulunduğu ve tekillik kaynaklı olduğu görülmüştür. Şekil 59 dikkatle incelendiğinde bu sınır koşulunun çevresindeki bölgelerdeki hasar değerinin çok daha küçük olduğu rahatlıkla görülmektedir. Bu sebepten ötürü bu değer göz önünde bulundurulmayacaktır. Parçanın diğer bölgeleri incelendiğinde de 1'den yüksek herhangi bir değer ile karşılaşılmamış, sadece ön ve arka ayaklarda 0,1'e yakın değerler görülmüş ancak büyüklüğü itibarıyla hedeflenen ömür dahilinde sorun yaratmayacağına karar verilmiştir.

4.4. Mekanik Şok Analizi

Şok, bir mekanik sistemin belirli bir zaman aralığında gerçekleşen titreşim uyarımı olarak tanımlanmaktadır. Şok sisteme ait kuvvet, yer değiştirme, hız ve ivme gibi özelliklerden en az birisinin ani bir değişikliğe maruz kalmasıyla oluşmaktadır. Örneğin hareketli bir araç üzerinde kullanılan ya da bu araçla sevk edilen ürünler, bu süre içerisinde çeşitli mekanik şoklara maruz kalmaktadırlar. Bu tür şoklar genellikle birkaç ms kadar kısa bir sürede etki etse de şiddetli olması mümkündür. Bu yüzden de göz ardı edilmemeli, tasarım yapılırken mekanik etkileri göz önünde bulundurulmalıdır. Şoklarla ilgili ilk çalışmalar 1930'lu yıllarda depremler ve yapılara olan etkileri incelenerek yapılmıştır. Zaman içerisinde gelişen teknoloji ile birlikte tasarlanan test ekipmanları ve gelişmiş bilgisayarlar sayesinde de bir sistemin maruz kalacağı şokların ölçülmesi veya hesaplanması ve sentetik olarak istenilen özelliklerde şokların oluşturulması ile oldukça gerçekçi bir biçimde çevresel koşullara uygun test uygulamalarının yapılması mümkün kılınmıştır [17].

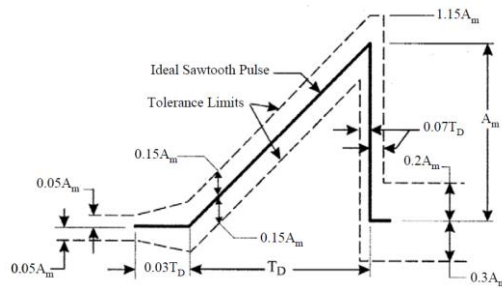
Şok testi genellikle zamanla birlikte değişen bir ivme profili şeklinde tanımlanmaktadır. Bu ivme profili, ürünün bağlandığı test cihazındaki tablanın hızının değişimine bağlı olarak çeşitli hız ve yer değiştirme profilleri ile elde edilebilmektedir. Buradaki ana değişken genellikle şok test cihazı tarafından sisteme uygulanan kuvvet ve kuvvet değişimidir. Bu değişken, istenilen ivme, hız ve yer değiştirme grafiğinin elde edilmesini sağlamaktadır.

Şok profilleri genellikle aşağıdaki şekillerde gösterildiği gibi yarım sinüs, testere dişi, kare veya trapezoidal olarak uygulanmaktadır. Hangi profilin kullanılacağı sistemin çalışacağı çevre koşullarına göre belirlenmektedir.



Şekil 61. Testere dişi, yarım sinüsoidal ve kare ivme girdileri [17]

Şok testi havacılık ve uzay ile savunma sanayiinde sıklıkla kullanılmaktadır. Buralarda kullanılan şok verileri sahada ölçüm yapılarak alınan veriler sayesinde oluşturulabileceği gibi tasarlanan ürünün kullanılacağı şartlara uygun standartlar incelenerek de elde edilebilmektedir. Standartlar ürünün çalışma koşulları göz önünde bulundurularak hazırlandığı için çoğunlukla gerçek hayatta karşılaşılabilecek en zorlu durumlarda sorun yaşanmasını önleyecek biçimde oluşturulmaktadır. Bu çalışmada kullanılan pompa tasarımı havacılık sektöründeki askeri çevresel test standartlarına göre aşağıdaki görselde gösterilen testere dişi şok profili kullanılarak analiz edilmiştir [18]. Aşağıdaki şekilde A_m maksimum ivmeyi yani bu çalışmada yerçekiminin 20 katını, T_D ise uygulanacak şokun süresini yani 11ms'yi temsil etmektedir. Şekilde görülebileceği gibi test sırasında uygulanan şok değerinde oluşabilecek sapmalar göz önünde bulundurularak ivme ve süre için tolerans aralıkları belirtilmiştir.

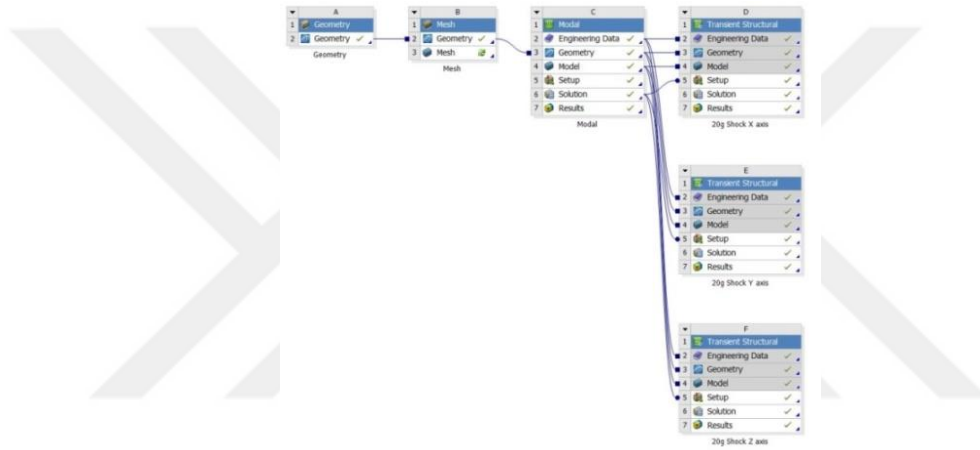


Şekil 62 Testere dişi ivme tipi tolerans aralıkları [18]

Bu testin amacı, sistemin sahada kullanımı sırasında karşılaşılabileceği şoklardan

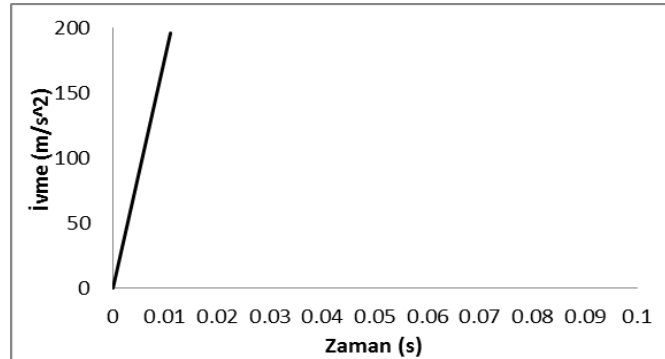
kaynaklanan olası hasarı gözlemlemektir. Bu çalışmada ise sonlu elemanlar yöntemleri yardımıyla Ansys yazılımı yardımıyla test koşullarını yansıtan bir model oluşturularak tasarımdaki gerilme seviyeleri incelenmiştir.

