İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POMPALARIN DİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hamdi Nadir TURAL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Tuncer TOPRAK

MAYIS 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POMPALARIN DİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hamdi Nadir TURAL
503091537

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Tuncer TOPRAK

MAYIS 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091537 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Hamdi Nadir TURAL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"POMPALARIN DİNAMİK ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Tuncer TOPRAK** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Eş Danışman :	**Prof.Dr. Haluk KARADOĞAN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK** Orta Doğu Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd. Doç. Dr. Gökhan O. ÖZGEN Orta Doğu Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **04 Haziran 2013**

Dr. Ahmet Haluk TÜRKMEN anısına…

ÖNSÖZ

Profesyonel mühendisliğe atılan ilk adımlarda doğru insanlarla karşılaşmak ve onlarla beraber çalışma imkanı bulmak çoğu zaman mümkün olmamaktadır. Bu açıdan, hem profesyonel çalışma hayatımda hem de özel hayatımda bilgi, deneyim ve hayat tecrübelerini paylaşarak bana örnek olan merhum Dr. Ahmet Haluk Türkmen'e büyük şükran borçluyum.

Yapılan bu tez çalışmasında ve beraber yaptığımız diğer çalışmalarda yardım ve desteklerini esirgemeyen değerli danışman hocalarım Prof. Dr. Tuncer Toprak ve Prof. Dr. Haluk Karadoğan'a minnetarlığımı belirtmek isterim.

Yaptığım çalışmalardaki destekleri nedeniyle Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.'ye teşekkür ederim. Yapılan çalışmalar sırasında yardımlarıyla hep yanımda bulunan çalışma arkadaşlarım; analizler ve tez konusunda verdikleri eleştirel görüşleri sebebiyle Mehmet Kaya, Eren Çakır ve Metehan Karaca'ya, görselleştirme konusundaki desteği için Fuat Baskın'a, katı modellerin ve analizlerin hazırlanmasındaki destekleri için Okan Işık ve Gürhan Dedeli'ye, yapılan ön deneylerdeki katkıları sebebiyle Muhsin Özkan, Ahmet Özcan, Ertan Yılmaz ve Mustafa Teke'ye teşekkürü borç bilirim.

Her zaman beni destekleyen değerli aileme bu süre boyunca gösterdikleri sabır ve hoşgörüden dolayı sevgilerimi arz ederim.

Aralık 2012 Hamdi Nadir Tural

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Motivasyon 2
1.2 Tezin Amacı ve Yöntem 3
1.3 Literatür Araştırması 5
1.3.1 Sayısal Çalışmalar 5
1.3.2 Deneysel Çalışmalar 8
1.3.3 Literatür Araştırması Sonucu Çalışmaya İlişkin Kazanımlar 10
2. POMPALARLA İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR **13**
2.1 Debi 13
2.2 Toplam Yük (Manometrik Basma Yüksekliği) 13
2.3 Hidrolik Güç, Mil Gücü ve Verim 14
2.4 Özgül Hız 14
2.5 Pompa Tasarım Parametreleri 16
2.5.1 Çark 16
2.5.2 Gövde 16
3. POMPANIN MODELLENMESİ VE SAYISAL AĞ OLUŞTURULMASI **19**
3.1 Pompanın Üç Boyutlu Modellenmesi 19
3.2 Sayısal Ağın Oluşturulması 22
3.2.1 Yapısal Sayısal Ağ 22
3.2.2 Akış sayısal ağı 26
4. TEORİK ALTYAPI VE HESAPLAMALI YÖNTEMLER **31**
4.1 Sayısal Yöntemler 31
4.1.1 Sonlu Farklar 32
4.1.2 Sonlu Hacimler 34
4.1.3 Sonlu Elemanlar 36
4.2 Mekanik Modeller 37
4.2.1 Mukavemet problemlerinin modellenmesi 37
4.2.2 Titreşim problemlerinin modellenmesi 39
5. ANALİZLER **41**
5.1 Modal Analiz 41
5.1.1 Ayaklardan Rijit Mesnetleme durumu 42
5.1.2 Ayaklardan rijit, flanşlardan elastik (30N/mm^3) mesnetli durumu 42
5.1.3 Ayak ve flanşlardan rijit mesnetli 43
5.2 Akış Analizi 44

5.2.1 Basınç Çalkantılarının Gösterimi 44
5.2.2 Ölçüm Noktaları 45
5.2.3 Frekans Spektrumları 46
5.2.4 Akış Analiz Sonuçları 47
5.3 Yapısal Analiz 55
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 61
KAYNAKLAR 65
ÖZGEÇMİŞ 79

KISALTMALAR

FFT	**:** Fast Fourier Transform
HAD	**:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
SEY	**:** Sonlu Elemanlar Yöntemi
U-RANS	**:** Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Sayısal Literatür Çalışmaları Özet Tablosu..... 11
Çizelge 3.1 : SDS 80-250 tasarım parametreleri 19
Çizelge 3.2 : Modal analiz için eleman sayısının çözüme etkisi 23
Çizelge 3.3 : Yapısal analizi için eleman sayısının çözüme etkisi 24
Çizelge 3.4 : Akış analizi için eleman sayısının çözüme etkisi..... 27
Çizelge 3.5 : Debiye bağlı akış analiz sonuçları..... 28
Çizelge 3.6 : Pompa test verileri..... 29
Çizelge 5.1 : 1. mesnetleme hali için doğal frekanslar..... 42
Çizelge 5.2 : 2. mesnetleme hali için doğal frekanslar..... 43
Çizelge 5.3 : 3. mesnetleme hali için doğal frekanslar..... 43
Çizelge 5.4 : Çark-dil arasındaki 9 ölçüm noktası kordinatları..... 45

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dil bölgesinde normalize edilmiş basınç çalkantısının değişimi [16] 5
Şekil 1.2 : Çift emişli pompanın düzenli sayısal ağı (structured mesh) [17] 6
Şekil 1.3 : Ölçüm noktaları ve deney-analiz titreşim hızlarının karşılaştırılması 7
Şekil 1.4 : Gövde üzerindeki ölçüm noktaları ve farklı debilerde kanat geçiş frekansındaki çalkantılar [28]. 9
Şekil 1.5 : Strain-gage ve basınç sensörlerinin çark üzerine yerleştirilmesi [30]. 9
Şekil 1.6 : Basınç çalkantılarının ve gerilmelerin sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması [30]. 10
Şekil 2.1 : Pompanın giriş ve çıkışında alınan referans noktalar..... 13
Şekil 2.2 : Özgül hızı çark geometrisi ve pompa karaktesitiği üzerindeki etkisi [31]15
Şekil 2.3 : Farklı özgül hıza sahip çark geometrileri [31] 15
Şekil 2.4 : Pompa çarkının meridyenel ve üstten görünüşü[32]..... 16
Şekil 2.5 : Pompa salyangoz gövdesi ve kesitleri [32] 17
Şekil 2.6 : Kademeli pompaya ait yayıcı yan kesit ve ön görünüşü [32] 17
Şekil 3.1 : SDS 80-250 pompaya ait salyangoz kesitleri..... 20
Şekil 3.2 : SDS 80-250 pompanın katı model kesitleri (izometrik ve yan görünüş) 20
Şekil 3.3 : Pompanın akış hacmi..... 21
Şekil 3.4 : Pompanın uzatılmış akış hacmi 21
Şekil 3.5 : Modal analiz için eleman sayısının çözüme etkisi 23
Şekil 3.6 : 280.000 ve 450.000 eleman içeren sayısal ağlar 24
Şekil 3.7 : Dil kesitindeki gerilmenin eleman sayısına bağlı değişimi..... 25
Şekil 3.8 : Pompa yapısal ağının yandan görünüş ve yan kesiti 25
Şekil 3.9 : Pompa çarkının yapısal ağının 26
Şekil 3.10 : Pompa rotor grubuna ait sayısal ağ 26
Şekil 3.11 : Pompa akış hacminin sayısal ağı (eleman sayısı $1.8x10^6$) 27
Şekil 3.12 : Basma yüksekliği ve verimin eleman sayısına göre değişimi 28
Şekil 3.13 : Deney ve akış analiz sonuçalarının karşılaştırılması..... 29
Şekil 3.14 : Katı ve akış elemanlarının haberleştirilmesi [33]..... 30
Şekil 5.1 : Analiz akış diyagramı..... 41
Şekil 5.2 : Modal analiz mesnetleme noktaları..... 42
Şekil 5.3 : Mesnetlemeye göre doğal frekans ve mod şekilleri 43
Şekil 5.4 : Zamana bağlı çözümlerin kararlı duruma gelmesi 44
Şekil 5.5 : Çark-dil arasındaki 9 ölçüm noktası..... 45
Şekil 5.6 : Çark çıkışındaki 36 ölçüm ve 4 analiz noktası..... 46
Şekil 5.7 : Merkez kesitte bir kanat turu boyunca basınç dağılımları 47
Şekil 5.8 : d0, d90, d180 ve d270 noktalarındaki basınç çalkantıları..... 48
Şekil 5.9 : d0, d90, d180 ve d270 noktalarındaki basınç değişimi 48
Şekil 5.10 : a1, a2 ve a3 noktalarında basınç çalkantıları..... 49
Şekil 5.11 : a1, a2 ve a3 noktalarında basınç değişimi..... 49