Şok analizleri genellikle oluşan gerinim seviyesinin büyüklüğüne göre Transient Structural veya Explicit Dynamics modülü kullanılarak incelenmektedir. Bu analiz Transient Structural modülü kullanılarak yapılarak sonuçları incelenmiştir. Karşılaşılan gerinim değerlerinin 10^{-1} ile 10^{-5} aralığında olması sebebiyle deformasyonun elastik olduğunu görülmüş ve Transient Structural modülü kullanımı yeterli görülmüştür [19]. Oluşturulan şok analizi proje şeması Şekil 63'te gösterilmiştir.



Şekil 63. Şok analizi proje şeması

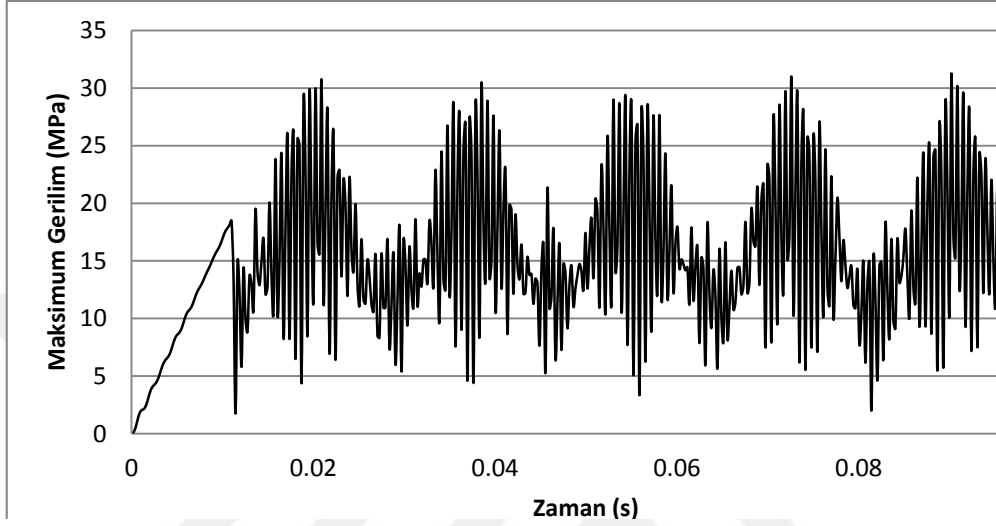
Model oluşturulurken daha önce genel başlıkta bahsedilen sabit destek sınır koşuluna ek olarak uygulanan yer çekiminin 20 katı büyüklüğüne ulaşan ve 11ms süren şok girdisi aşağıdaki Şekil 64'te gösterilmektedir.



Şekil 64. Analize uygulanan şok değeri

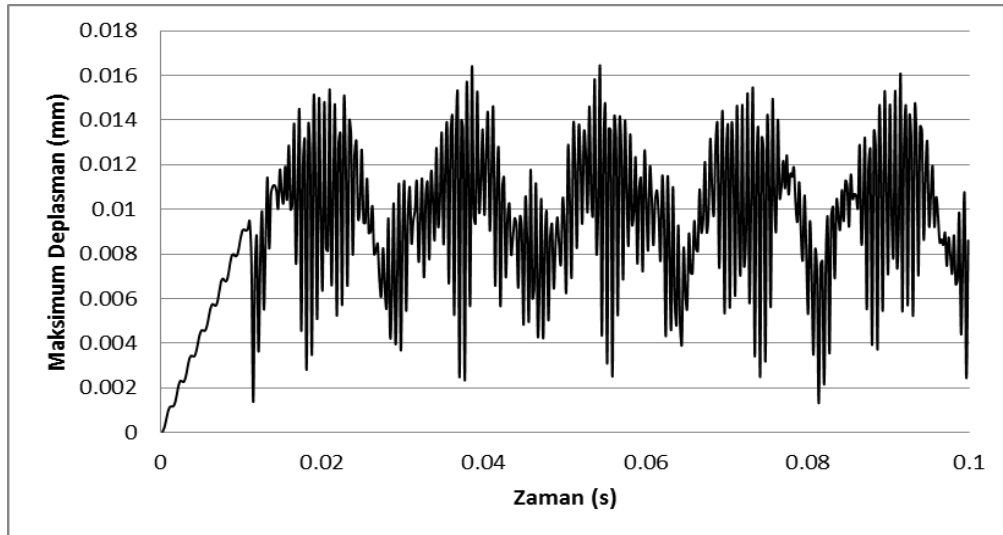
Modelde şok önce 11ms süre boyunca uygulanmış, ardından ivme kesilip tüm

sönümlenme etmenleri gözardı edilerek sıfırlanmış ve 89ms kadar salınım bırakılmıştır. Burada salınım bırakılmasının amacı sistemi tetikleyen şok sonrası gerilim ve deplasman seviyelerindeki artış miktarını gözlemlemektir. Bu analiz aynı koşullarda X, Y ve Z eksenlerinde aynı biçimde ivme girdisi uygulanarak tekrarlanmıştır.



Şekil 65. Şok analizi maksimum gerilme - zaman değişimi (X yönü)

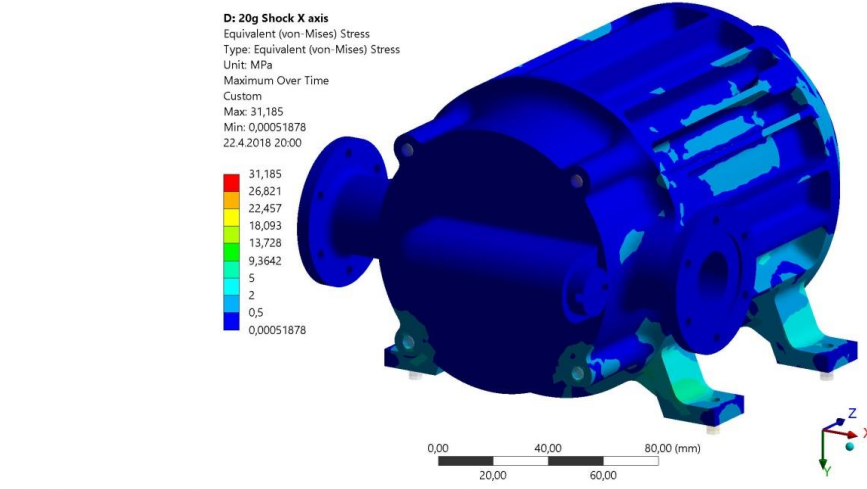
Şekil 65'te sistemde analiz süresince görülen maksimum von Mises geriliminin zamana göre değişimi sunulmuştur. Şekil 66'da sistemde analiz süresince görülen maksimum deplasmanın zamana göre değişimi gösterilmektedir.