Sayfa

Şekil 5.12 : b1, b2 ve b3 noktalarında basınç çalkantıları 50
Şekil 5.13 : b1, b2 ve b3 noktalarında basınç değişimi 50
Şekil 5.14 : c1, c2 ve c3 noktalarında basınç çalkantıları 51
Şekil 5.15 : c1, c2 ve c3 noktalarında basınç değişimi 51
Şekil 5.16 : Ölçüm noktalarında çalkantı spektrumları 52
Şekil 5.17 : a1, a2, a3 çalkantı spektrumları 52
Şekil 5.18 : b1, b2, b3 çalkantı spektrumları 53
Şekil 5.19 : c1, c2, c3 çalkantı spektrumları 53
Şekil 5.20 : Kanat dil ile aynı açıda iken gövde içerisinde basınç dağılımı 54
Şekil 5.21 : Akış analizinden gövdeye basınç aktarımı 55
Şekil 5.22 : Dil bölgesinde gerilme ve şekil değiştirme 55
Şekil 5.23 : Dil bölgesinde gerilme ve şekil değiştirme spektrumları 56
Şekil 5.24 : Şekil değiştirme (t*=0) 56
Şekil 5.25 : Şekil değiştirme (t*=0.167) 57
Şekil 5.26 : Şekil değiştirme (t*=0.2833) 57
Şekil 5.27 : Deformasyon (t*=0) 58
Şekil 5.28 : Deformasyon (t*=0.167) 58
Şekil 5.29 : Deformasyon (t*=0.2833) 59
Şekil A.1 : Pompa deney düzeneği 73
Şekil B.1 : X ekseninde titreşim karakteristiği 75
Şekil B.2 : Y ekseninde titreşim karakteristiği 75
Şekil B.3 : Z ekseninde titreşim karakteristiği 76
Şekil B.4 : Pompa çıkış vanasından yapılan ayar ve test raporu 76
Şekil B.5 : Kollektör giriş vanasından yapılan ayar ve test raporu 77

POMPALARIN DİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde artan nüfus ve sanayileşme sebebiyle ortaya çıkan tüketim artışları, üretim işlemlerinin hızlandırılmasını ve süreçlerin kısaltılmasını gerekli kılmaktadır. Ancak bu hızlı gelişmeler henüz tecrübe edilmemiş bazı problemleri de yanlarında getirmektedir. Bununla beraber, özellikle enerji, kimya, ilaç ve petrokimya gibi sektörler hassas ve yüksek güvenirlikli üretim süreçleri içerdiği için üretimde kullanılan ekipmanların hem bu hassas üretim şartlarını hem de tasarım ömür şartlarını yerine getirmesi gereklidir. Santrifüj pompalar belirtilen sektörlerdeki birçok üretim sürecinin ya ana ekipmanı ya da ana ekipmana destek ikincil kritik ekipman olarak görev yapmaktadır.

Santrifüj pompa içerisinde akış genel olarak üç boyutlu, türbülanslı, sınır tabaka ayrılmaları, giriş/çıkış sirkülasyonları ve kavitasyon gibi sebeplerle çalkantılı bir görüntü sergilemektedir. Pompanın tasarımı birçok parametreye bağlı olup, çark ve gövde geometrisi karmaşık bir yapı içermektedir. Bu durum, daimi olmayan çalkantılı akışın hangi etkileşimler sonucunda oluştuğunun belirlenmesini zorlaştırmaktadır.

Tecrübe ve benzeşim yaklaşımı ile hidrolik verim açısından iyi tasarlanmış bir pompanın, basınç çalkantıları, yatak ömürleri, titreşim ve gürültü seviyesi gibi diğer kriterler açısından da durumunu belirlemek genel anlamda pompa üretildikten sonra yapılan deneylerde ortaya çıkarılmaktadır. Bu bağlamda, tasarımda gerekli görülen iyileştirmeler ve düzeltmeler ancak iteratif prototip üretimleri, deney tekrarları ve yüksek maliyetlerle gerçekleştirilmektedir.

Özellikle son yıllarda bilgisayar teknolojisinde ortaya çıkan gelişmeler, pompa tasarımında yapısal ve akış analizlerinin sayısal olarak yapılarak görselleştirilmesine olanak sağlamış, tasarımın iyileştirilmesinin ve optimizasyonunun bilgisayar üzerinde yapılarak model, kalıp ve deney maliyetlerinin indirgenmesine ve zaman kayıplarının azaltılmasına zemin hazırlamıştır.

Yapılan bu çalışmada bir pompanın üç farklı açıdan (Modal, Akış ve Yapısal) sayısal analizleri ANSYS Workbench ticari yazılımı altında yapılmıştır. Yapılan modal analizlerde pompanın üç farklı mesnetleme durumuna karşılık gelen doğal frekanları belirlenmiştir. Belirlenen doğal frekansların pompanın dönme frekansı ve kanat geçiş frekansları ile karşılaştırılması yapılmış, kritik olabilecek mod şekilleri incelenmiştir. Akış analizleri Fluent ortamında URANS(Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) algoritması kullanılarak çözümlenmiştir. Buradaki akış, çark gövde içerisinde tam bir tur atarken incelenmiş, özellikle dil bölgesi ve çıkış basıncındaki çalkatılar irdelenmiştir. Yapı-Akışkan etkileşimi açısından yapısal analizler akış analizleri ile eş zamanlı yapılarak, akış çözümleri ile elde edilen basınç dağılımları gövde üzerine uygulanmış ve gerilme-şekil değiştirme durumları incelenmiştir.

DYNAMICAL ANALYSIS OF PUMPS

SUMMARY

Increasing amounts of consumption, due to the explosion of population and industrialization, necessitated the production processes to be faster and with shorter lead times. However this rapid progress brings some design problems for which solutions based on experience does not exist. Since accurate and highly reliable production processes are mandatory for energy, chemical, pharmaceutical and petrochemical industries; the tools used during production in these industries must assure both accurate production conditions and design life criterions. Centrifugal pumps are being used as the main equipment or the second critical equipment at the stated industries above.

Pumps are recorded to be the second most common machinery on earth after electric motors. Recently centrifugal pumps are being designed and produced in various sizes and constructional features. For instance, miniature sized Blood Pumps, giant axial flow pumps with impeller diameters exceeding 4 meters for Flood Control and boiler feed pumps in Power Plants of motor power above 65.000HP. This wide range of application brings challenging problems to cope with on different levels of criticality. It is obvious that the problem arising in the design phase has no direct link to the size of the pump but closely related to application itself. As a result, specific requirements based on application specific standards and additional end-user measures are quite common and define every single step through design, production, quality control, testing, site installation and even shipment of the pump.