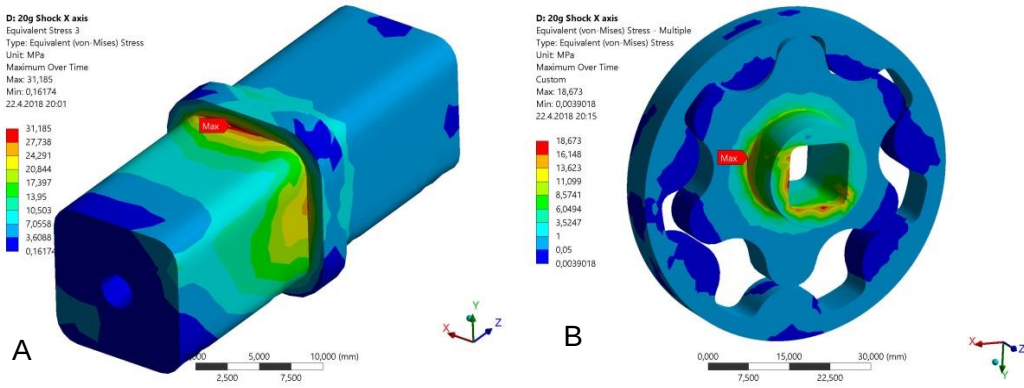
Şekil 66. Şok analizi maksimum deplasman - zaman değişimi (X yönü)

Analiz süresi içinde maksimum gerilimin olduğu zamana ait görsel ise Şekil

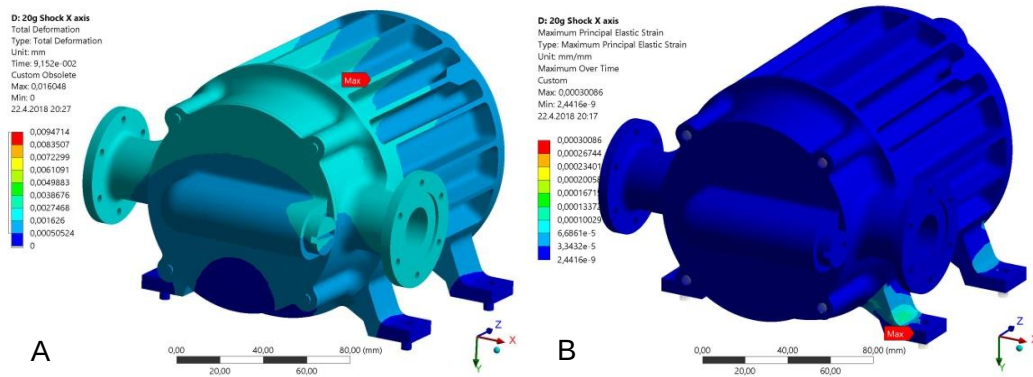
67’de maksimum deplasmanın olduğu zamana ait görsel ise Şekil 69’da incelenebilir.



Şekil 67. Genel sistem şok analizi maksimum von Mises gerilimi (X yönü)



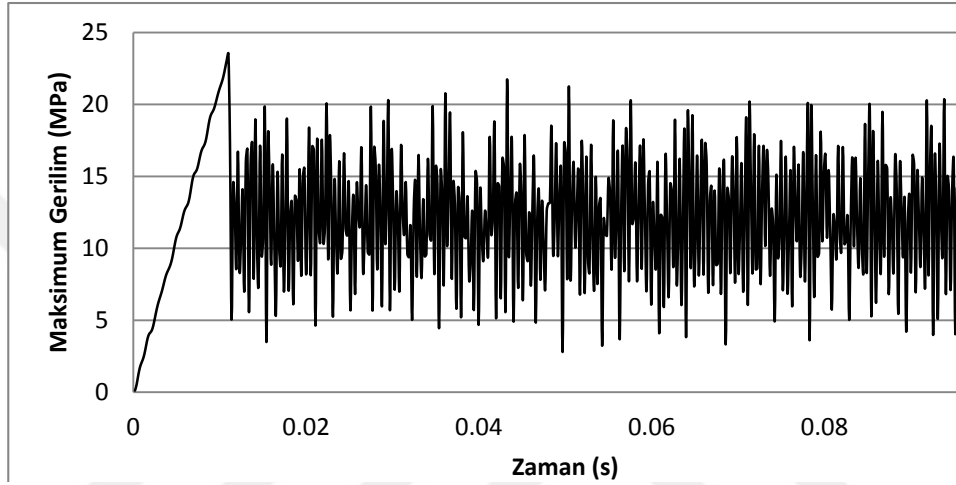
Şekil 68. Kama (A) ve dişli grubu (B) şok analizi maksimum von Mises gerilimi (X yönü)



Şekil 69. Genel sistem şok analizi maksimum deplasman (A) ve maksimum gerinim (B) (X yönü)

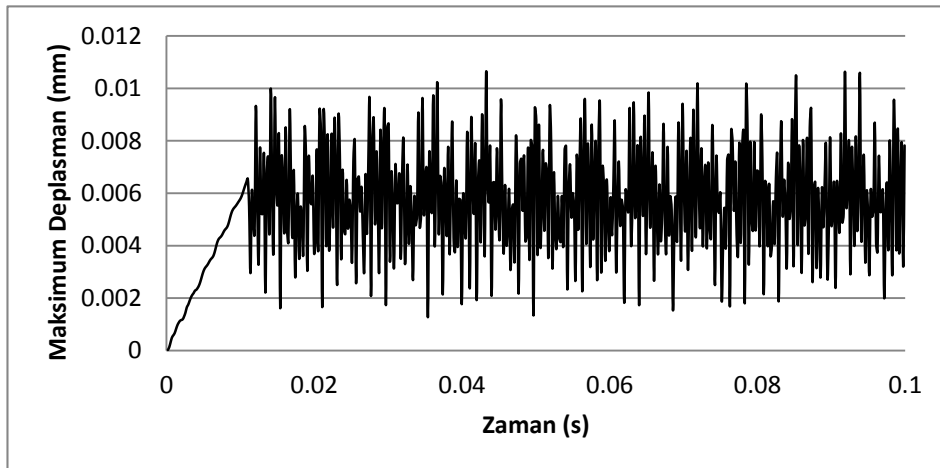
X yönünde uygulanan şok analizi sonucunda sistemde karşılaşılan maksimum

gerilim Şekil 67 ve Şekil 68’de görülebileceği gibi kama parçasında 31,2 MPa olarak çıkmıştır. Bir diğer yüksek gerilim değeri Şekil 69’da gösterildiği gibi dişli grubunda 18,7 MPa olarak görülmüştür. Bu parçalar AISI 4340 çelikten imal edileceği için 470 MPa olan akma değerinin çok altında kalmaktadır. Sistemde herhangi bir kalıcı hasar oluşmayacağı öngörülmektedir. Sistemde karşılaşılan maksimum gerilim değeri ise Şekil 69’da görülebileceği gibi 3×10^{-4} olarak hesaplanmıştır.



Şekil 70. Şok analizi maksimum gerilim - zaman değişimi (Y yönü)

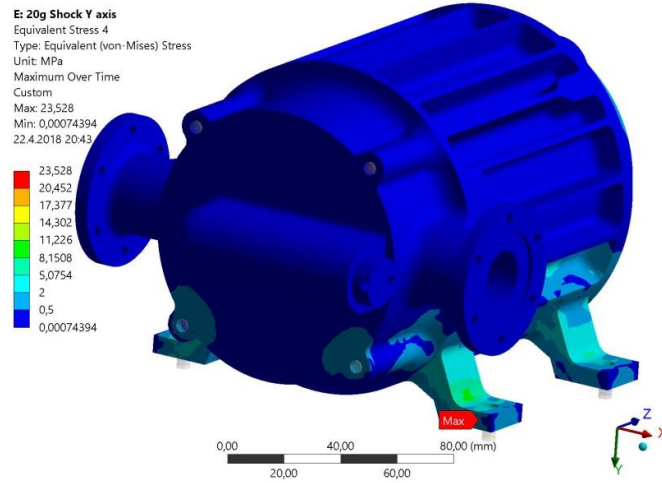
Şekil 70’te sistem genelinde analiz sonucunda elde edilen maksimum von Mises geriliminin zamana göre değişimi verilmiştir. Şekil 71’de ise pompada analiz sonucunda görülen maksimum deplasmanın zamana göre değişimi sunulmaktadır.



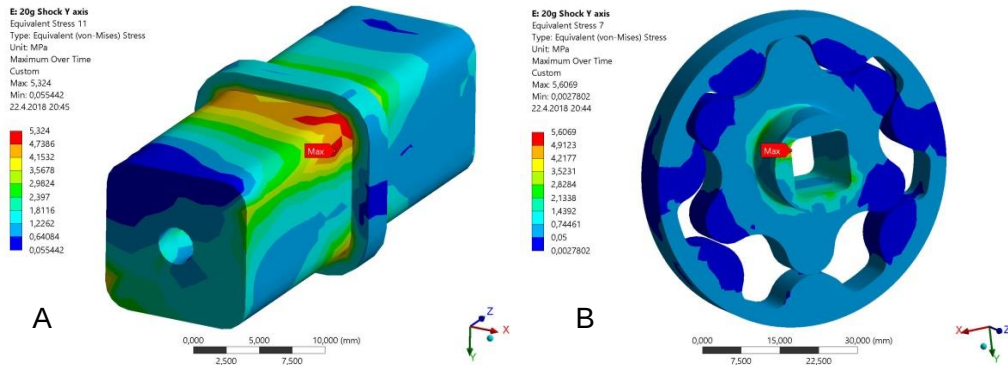
Şekil 71. Şok analizi maksimum deplasman - zaman değişimi (Y yönü)

Analiz süresi içinde maksimum gerilimin olduğu zamana ait görsel ise Şekil 72’de, maksimum deplasmanın olduğu zamana ait görsel ise Şekil 74’de

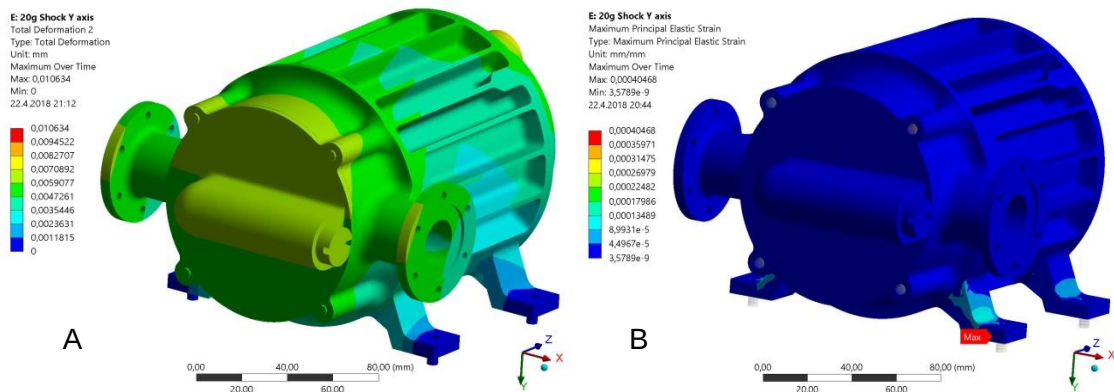
incelenebilir.



Şekil 72. Genel sistem şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Y yönü)



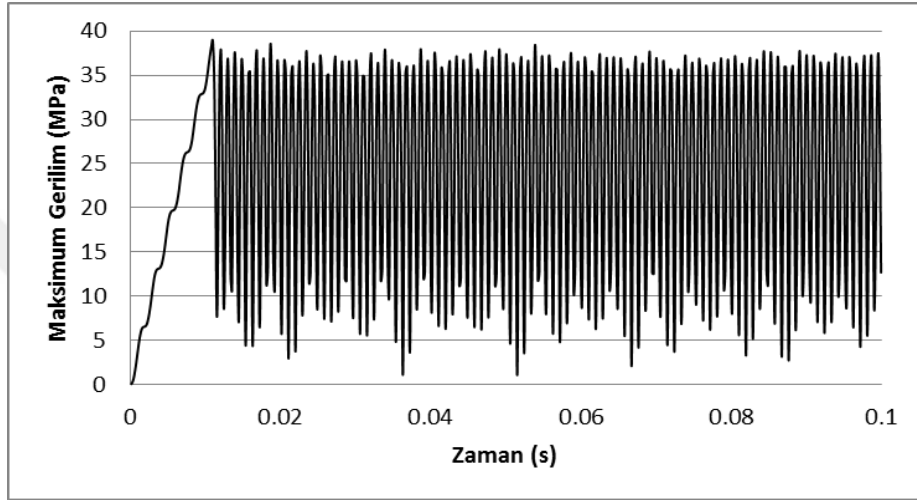
Şekil 73. Kama (A) ve dişli grubu (B) şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Y yönü)



Şekil 74. Genel sistem şok analizi maksimum deplasman (A) ve maksimum gerinim (B) (Y yönü)