Pumps are composed of two main components in terms of hydraulic design: Casing and Impeller. Fluid accelerates inside the impeller and steps up kinetic energy and then diffuses to casing. The energy transfer mechanism inside casing and impeller is quite complex. The flow in the centrifugal pump is generally characterized as three dimensional (3D), turbulent and also fluctuating when the flow is dominated by boundary layer separations, inlet/outlet circulations and cavitation. The design of the pump depends on many parameters and the pump geometry consists of very complex structures. These aspects make it difficult to define under which interactive process the unsteady fluctuating flow develops.

Vibration, being one of the challenging problems of today, is one of the most important parameters pump designer shall consider. The excitation mechanisms in rotating machinery, especially fluid bearing equipments, may be very complex. Flow separation, cavitation, unsteady flow, recirculation and pressure pulsations are some of the reason for that. But these are not considered as main excitations for vibration, the coupling phenomenon between fluid and structure is defined as the major source.

The influence of pressure pulsations on vibration can be characterized by the following;

- wake flow at impeller outlet

- part load recirculation
- distance between impeller vanes and diffuser vanes or volute tongue
- geometry of impeller trailing edge
- combination of number of impeller and diffuser vanes
- fluid properties and gas content
- inlet conditions
- resonance and piping excitations

Taking into consideration above influencing parameters, the forced vibration of pump is very complex. It is not easy to design a pump just by experience with fair knowledge of fluid-structure interaction.

Extended analysis and prototype tests are needed to be conducted in most cases. The evaluation of a hydraulically efficient pump; that is designed by the designers' experience and similarity laws; with pressure pulsation, bearing life, vibration and noise level criterions are generally inspected with experiments after the pump is manufactured. In this context, necessary modifications and improvements in the design are only possible to be accomplished by checking the experimental results, thus with high costs.

Recent developments in computer science led to reduction in pattern/mould production, casting and experimental costs since the flow and structural behavior of the pump can now be numerically simulated and design improvements and optimization process are made using computers.

Numerical methods have wide-spread applications on different subjects. FEM (Finite Element Method) and CFD (Computational Fluid Dynamics) methods became indispensible part of design processes and have given a chance for designers to make "Virtual Experiments" before production. In these methods, the computational domain discretized to small computational grids or elements where governing formulations are kept valid for each computational node. FEM is generally used for static and dynamic structural analysis and the calculated results corresponds to nodal points at the element. CFD has different algorithms on discretization, FD (Finite Differences) or FV (Finite Volume) on defining nodal or elemental properties. FEM can also be used in CFD analysis but it is more easy and common to use other methods. Some commercial sofwares use both techniques depending on problem type or users' choice.

Some bottlenecks arise using computational methods and affect the validity of results;

- accuracy and numerical error
- high resolution mesh
- small time steps (transient analysis)
- hardware requirements
- software and license requirements
- post processing huge sized result data

To overcome stability and accuracy problems on solutions, optimization of mesh size and measures of quality shall be proposed in the beginning of the analysis. It is also important to consider the computational cost (time and hardware), when defining the optimum computational grid. In terms of accuracy, mesh independence to be analyzed and convergence criteria are to be stated. In many analyses, it takes more time to generate an optimum computational grid than the time on solution phase. Furthermore in some cases, accuracy may have a second level importance where immediate estimate results are needed with an expected level error. Weather forecast can be a good example for this.

In this study numerical analysis of a pump is performed with the commercial software ANSYS Workbench considering modal, fluid dynamics and structural aspects. In modal analysis, natural frequencies of the pump are calculated under three different supporting conditions. The calculated frequencies are compared with shaft rotation and blade passing frequency, and critical mode shapes are analyzed.

Flow simulations are performed with Fluent using URANS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) algorithm. Flow is analyzed for the impeller making one complete rotation in the casing, and special attention is paid to the volute tongue region and outlet pressure pulsations. Structural analysis is simultaneously conducted with flow analysis. Pressure fields, calculated with CFD, are imposed to volute casing and stress-strain-deformation levels are analyzed.

Validations of simulations are done by the tests conducted. The pump is tested under specified operating conditions and off-design conditions in order to calibrate CFD model, and the results are found consistent with the simulations. The vibrations at the bearings are measured on both driven and non-driven side, and levels are checked to corresponding standards. To investigate the influence of piping and installation, the tests are conducted with two different flow control configuration. Results show that poor installations and piping design is dominant than pump itself on the vibration levels.

1. GİRİŞ

Carl George de Laval 1912'de pompalar hakkında yazdığı kitabının [1] önsözünde, daha önce yazılan kitapların pratik uygulamadan uzak ve matematikçilere meydan okuyan yapıda olduğundan şikâyet etmişti. O dönemlerde Euler, Navier, Cauchy, Stokes, Reynolds ve Prandtl gibi bilim adamlarının yaptıkları yayınlar de Laval'a sıkıcı gelmiş olmalı ki böyle bir giriş yapmış. Tabiî ki şuan kullanılan tasarım yöntemleri o zamanlarda geliştirilen matematik ve fiziksel kavramlar kullanılarak yapılmaktadır, ancak günümüzde analitik çözümlerin mümkün olmadığı bu karmaşık problemlere işin doğasına uygun sayısal yaklaşımlar yapılarak gerçeğe yakın çözümler sunulabilmektedir.

Tarihte eski Mısırlıların M.Ö. 2000 yıllarında kullandığı Seren'ler [2], daha sonra eski Yunan ve Roma zamanında bulunan pistonlu pompalar ve Arşimet Vidası [3] da dâhil olmak üzere günümüze kadar birçok farklı alet ve makina akışkanların transferi için tasarlanmış ve kullanılmıştır. Santrifüj pompanın kökeni 17. yüzyılda yaşayan Fransız fizikçi Denis Papin'e dayanmaktadır [4]. Papin tasarımında bir gövde içerisinde dönen düz kanatlar sayesinde zorlanmış girdap oluşturarak akışkanın iletilmesini hedeflemişti.

Santrifüj pompaların tasarımında görülecek büyük gelişmeler buhar makinası ve elektrik motorlarının keşfinden sonra hızlanmıştır. Pompanın debi ve basıncı oluşturması için gerekli olan gücü, belirli bir devir sayısında ve yüksek verimle sağlanabilmesi ile birlikte pompalar geniş kullanım alanı bulabilmiştir.

Pompalar, dünya üzerinde en çok kullanılan makinalar arasında elektrik motorlarından sonra ikinci sırayı almaktadır [5]. Günümüzde santrifüj pompalar farklı amaçlar için çok farklı boyutlarda ve konstrüktif şekillerde tasarlanıp üretilmektedir. Örneğin kan pompalamak amacıyla tasarlanan minyatür boyutta kalp pompaları, sel baskınlarından korunma amaçlı çark çapı 4m'yi aşan eksenel kanal pompaları [6] ve enerji santrallerinde kullanılan, güçleri 65.000HP'a kadar çıkabilen kazan besi suyu pompaları [7] bu geniş yelpazeyi ifade etmektedir.