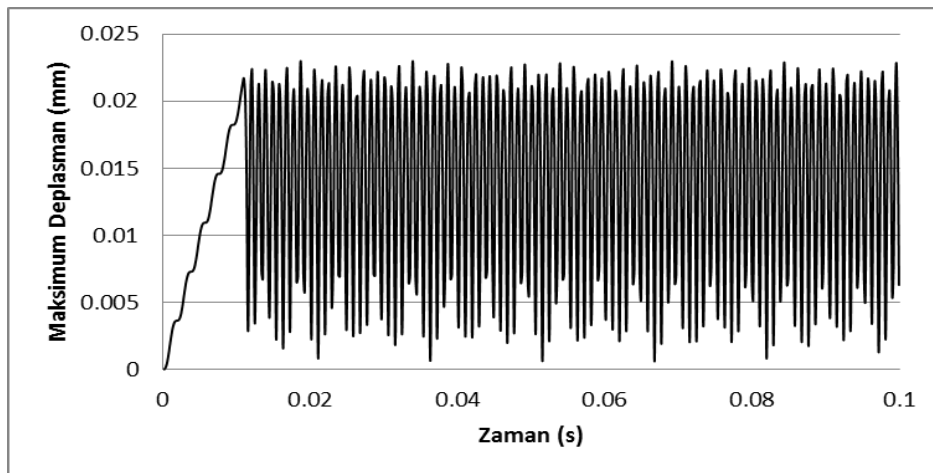
Y yönünde uygulanan şok analizi sonucunda sistemde karşılaşılan maksimum gerilim Şekil 72’de görülebileceği gibi ana gövdede 23,53 MPa olarak çıkmıştır.

Diğer gerilim değerleri Şekil 73'te gösterildiği gibi kama ve dişli grubunda yaklaşık 5 MPa olarak görülmüştür. Kama ve dişli grubu akma gerilim değeri yaklaşık 470 MPa olan AISI 4340 çelikten, ana gövde de akma gerilimi 276 MPa olan Al 6061 T6 alüminyumdan imal edileceği için sadece elastik deformasyona maruz kalmaktadırlar. Böylece sistemde herhangi bir kalıcı hasar oluşmayacağı öngörülmektedir. Sistemde karşılaşılan maksimum gerilim değeri de Şekil 74'te görülebileceği gibi $4,1 \times 10^{-4}$ olarak hesaplanmıştır.

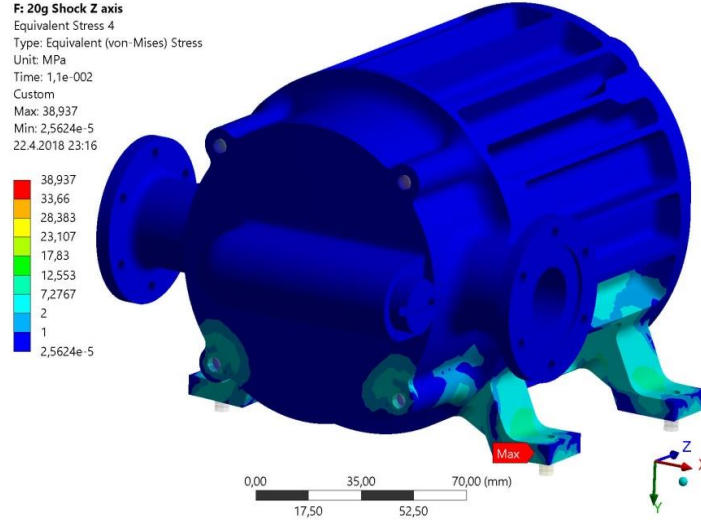


Şekil 75. Şok analizi maksimum gerilim - zaman değişimi (Z yönü)

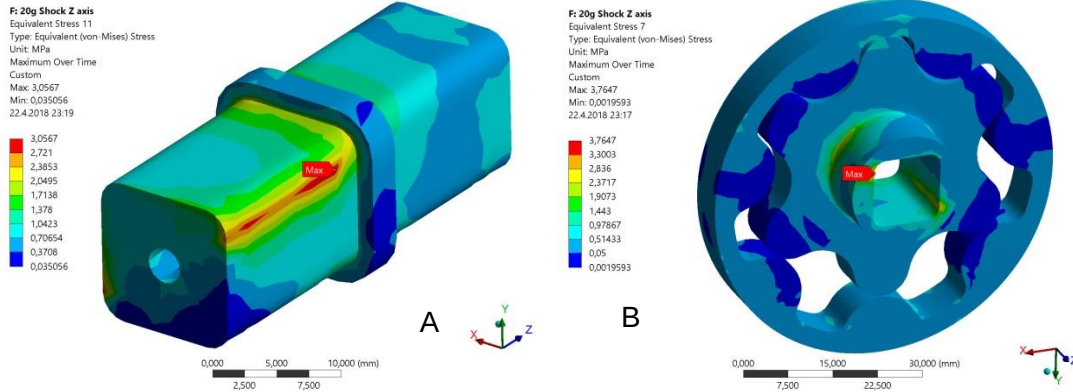
Şok analizi sonucunda sistemde gözlemlenen maksimum von Mises geriliminin zamana göre değişimi Şekil 75'te sunulmuştur. Analiz sonucunda elde edilen maksimum deplasmanın zamana göre değişimi ise Şekil 76'da incelenebilir.



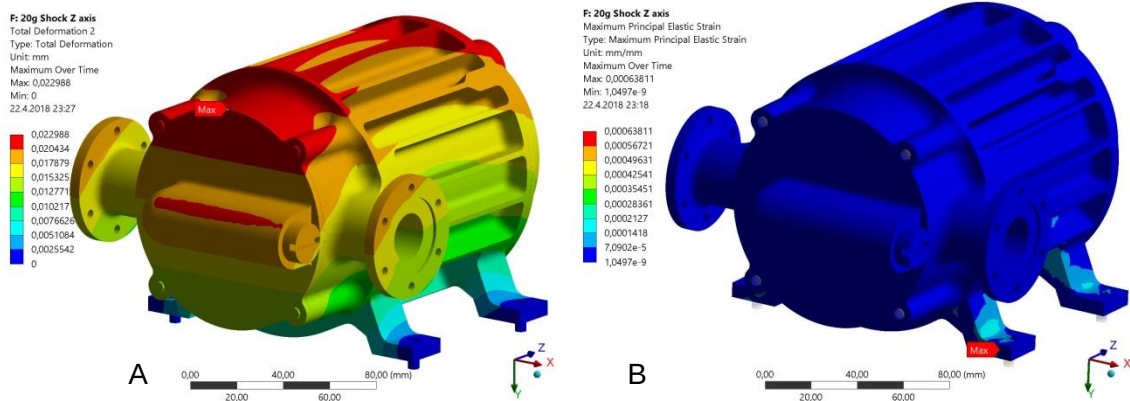
Şekil 76. Şok analizi maksimum deplasman - zaman değişimi (Z yönü)



Şekil 77. Genel sistem şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Z yönü)



Şekil 78. Kama (A) ve dişli grubu (B) şok analizi maksimum von Mises gerilimi (Z yönü)



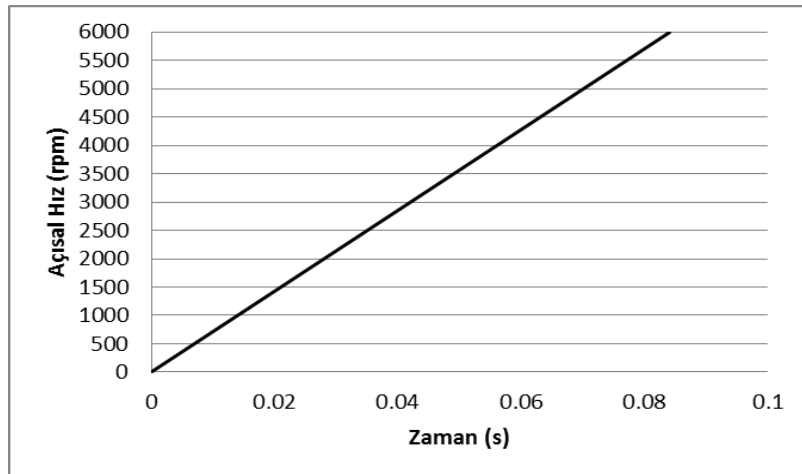
Şekil 79. Genel sistem şok analizi maksimum deplasman (A) ve maksimum gerinim (B) (Z yönü)

Z yönü şok analizi sonucunda sistemde karşılaşılan maksimum gerilim Şekil 77'de

görülebileceği gibi ana gövdede 39 MPa olarak çıkmıştır. Diğer gerilim değerleri Şekil 78’de gösterildiği gibi kama ve dişli grubunda yaklaşık 3 MPa ve 3,8 MPa olarak görülmüştür. Kama ve dişli grubu akma gerilim değeri yaklaşık 470 MPa olan AISI 4340 çelikten, ana gövde de akma gerilimi 276 MPa olan Al 6061 T6 alüminyumdan imal edileceği için sadece elastik deformasyona maruz kalmaktadırlar. Böylece sistemde herhangi bir kalıcı hasar oluşmayacağı öngörülmektedir. Sistemde karşılaşılan maksimum gerilim değeri de Şekil 79’da görülebileceği gibi $6,4 \times 10^{-4}$ olarak hesaplanmıştır. Gerilim değerleri ise üç yönde de 10^{-1} ile 10^{-5} aralığında olduğu için Explicit Analysis modülü kullanılmadan Transient Structural çözüm yöntemi yeterli bulunmuştur [19]. Şok mekanik olarak sistemin sık karşılaşacağı bir durum olmadığından ötürü ömür analizine gerek görülmemiş, analiz sonuçları sistemin üç yönde de maruz kalabileceği şok için tasarımın yeterli dayanıma sahip olduğunu göstermiştir.

4.5. Rijit Gövde Dinamiği Analizi

Bu analiz pompanın motor tarafından maksimum tork uygulanırken harekete başladığı esnadan maksimum yani 6000 rpm hıza ulaşana kadarki dinamik hareketini incelemek için yapılmıştır. Analiz Ansys Rigid Body Dynamics modülünde yapılmış ve özellikle dişlilerin açısal hız değişimi incelenmiştir. Model oluşturulurken RBD modülünün gerektirdiği biçimde parçaların tamamı rijit, yani deforme olmayacak biçimde tanımlanmış ve modelde kullanılan bağlantı tipleri gerçek hayattakine olabildiğince benzer biçimde lineer olarak tanımlanmıştır. Bu analizde girdi olarak “Rotational Velocity” yani açısal hız tanımlanmıştır.



Şekil 80. Açısal hız analiz girdisi

Açısal hız girdisi tanımlanırken sistemdeki sürtünme kayıpları ve sıvıya aktarılan basınç göz ardı edilmiştir. Pompa hareketsiz iken motorun maksimum tork yani uyguladığı durumda iç dişlinin 6000 rpm hıza ulaşacağı süre denklem (18) yardımıyla hesaplanmıştır.

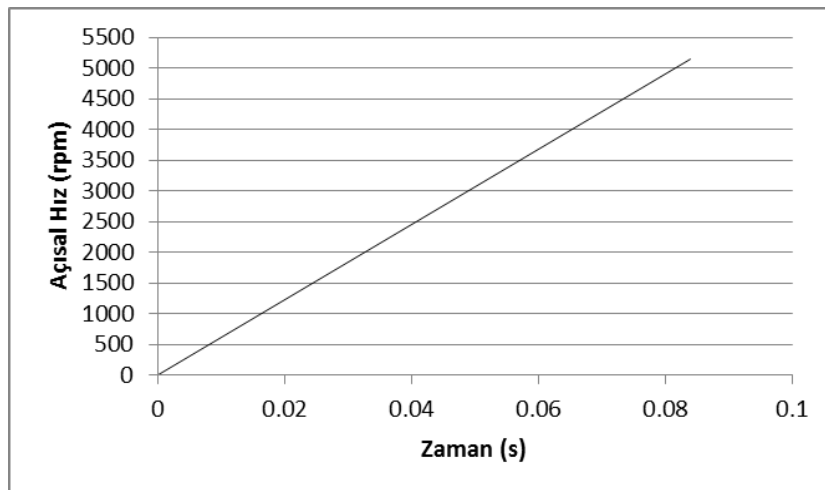
$$T = \frac{\omega \cdot I}{t} \quad (18)$$

Bu denklemde T yani tork yerine 4000 N.mm, I yani atalet momenti için Tablo 10'da yer alan 538,054 kg·mm² değeri ve ω yani açısal hız yerine 628,318 rad/s kullanılarak t değeri 0,0845 s bulunmuştur. Analiz sırasında bu değer yerine 0,084 s girilerek devam edilmiştir.

Tablo 10. Hareketli parçalara ait atalet momentleri

Parça	Atalet Momenti
Rotor	351,2 kg·mm ²
Şaft	115,05 kg·mm ²
Kama	1,051 kg·mm ²
İç dişli	20,429 kg·mm ²
Dış dişli	50,324 kg·mm ²
Toplam	538,054 kg·mm ²

Analiz sonucunda elde edilen dış dişli ortalama hız grafiği Şekil 81'de gösterilmiştir. Dişlilerden içtekinde 6 diş, dıştakinde 7 diş olması sebebiyle iç dişli açısal hızı 6000 rpm değerine ulaştığında dış dişli açısal hızının da yaklaşık 5142,86 rpm olması beklenmektedir.