Pompa hidrolik açıdan iki ana parçadan oluşmaktadır: Gövde ve Çark. Akışkan çark ile enerji kazanır ve bu akış gövde içine difüze edilir. Gövde ve çark içerisindeki enerji transferleri gayet karmaşık bir yapıdadır. Pompa içerisindeki akış genel halde 3 boyutlu, türbülanslı, sınır tabaka ayrılmaları, giriş/çıkış sirkülasyonları ve kavitasyon gibi sebeplerle çalkantılı ve daimi olmayan haldedir. Tasarımcı hidrolik boyutlandırmaları yaparken belirlemesi gereken birçok parametreyi bu karmaşık akışı dikkate alarak gerçekleştirmektedir. Bu açıdan ön tasarımda parametreler genellikle daha önce tecrübe edilmiş ve ampirik formüllerle ilişkilendirilmiş bağıntılarla hesap edilir. Hidrolik parçaların (çark, salyangoz gövde, yayıcı, vb.) tasarımında ana kriter yüksek verim elde etmektir. Bazı koşullarda(enerji yoğun sistemlerde) kavitasyon karakteristiğinin iyileştirilmesi öncelik arz edebilmektedir.

Pompanın mekanik parçalarının boyutlandırılması hidrolik tasarımdan sonra yapılabilmektedir. Hidrolik tasarım sonucu belirlenen tasarım basınçları, eksenel ve radyal yükler gövde et kalınlıkları, destek ayak konumları ve boyutları, mil çapı ve yatak seçimlerini belirlenmesinde rol oynamaktadır. Gövdenin mesnetleme noktaları ve milin boyutlandırılması titreşim açısından kritik önem arz etmektedir. Doğal frekansların dönme frekansı ile uyumluluğu ve titreşim limitleri uluslararası standartlarda tanımlanmıştır [8, 9, 10]. Ağır hizmet sanayi ve özel uygulamalar için farklı standartlar [11, 12] karşımıza çıkmakla beraber, bazı uygulamalarda son kullanıcı da özel şartlar talep edebilmektedir.

1.1 Motivasyon

Ülkemizde özellikle su temini ve tarımsal sulamada duyulan büyük ihtiyaç ve pazar, pompa imalat sektörünün çok hızlı gelişmesine yol açmıştır. Başlangıçta küçük atölyelerde ve kopya yöntemi ile yapılan üretim, giderek kendini geliştirmiş ve seri imalata yönelik, mühendislik ve araştırma-geliştirme faaliyetlerinin ön plana çıktığı bir alan olmuştur [13]. Buna ek olarak pompa sektörü ile birlikte gelişen yan sanayi, daha önce üretimi yapılamayan bazı ürünlerin pazara sunulabilmesine imkan sağlamıştır. Bilhassa döküm sanayindeki iyileştirme faaliyetleri yüzey pürüzlülüklerinin azaltılmasını sağlamış ve salyangoz gövde, difüzör ve çark gibi dökümü zor parçaların özel alaşımlı çelik türlerinden (süper östenitik, dubleks, vb.) üretimini olağan kılmıştır.

Enerji, kimya ve petrokimya gibi sektörler, yüksek kalitede ve zorlu çalışma koşullarına (patlayıcı ortam, korozyon, yüksek sıcaklık, yüksek basınç, 7/24 sürekli çalışma, vb.) uygun ekipmanların kullanımını gerekli kılmaktadır. Ülkemizde yatırımları artan bu sektörler, ekipman tedariklerini genellikle yurt dışından temin etmektedirler. Ancak, tedarik sürelerinin uzun olması, yedek parça ve servis taleplerinin zamanında gerçekleştirilememesi ve tedarikçilerin yüksek fiyat politikaları nedeni ile sıkıntı yaşamaktadırlar. Bu bağlamda ekipman tedarikleri için yerli üreticileri tercih etmek istemektedirler. Bu konuda özellikle petrokimya şirketlerinin yerli pompa üreticileri ile birlikte çalışarak, katma değeri yüksek ekipmanların ülkemizde üretilmesi konusunda işbirlikleri olmaktadır [14]. Benzer şekilde devlet desteklerinin bulunması, ülkemizde katma değeri yüksek ürünlerin tasarımı için araştırma-geliştirme faaliyetlerinin önünü açmaktadır.

1.2 Tezin Amacı ve Yöntem

Basınç çalkantıları santrifüj pompalarda deformasyon, yapısal şekil değişimi ve titreşim gibi problemlere yol açan bir etkendir. Daha önce de bahsedildiği gibi pompa içerisindeki akışın karmaşık yapısı buna neden olmaktadır. Bu açıdan hidrodinamik yüklerin oluşturduğu titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi için pompa içerisindeki daimi olmayan akışın ve yapının buna olan tepkisinin beraber çözümlenmesi gerekmektedir.

Temel amaç pompa tasarımında ana ölçütler olarak verilen debi, basınç ve verim gibi parametrelerin yanında pompada oluşan akış kaynaklı titreşimler için bir model oluşturmaktır.

Bu amaçla, analizler için Standart Pompa üretim gamında bulunan SDS 80-250 tipi çift emişli bir pompa şeçilmiştir. Bu pompanın seçilmesinde iki etken rol oynamıştır;

1-Pompanın geçmişinde titreşimle ilgili müşteri şikayetleri olmuştur.

2-Sayısal analizlerin doğrulanmasında planlanan deneyler için uygun boyut ve güçtedir.

Pompanın sayısal analizleri üç farklı açıdan (Modal, Akış ve Yapısal) ANSYS Workbench ticari yazılımı altında yapılmıştır. Bütün analizler için optimum sayısal ağ eleman sayısı ve şekli irdelenmiş, çözümler bulunan optimum değerler üzerinde sürdürülmüştür.

Modal analizlerde pompanın üç farklı mesnetleme durumuna karşılık gelen doğal frekasnları belirlenmiştir. Mesnetleme şekilleri uygulamada görülebilecek ve testler ile kalibre edilebilir bir şekilde seçilmiştir. Belirlenen doğal frekansların pompanın dönme frekansı ve kanat geçiş frekansları ile karşılaştırılması yapılmış, kritik olabilecek mod şekilleri incelenmiştir.

Akış analizleri Fluent ortamında URANS(Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) algoritması kullanılarak çözümlenmiştir. Analiz ilk olarak kararlı durumda (quasi-steady) yapılmış, buradan alınan çözüm zamana bağımlı(unsteady) çözüm için başlangıç değer olarak atanmıştır. Zamana bağımlı çözümler gövde içerisindeki akış çarkın herbir turu için çıkış basıncı kararlı hale gelene kadar sürdürülmüştür. Akış kararlı hale geldikten sonra çark tam bir tur atana kadarki değişimler incelenmiştir. Özellikle dil bölgesi ve çıkış basıncındaki çalkatılar irdelenmiştir.

Yapı-Akışkan etkileşimi açısından yapısal analizler akış analizleri ile eş zamanlı olarak gerçekleştirilmiştir. Akış çözümleri ile elde edilen basınç dağılımları gövde üzerine uygulanmış ve belirlenen mesnetleme koşulları altında gerilme-şekil değiştirme durumları incelenmiştir. Gerilmelerin kritik olduğu bölgeler ve maksimum deformasyon konumları belirlenmiştir.

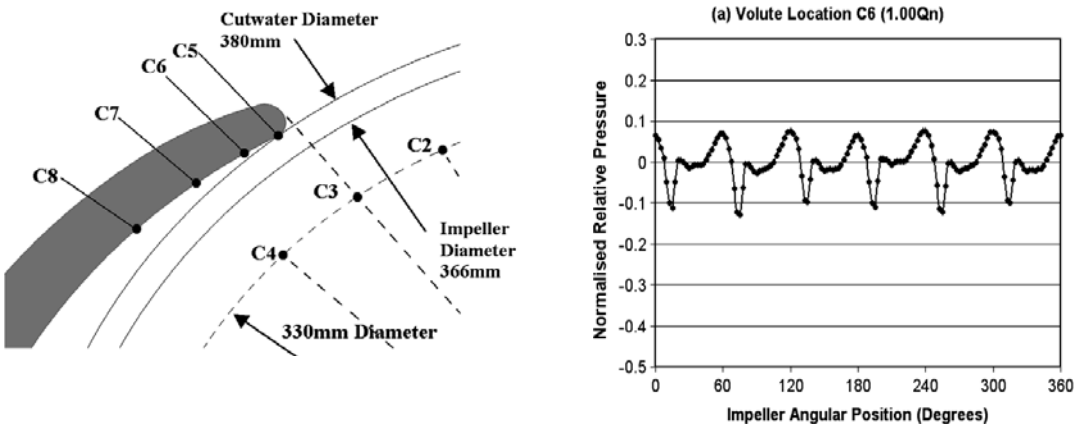
1.3 Literatür Araştırması

Literatür çalışmaları sayısal ve deneysel olarak iki farklı grupta toplanmıştır. Bazı çalışmalarda hem deneysel hem sayısal uygulamalar yapıldığı için ağırlıklı olan bölüme göre sınıflandırılacaktır.