Şekil 81. Analiz sonucu dış dişli açısal hız grafiği

Analiz sonucu incelendiğinde 0,084. saniyedeki dış dişli anlık açısal hızının

5115,75 rpm olduğu görülmüş ve bu değ er anlık hız olması da göz önünde tutularak aradaki fark kabul edilebilir bulunmuştur.

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında, havacılık alanında, elektronik sistemleri soğutma amaçlı olarak kullanılacak bir pompanın tasarım ve analiz aşamaları ortaya koyulmuştur. Pompanın teknik gereksinimleri, çalışma koşulları ve diğ er teknik ihtiyaçlar göz önünde bulundurularak verilmiş ve bu gereksinimleri karşılayacak şekilde pompanın tasarımı yapılarak ve sonlu elemanlar yöntemi ile ihtiyaç duyulan yapısal analizler yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirmek için ise ANSYS yazılımı kullanılmıştır.

Pompa bir uçakta kullanılacağı için rastgele titreşim ve şok analizleri yapılması gerekmiştir. Tablo 1’de belirtilen zorlu çevresel koşullar da eklendiğinde üretim sonrası beklenmeyen bir durumla karşılaşma ihtimalini azaltmak ve risk faktörünü düşürmek için pompa tasarımının detaylı incelenmesi adına statik analiz, modal analiz ve rijit gövde dinamiğı analizleri yapılmıştır.

Yapısal analiz modeli, Al 6061 T6 alüminyumdan imal edilmiş bir ana gövde, üst ve alt kapak ile bu parçalar tarafından muhafaza edilen motor, kama ve pompa paketinden oluşmaktadır. Dinamik etkilere maruz kalan dişli, şaft, kama gibi parçalar yüksek ömür beklentisinin yanında sürtünme katsayısı da göz önünde bulundurularak AISI 4340 çelik kullanılarak tasarlanmıştır. Bu dinamik parçalarla etkileşim halinde olan ancak yüksek mekanik gerilim değerlerine maruz kalmayan sabit yatak parçaları ve pompa dişlilerini yataklayan pompa paketi parçaları ise sürtünme kayıplarını minimuma indirmek için C93700 bronz kullanılarak tasarlanmıştır.

Çalışmada önce statik analiz ile önce oda sıcaklığı ardından -57°C ve +85°C sıcaklıklarına şartlandırılarak parçalar arasındaki gerilim seviyesi değ işimleri incelenmiştir. Bu noktada öncelikle sıkı geçme montaj ilişkileri çalışılmış ve yapılan analitik hesaplarla karşılaştırılmıştır. Parça geometrilerinin kompleks olması sebebiyle sonlu elemanlar analizi modeli sonuç değ işimlerini daha kolay gözlemlemek adına önem teşkil etmiştir. Analitik olarak hesaplanan gerilim değ erleri, statik analiz sonuçlarıyla karşılaştırıldığında tutarlı ve kabul edilebilir

bulunmuştur. Statik analizin ardından yapılan modal analiz sonucunda pompanın doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmiştir. Bu sonuçlardan tasarımın yapısal zayıflıkları ile zayıflık dereceleri hakkında fikir edinilebilmektedir. Örneğin bu tasarımda parça mod şekilleri incelendiğinde güçlendirilebilecek bölge olarak bağlantı ayakları dikkat çekmiştir. Ancak sistemdeki en küçük doğal frekansının 500Hz'den büyük olması sebebiyle tasarım yapısal olarak yeterli bulunmuştur.

Tasarlanan pompanın çalışma ortamı nedeniyle titreşime maruz kalması beklenmektedir. Bu noktada ürünün monte edileceği bölgeye ait, kullanıcı tarafından sağlanan rastgele titreşim verileri kullanılarak analiz edilmiştir. Edinilen titreşim verileri X, Y ve Z yönlerinde ayrı ayrı uygulanarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar herhangi bir parçada doğrudan plastik deformasyona sebep olmamış, akma dayanımlarının oldukça altında kaldığı gözlemlenmiştir. Ancak yine de Steinberg üç bant methodu kullanılarak rastgele titreşim ömür analizi yapılarak hata riski minimuma indirilmeye çalışılmıştır. Ömür analizi sonucunda hedeflenen 600 saat için kümülatif hasar katsayısının üç yönde de 1'in altında, uygun seviyelerde olduğu ve güvenlik katsayılarının 5'e yakın bir değere sahip olduğu görülmüştür.

Rastgele titreşim analizinin ardından askeri standartlara uygun olarak testere diş biçiminde, 20g büyüklüğünde 11ms süresince üç yönde şok uygulanmış ardından sistemdeki sönümleme etkileri gözardı edilerek 0,1 saniye dolana kadar salınım bırakılmıştır. Salınım bırakılmasının amacı sistemi tetikleyen şok sonrası gerilim ve deplasman seviyelerindeki artış miktarını gözlemlemektir. Bu çalışmada yapılan şok analizlerinde gerilim ve deplasman değerlerinin sürekli artarak salınım devam etmediği görülmüştür. Kabul edilebilir bir maksimum gerilim ve deplasman değerine ulaştıktan sonra salınım sırasında bu değerleri, yaklaşık olarak, aşmadığı sonucuna ulaşılmıştır ve bu maksimum değer seviyelerinin, malzeme özellikleriyle de karşılaştırıldığında kabul edilebilir düzeylerde olduğu gözlemlenmiştir. Bunun yanında sistemde oluşan maksimum gerilim seviyeleri de incelenerek Explicit Dynamics modülü kullanımı gerekliliği incelenmiş ve gerilim seviyelerinin düşük olması sonucu Transient Structural modülü ile yapılan analiz yeterli bulunmuştur. Şok analizi sonuçlarının incelenmesi esnasında Y ve Z yönünde uygulanan şoklar sonrası deplasman yönlerinin benzerliği dikkat çekmiştir. Bunun sebebi olarak dişli grubuna yakın bağlantı ayaklarının gövdeyi kenarlardan desteklememesi

görülmüş, bu iki bağlantı ayağının uç bölgeye doğru pompa dönüş eksenini normalinde kaydırılmasının ağırlık merkezi eksenini daha merkezi bir bölgeden destekleyeceği için olumlu etki yaratacağı gözlemlenmiştir. Ancak sistemin yapısal performansı yeterli bulunduğu için bu durumun sonraki olası bir iyileştirme çalışmasında göz önünde bulundurulmasına karar verilmiştir.

Son olarak ise Rijit Gövde Dinamiği (RBD) analizi yapılarak hareketli parçaların dinamik davranışı incelenmiştir. Bu esnada sisteme maksimum tork uygulandığı anda kazanacağı ivme, dönüş hızı girdisi biçiminde motora uygulanmış ve özellikle iç dişli ile dış dişli arasındaki hız aktarım ilişkisi incelenmiştir. Gerotor pompa dişlileri standart dişli tiplerinden oldukça farklı olduğu için bu analiz özellikle dişli geometrilerini dinamik olarak doğrulamak amacıyla yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar çok küçük zaman aralıklarına ait anlık hız değerleri olduğu için diş temasları sırasında ve sonraki dişe geçerken boşta kaldığı zaman aralığında değişkenlik göstermektedir. Bu yüzden, analiz sonucunda elde edilen anlık hızların ortalaması alınarak grafik olarak sunulmuş ve beklenen sonuca oldukça yakın bir hız artışı grafiği elde edilmiştir.