Pompalardaki basınç çalkantılarını incleyelen en kapsamlı çalışmalardan bir tanesi Gülich ve Bolleter [15] tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu makale bu konudaki birçok çalışma için ana değerlendirme kriterleri ve probleme yaklaşım şekli açısından referans olmuştur. Araştırmacılar basınç çalkantılarına neden olan fiziksel mekanizmaları ve çalkantının mertebesi etkileyen tasarım parametrelerini incelemişlerdir. Farklı parametrelerin etkilerini belirlemek için 36 farklı düzenekte yapılan deneylerden toplanan istatiksel veriler paylaşılmıştır.

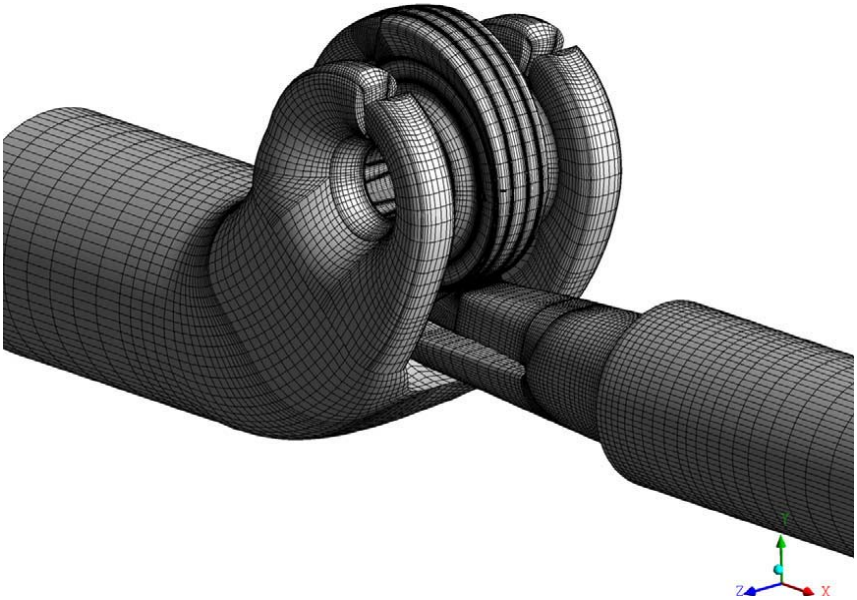
1.3.1 Sayısal Çalışmalar

Basınç çalkantılarını sayısal ve deneysel olarak inceleyen Spence ve Amaral-Teixeira yaptıkları ilk çalışmada [16], bir çift emişli pompa içindeki daimi olmayan akışı modellemişler ve gövde içerisinde referans aldıkları 15 farklı noktadaki basınç çalkantılarının değişimini incelemişlerdir. Daha sonra alınan sonuçlar saha testleri ile karşılaştırılıp analizlerin doğrulanması yapılmıştır. Sayısal model CFX-TASCflow yazılımı yardımıyla düzenli sayısal ağ (structured mesh) kullanılarak yapılmıştır. Zamana bağlı çözümler çarkın her 1.25°'lik dönüşleri için hesaplanmış, tam bir tur için 288 zaman adımı oluşturulmuştur.



Şekil 1.1 : Dil bölgesinde normalize edilmiş basınç çalkantısının değişimi [16].

Aynı pompa üzerinde yapılan ikinci çalışmada [17], parametrik olarak geometrik değişiklikler yapılmış ve bunların basınç çalkantıları ve pompa performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Dil mesafesi, çark kanatlarının birbirine göre konumları ve çapsal/yanal boşluklar değiştirilerek 9 farklı durum için 33 adet analiz yapılmıştır. Çözümler toplam 45,000 saat zaman almış ve sonucunda 550GB'lık büyük bir veri oluşmuştur.

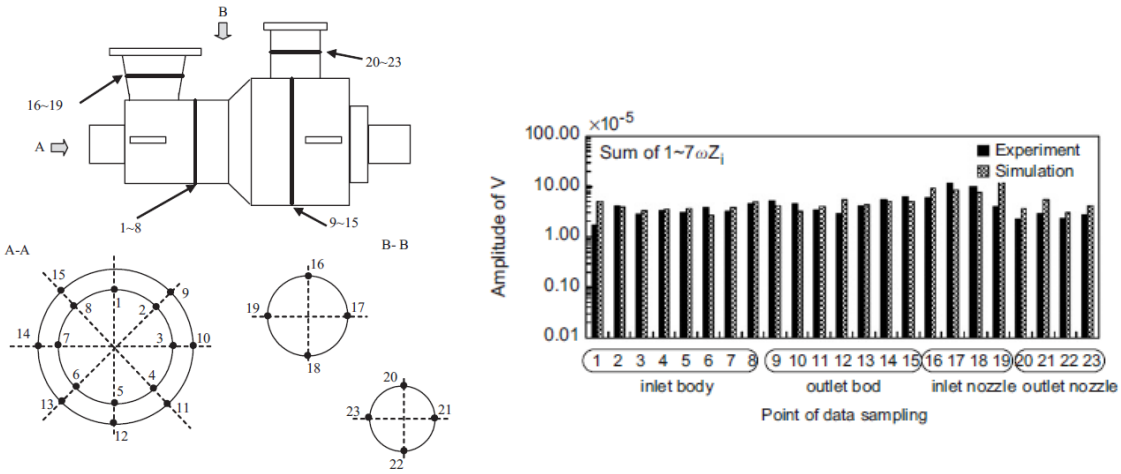


Şekil 1.2 : Çift emişli pompanın düzenli sayısal ağı (structured mesh) [17].

Bario ve diğ. [18] yaptığı bir çalışmada pompa dil bölgesindeki daimi olmayan akışın farklı çalışma noktaları için sayısal analizlerini yapmışlar. Zamana bağlı çözümler 5 farklı debi değerinde (%20, %60, %100, %120 ve %160) ve çarkın her 1.6°'lik adımı için, toplamda tam bir turda 224 zaman adımı sürdürülmüştür. Sayısal ağ eleman sayısı, zaman adımı ve türbülans modelleri değiştirilerek basınç, debi ve toplam yük üzerindeki etkileri incelenmiş, sonuçlara göre optimum parametreler üzerinden analizlere devam edilmiştir.

Blanco ve diğ. [19] tarafından yapılan bir çalışmada rotor-gövde-boru hattı üçlüsünün etkileşiminden kaynaklanan uyarımlar sayısal olarak incelemiştir. Pompada oluşan uyarımların boru hattının akustik empedansı üzerinden gelen etkisini bir FFT (Fast Fourier Transform) ayrıklaştırmasıyla gözlemlemişlerdir. Zamana bağlı çözümleri 1.9°'lik çark adımları kullanılarak bir tur dönüşü 192 zaman adımında gerçekleştirilmiştir.

Akış kaynaklı titreşim ve gürültünün incelenemesi konusunda ilginç bir çalışma Jiang ve diğ. [20] tarafından çok kademeli bir kazan besi suyu pompası için gerçekleştirilmiştir. Akış analizleri LES (Large Eddy Simulation) algoritmasıyla toplam 36.2 milyon eleman üzerinde çözülmüş, her bir çark turu için 12,000 hesap adımı üretilmiştir. Akış analizlerinden gelen basınç kuvvetleri özel bir algoritma ile yapısal sayısal ağa eşleştirilmiş (mapping), sönümlü sistem modeli üzerinden titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Sönümlü sistem için Rayleigh modeli seçilmiş ve katsayılar gövde üzerinde 4 farklı noktada yapılan çekiç-darbe testi ile deneysel olarak hesaplanıp modele empoze edilmiştir. Hesaplanan titreşim değerleri pompa üzerindeki 23 farklı noktadan toplanan deneysel veri ile karşılaştırılmış, sayısal verilerin mertebe açısından deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 1.3 : Ölçüm noktaları ve deney-analiz titreşim hızlarının karşılaştırılması [20].

Çark-dil etkileşimini inceleyen başka bir çalışmada [21] araştırmacılar U-RANS ve k-ε türbülans modeli kullanarak pompa içerisindeki akışı zamana bağlı olarak çözümlemiş, gövde üzerinde aldığı 9 farklı kesitte basınç çalkantılarını ve hız değişimlerini incelemiştir. Yapılan benzer bir çalışmada [22] düşük özgül hızlı bir pompada dil profilinin değişiminin pompa performansı ve basınç çalkantıları üzerindeki etkisi zamana bağlı akış çözümleri ile irdelenmiştir.

Düşük özgül hızlı pompalarda akışı inceleyen başka bir çalışma [23] pompa karakteristiklerinin belirlenmesinde seçilen farklı türbülans modellerinin etkisini incelemiştir. Bu modelleri hesaplama zamanı (CPU time) ve bellek kullanımı açısından karşılaştırmış, çözüm sonuçları deneysel sonuçlarla birlikte irdelemiştir.

Pompa performansının çeşitli çalışma koşulları altında ve farklı viskoziteli sıvılar için sayısal analizlerini yapan bir çalışmada [24], önce çözümü sayısal ağ'dan bağımsızlaştırmak için gerekli eleman sayısı bulunmuş, daha sonra 5 farklı türbülans modelinin pompa performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Pompa performansının viskozite ile değişimini incelemek için analizler 4 farklı viskozite değerinde tekrarlanmış ve sonuçlar deney verileri karşılaştırılmıştır. Son olarak yüzey pürüzlülüğünün pompa performansına etkisi irdelenmiştir.

1.3.2 Deneysel Çalışmalar

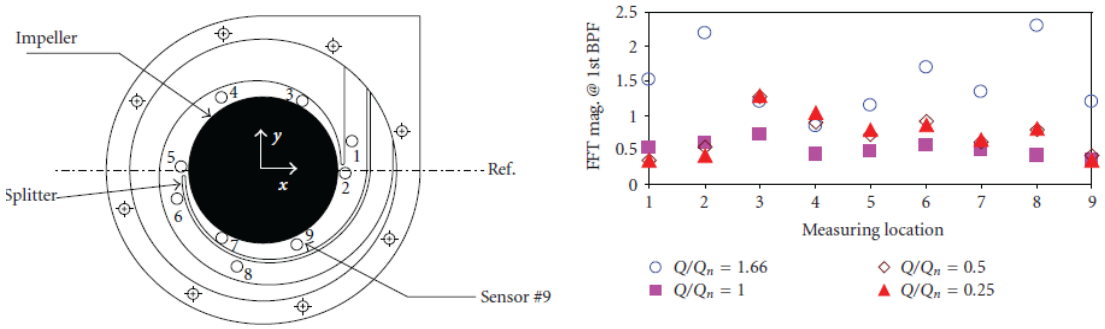
Rzentkowski ve Zbroja [25] yaptıkları çalışmada pompa akustik karakteristiklerinin belirlenmesinde deneysel olarak yapılan ölçümlerin ayrıştırılması üzerine bir model geliştirmişlerdir. Burada pompa kanat geçiş frekansının etkisi üzerinde çalışma yapmışlardır. Geliştirilen yöntemle toplanan verinin pompa ve tesisattan kaynaklanan rezonans etkilerini süperpoze ederek doğru değerlendirme kriterlerini belirlemişlerdir. Yöntem deneysel olarak 8.5MW gücünde bir nükleer reaktör besleme pompası üzerinde giriş-çıkış basınçları ve akustik ölçümler yaparak doğrulanmıştır.

Alansatan ve Karadoğan [26] tarafından yapılan bir çalışmada iki kademeli radyal vantilatörün çıkışındaki basınç çalkantıları deneysel olarak incelenmiştir. Yapının sistemle/tesisatla etkileşimini belirlemek amacıyla vantilatör çıkışına bir boru bağlanmış ve devir sayısı değiştirilerek yapı-akış akustik davranışları incelenmiş, kurulan teorik model ile karşılaştırılmıştır. Çıkış borusu bağlı olmadığı durumda yaptıkları ölçümler, basınç çalkantısının çıkış basıncının %10'dan düşük olduğunu göstermiştir.

İTÜ Makina Fakültesi yapılan diğer bir çalışmada [27] özgül hızları (n_s) 12.5 ile 40 arasında olan 5 farklı santrifüj pompanın çıkışındaki basınç çalkantıları deneysel olarak incelenmiş ve akışta oluşan titreşimlerin karakteristiği belirlenmeye çalışılmıştır. Burada pompalar farklı devir sayılarında ve debiler çalıştırılarak çalkantı terimlerinin spektral analizi yapılmıştır. Çıkan sonuçlar özgül hız, Reynolds sayısı ve Strouhal sayısı ile boyutsuzlaştırılmaya çalışılmıştır.

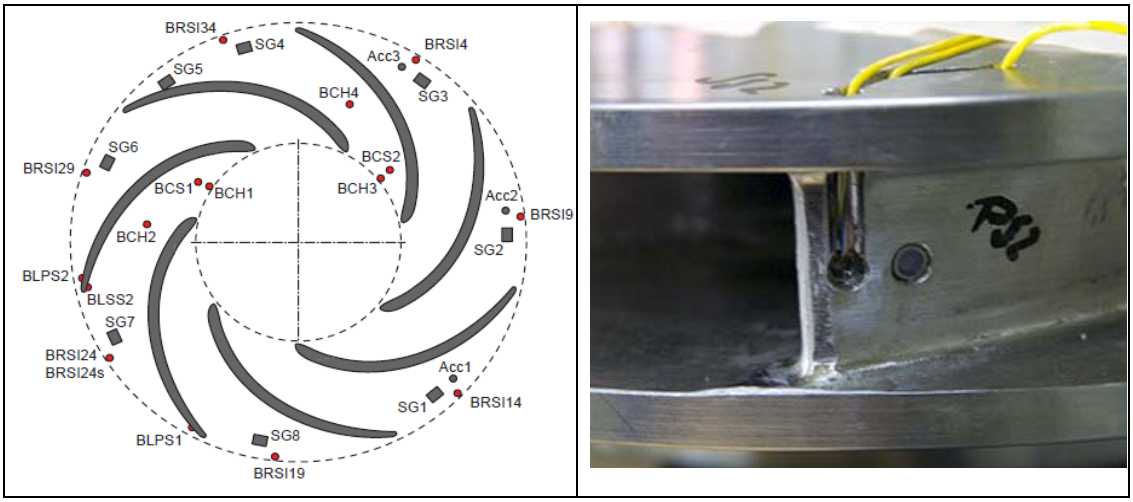
Al-Qutub ve diğ. [28] yaptığı çalışmada bir enerji santralinde çalışan kazan besi pompasında kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinin tesisatta oluşturduğu titreşimler için çözüm yöntemleri aramışlardır. Kazan besi pompasının 0.4 oranında

küçültülmüş tek kademeli bir pompa modeli üzerinde, çark-dil mesafesi ve çark tornalanma şekli değiştirilerek gövde üzerinde 9 farklı noktada ölçümler yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda performansı etkilemeden titreşim ve basınç çalkantılarında yeterli iyileşmeyi sağlayan model belirlenmiş ve değişiklikler kazan besi pompası üzerinde uygulanmıştır. Değişiklikler sonucunda rulman yataklarında kanat geçiş frekansında ölçülen titreşim değerlerinin %50 azaldığı görülmüştür.