Genel bir değerlendirme yapılacak olursa yapılan tasarımın, ihtiyaç duyulan kriterleri sağlayacak analiz sonuçlarını sunduğu gözlemlenmiştir. Elde edilen analiz sonuçları, tasarımın yeterli düzeyde olduğunu göstermesine rağmen ürün havacılık sektöründe kullanılacağı için bu analiz çalışmalarında elde edilen sonuçların büyük çoğunluğunun yine de test ile doğrulanması gerekmektedir. Havacılık sektörü, diğer sektörlerle karşılaştırıldığında, yaşanabilecek olası bir hatanın neden olabileceği sonuçların, maddi ve manevi anlamda karşılığının çok daha yıkıcı olması sebebiyle, genellikle tasarımın ardından testin standart olarak uygulanmasını zorunlu kılmaktadır. Bu çalışmada yapılan analizler olası bir zaman ve maliyet kaybını azaltmak, mevcut riski minimize etmek için büyük rol oynamıştır. Ancak sektör özelinde, kullanım öncesinde pompanın yine belirtilen testlere tabi tutulması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Nelik, L., *Centrifugal and rotary pumps: fundamentals with applications*. Boca Raton: CRC Press, **1999**.
- [2] Karassik, I.J., Messina, J.P., Cooper, P., Heald, C.C., *Pump Handbook*. New York: McGraw-Hill, **1973**.
- [3] Germany, K. A., *Peripheral pump*, <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/peripheral-pump/192176/>, **2018**.
- [4] Karassik, I. J., & McGuire, T., *Centrifugal pumps*. New York: Chapman & Hall, **1988**.
- [5] Engineering, P., *Kinetic Pumps- Centrifugal, Peripheral and Special Pumps*, <http://www.piping-engineering.com/kinetic-pumps-centrifugal-peripheral-special-pumps.html>, **2017**.
- [6] Brown, K. E., *Gas Lift Theory and practice*, **1973**.
- [7] Tech Flo Consulting LLC, *How Does Artificial Lift Work*. https://www.rigzone.com/training/insight.asp?insight_id=315, **2018**.
- [8] Crowley, C. A., *Popular mechanics hydraulic ram*. New York: Popular Mechanics, **1937**.
- [9] Volk, M. W., *Pump characteristics and applications*. Boca Raton: CRC Press, **2014**.
- [10] Chapter 8: Air and Hydraulic Pumps (part 1). <http://www.hydraulicspneumatics.com/other-technologies/chapter-8-air-and-hydraulic-pumps-part-1>, **2014**.
- [11] Chevron Phillips Chemical Company, *Synfluid® Low Viscosity PAO.*, <http://www.cpchem.com/bl/pao/en-us/pages/lowviscositypao.aspx>, **2018**.
- [12] Cengel, Y., and J. Cimbala., *Fundamentals and Application*. McGraw-Hill, USA, **2006**.

- [13] Gerotor Design Studio LTD., *Gerotor Design Studio Software, Version: 2.1.7*, **2018**.
- [14] AIChE., *Positive Displacement Pumps: A Guide to Performance Evaluation*. John Wiley & Sons, **2007**.
- [15] Yildirim, B. (2017). *ANSYS Yapısal Analiz Uygulamaları*. Ankara: Anova Mühendislik, **2017**.
- [16] Steinberg, D. S., *Vibration analysis for electronic equipment*. New York: John Wiley & Sons, **2000**.
- [17] Lalanne, C., *Mechanical vibration and shock analysis*. London: Wiley-ISTE, **2014**.
- [18] MIL-STD-810: *Environmental engineering considerations and laboratory tests*. Philadelphia, PA: US Military, **2000**.
- [19] Ansys, *Shock Analysis* , <http://www.ozeninc.com/wp-content/uploads/2015/05/shock-and-vibration-analysis-using-ansys-mechanical.pdf>, **2018**.
- [20] Qu, S., Xu, D., & Kang, R., *Analysis of random vibration life of mechanical parts of actuating cylinder based on the finite element*. International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE). doi:10.1109/qr2mse.2013.6625717, **2013**.

ÖZGEÇMİŞ

Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı : Yağız Altunay
Doğum Yeri : Çankaya / Ankara
Doğum Yılı : 05.03.1988
Medeni Hali : Evli
E-posta : ygzaltunay@gmail.com
Adresi : Köşk Mahallesi Kaygan Sokak 35/10 Keçiören / Ankara

Eğitim

Lise : Ankara Atatürk Anadolu Lisesi
Lisans : Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği

Yabancı Dil ve Düzeyi

İngilizce : İyi
Almanca : Başlangıç

İş Deneyimi

2017-2018 : Mekanik Tasarım Mühendisi, Anova Mühendislik, Ankara
2016-2017 : Mekanik Tasarım Mühendisi, Heksagon Mühendislik, Kocaeli
2014-2016 : Arge Mühendisi, Mir Araştırma Geliştirme, İstanbul
2013-2014 : Mekanik Tasarım Mühendisi, Kare Medikal, Ankara

Deneyim Alanları

Mekanik tasarım, yapısal analiz, kompozitler

Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçesi Tezden Üretilmiş Yayınlar

Tezden Üretilmiş Tebliğ ve/veya Poster Sunumu ile Katıldığı Toplantılar



**HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS/DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU**

**HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI'NA**

Tarih: 28/05/2018

Tez Başlığı / Konusu: Uçak Elektronik Sistemi Soğutma Pompasının Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Mekanik Tasarımı

Yukarıda başlığı/konusu gösterilen tez çalışmamın a) Kapak sayfası, b) Giriş, c) Ana bölümler d) Sonuç kısımlarından oluşan toplam 64 sayfalık kısmına ilişkin, 27/05/2018 tarihinde ~~şahsım~~/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 1 'dir.

Uygulanan filtrelemeler:

- 1- Kaynakça hariç
- 2- Alıntılar ~~hariç~~/dâhil
- 3- 5 kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Çalışması Orjinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Tarih ve İmza

28.05.2018

Adı Soyadı: Yağız Altunay
Öğrenci No: N13221598
Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği
Programı: Makine Mühendisliği
Statüsü: ☒ Y.Lisans ☐ Doktora ☐ Bütünleşik Dr.

DANIŞMAN ONAYI

UYGUNDUR.

Prof. Dr. Bora Yıldırım

(Unvan, Ad Soyad, İmza)