Şekil 1.4 : Gövde üzerindeki ölçüm noktaları ve farklı debilerde kanat geçiş frekansındaki çalkantılar [28].

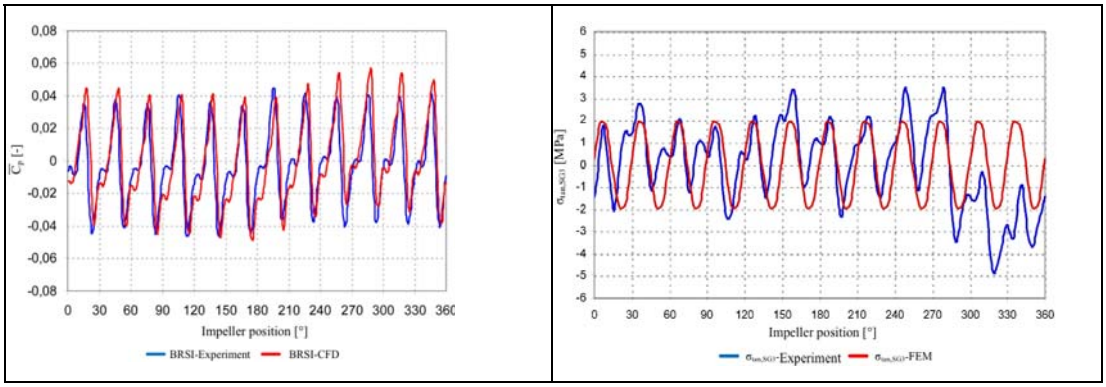
Yao ve diğ. [29] deneysel çalışmalarında bir çift emişli pompanın farklı debi ve devir sayılarında basınç çalkantılarılarını incelemişlerdir. Gövde üzerine açılan 10 farklı noktada basınçlar ölçülerek, frekans spektrumları çıkarılmıştır. Dönme frekansı, kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinde oluşan çalkantılar debiye bağlı olarak belirlenmiştir.



Şekil 1.5 : Strain-gage ve basınç sensörlerinin çark üzerine yerleştirilmesi [30].

Sulzer'de yapılan hem sayısal hem deneysel bir çalışmada [30] özellikle akış kaynaklı çalkantıların çark üzerinde etkisi incelenmiştir. Bu amaçla gövde

içerisindeki akış alanı farklı debiler için zamana bağlı olarak çözülmüş, bulunan yükler çark üzerine aktarılarak yapısal analizler yapılmış, gerilme ve şekil değiştirmeler hesap edilmiştir. Sayısal analizlerin doğrulanması için özel bir deney düzeneği hazırlanmış, çark üzerinde belirli noktalara strain-gage ve piezorezistif basınç sensörleri yerleştirilerek, telemetrik bir sistem üzerinden veri toplanmıştır. Yapılan ölçümler sayısal analizlerle uyumlu bulunmuştur.



Şekil 1.6 : Basınç çalkantılarının ve gerilmelerin sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması [30].

1.3.3 Literatür Araştırması Sonucu Çalışmaya İlişkin Kazanımlar

Yapılan araştırmalarda sayısal çözümlerde kullanılan yöntemler, sayısal ağ yapıları ve yakınsama kriterleri incelenmiş, oluşturulacak modelde parametre seçimleri için yol gösterici konulara değinilmiştir.

Akış çözümlerinde düzenli (structured) ve düzensiz (unstructured) sayısal ağların her ikisinin de kullanılabildiği ve çözüm sonuçları açısından doğruluğu pratik anlamda fazla değiştirmediği, ancak çözüm süresini etkilediği görülmüştür. Basınç çalkantılarının karşılaştırılmasında normalize edilen değerler baz alınmış, basınç ve frekans değerlerinin boyutsuz ifadeler ile gösterimi analizlerin genelleştirilmesinde rol oynamıştır. Çalkantıların özellikle salyangoz gövde dili ile çark arasındaki etkileşimden kaynaklandığı ve yapılan çalışmaların dil mesafesi, şekli, açısı gibi parametrelerin değişimini irdelendiği görülmüştür.

Yapısal analizlerde akış-yapı ilişkilendirmesi (coupling) konusunda pompalar için çok fazla çalışmaya rastlanmamıştır. Yapılan çalışmalarda ise genellikle titreşim ve gürültü karakteristiklerinin beraber incelendiği ve daha çok enerji yoğun sistemlere (kazan besi pompaları, vb.) uygulandığı görülmüştür.

Çizelge 1.1 : Sayısal Literatür Çalışmaları Özet Tablosu.

Çalışma	Parametreler	Akış Modeli	Yapısal Model	Açıklamalar
Berten ve diğ. [30]	Tek kademeli pompa z=7,nq=21.5	- 1.5 milyon eleman - zaman adımı 0.86°	-280 bin eleman	Sadece çark için inceleme yapılmıştır.
Jiang ve diğ. [20]	Çok kademeli pompa	- LES yöntemi - 36.2 milyon eleman - zaman adımı 0.05°	- 1.43 milyon eleman - gerilme ve modal analiz - zaman adımı 0.6°	Basınç çalkantılarının yarattığı titreşimler incelenmiş, kantitatif olarak sonuçlar uyumlu bulunmuştur.
Cheah ve diğ. [21]	Tek kademeli pompa z=6, β_2=23°, ns=169	-URANS ve k-ε türbülans modeli - zaman adımı 3°	-	Çark-dil etkileşimi incelenmiştir.
Barrio ve diğ. [18]	Tek kademeli pompa z=7, ns=88	-URANS ve k-ε türbülans modeli - 765 bin eleman - zaman adımı 1.6°	-	Çark-dil etkileşimi incelenmiştir.
Spence ve diğ. [16]	Çift emişli pompa z=6, β_2=22.5°, ns=96	-URANS ve k-ε türbülans modeli - 870 bin eleman - zaman adımı 1.25°	- Deneysel olarak RMS basınç verisi toplanmıştır.	Farklı çark geometrileri ve dil mesafesi değiştirilerek titreşim ve çalkantı değişimi incelenmiştir.
Guo ve diğ. [22]	Tek kademeli pompa z=6, ns=66	-URANS ve k- ω türbülans modeli - 423 bin eleman - zaman adımı 1°	-	Dil geometrisini değiştirerek basınç çalkantılarının değişimi gözlemlenmiştir.
Jafarzadeh ve diğ. [23]	Önçarklı turbopomp z=6, ns=16.3	- RANS - 3 türbülans modeli - 5.8 milyon eleman	-	Türbülans modelleri ve sayısal ağ karşılaştırmaları yapılmıştır.
Blanco ve diğ. [19]	Tek kademeli pompa z=6, ns=44	-URANS ve k- ω türbülans modeli - 165 bin eleman - zaman adımı 1.9°	-	Kanat geçiş frekansında çark-gövde etkileşimi incelenmiştir.

2. POMPALARLA İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Bu bölümde pompalarla ilgili tasarım ve boyutsal parametrelerin tanımları verilecektir.

2.1 Debi

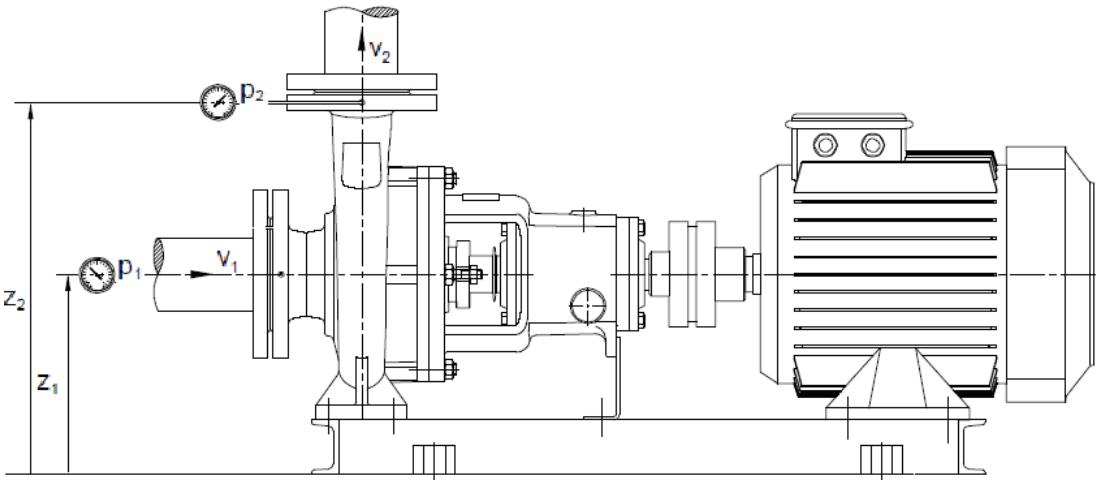
Pompanın debisi çıkış flanşından birim zamanda çıkan sıvı hacmidir. Birimi m3/s'dir.

2.2 Toplam Yük (Manometrik Basma Yüksekliği)

Pompanın birim akışkana kazandırdığı faydalı enerji miktarıdır. Birimi m(metre)'dir. Yoğunluktan bağımsız bir ifadedir. Bir pompa yoğunluktan bağımsız olarak farklı sıvılar (aynı kinematik viskoziteye sahip) için aynı toplam yükü sağlayacaktır. Toplam yük H, Bernoulli denklemiyle pompa giriş ve çıkış flanşları arasındaki fark ile ifade edilir ve basılan sıvıdan bağımsız olarak metre [m] birimindedir;

$$H = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho . g} + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1) \qquad \textbf{(2.1)}$$

Burada 1 indisleri giriş, 2 indisleri çıkış terimlerini ifade etmektedir.



Şekil 2.1 : Pompanın giriş ve çıkışında alınan referans noktalar.

2.3 Hidrolik Güç, Mil Gücü ve Verim

Hidrolik güç pompanın akışkana aktardığı güç olarak ifade edilir.

$$P_{hid} = \rho.g.Q.H \tag{2.2}$$

Mil gücü pompa miline motor veya kaplin tarafından aktarılan güçtür;

$$P_{mil} = T.\omega \tag{2.3}$$

T: Tork [N.m], ω: Açısal Hız [rad/s]

Verim pompanın akışkan aktardığı hidrolik güç ile giriş mil gücü arasındaki orandır;

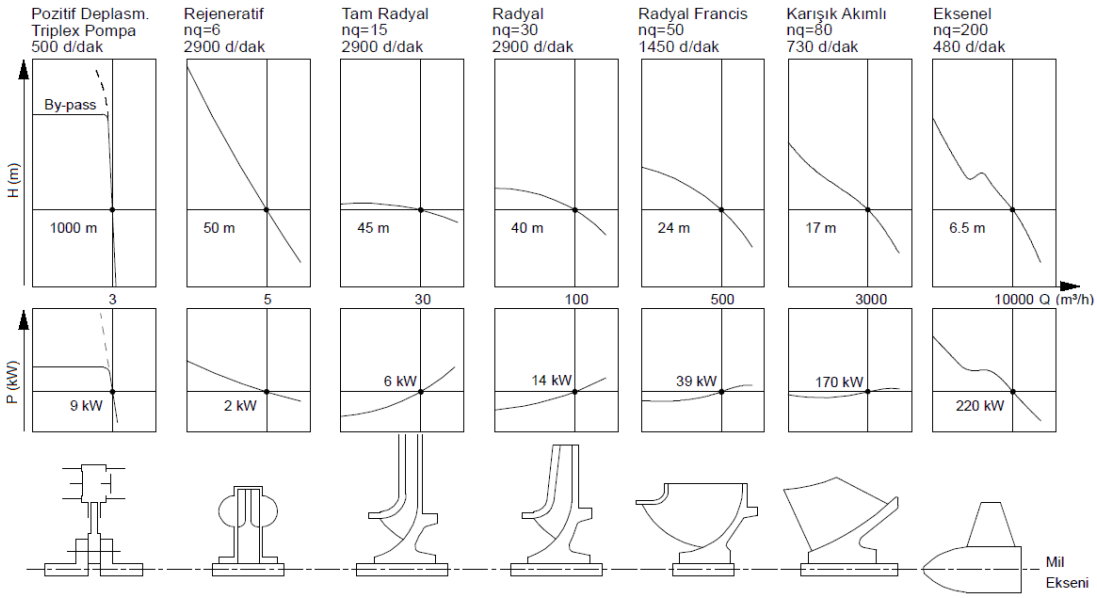
$$\eta = \frac{P_{hid}}{P_{mil}} \tag{2.3}$$

2.4 Özgül Hız

Metrik Özgül Hız en verimli noktada (evn) $1m^3/s$ debide 1m toplam yükü oluşturacak teorik devir sayısı olarak tanımlanmaktadır. Boyutsal analizle çıkarılmış, pompanın geometrik parametrelerini belirleyen ve çeşitli pompalar arasında karşılaştırma yapmayı sağlayan bir ölçüttür.

$$n_{sq} = n.\frac{\sqrt{Q_{evn}}}{H_{evn}^{3/4}} \tag{2.4}$$

Özgül hız arttıkça radyal çark çıkışı yarı-eksenele, daha sonra da eksenele doğru bir şekil değişimi olur. Farklı özgül hızlar için çark şekilleri ve performans karakteritikleri aşağıda verilmiştir.



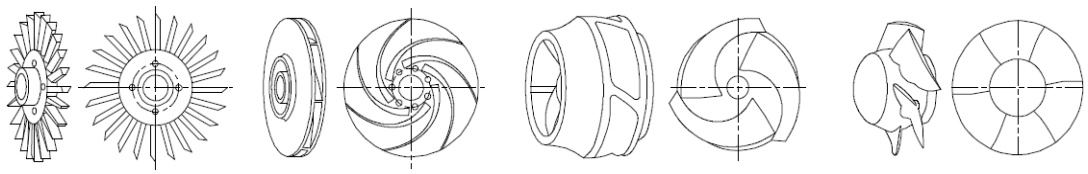
Şekil 2.2 : Özgül hızı çark geometrisi ve pompa karakteristiği üzerindeki etkisi [31].

- Özgül hız arttıkça pompa çarkının şekli tam radyal – radyal francis – karışık akımlı ve tam eksenel olmaktadır.

- H= f(Q) karakteristikleri özgül hız arttıkça dikleşmektedir. Tam eksenel pompada bir kambur oluşmaktadır (Bu kararsız bir bölge anlamına gelir)

- Efektif güç eğrisi küçük özgül hızlarda debi ile süratle artan karakterdedir; yani pozitif deplasmanlı pompaların aksine sıfır debide minimum güç ihtiyacı maksimum debide maksimum güç ihtiyacı söz konusudur.

Özgül hız büyüdükçe önce güç karakteristiğinin eğimi azalır. n_{sq}=80 civarında yataya yakın bir şekil alır. Daha büyük özgül hızlarda eğim tersine doğru döner ve özgül hızla birlikte bu tersine eğim artar; öyleki n_{sq}= 200 civarında sıfır debide harcanan güç en verimli noktada (optimum) kullanılan gücün 2 katına ulaşır.



a) Yıldız Çark b) Radyal Çark c) Yarı-eksenel Çark d) Eksenel Çark

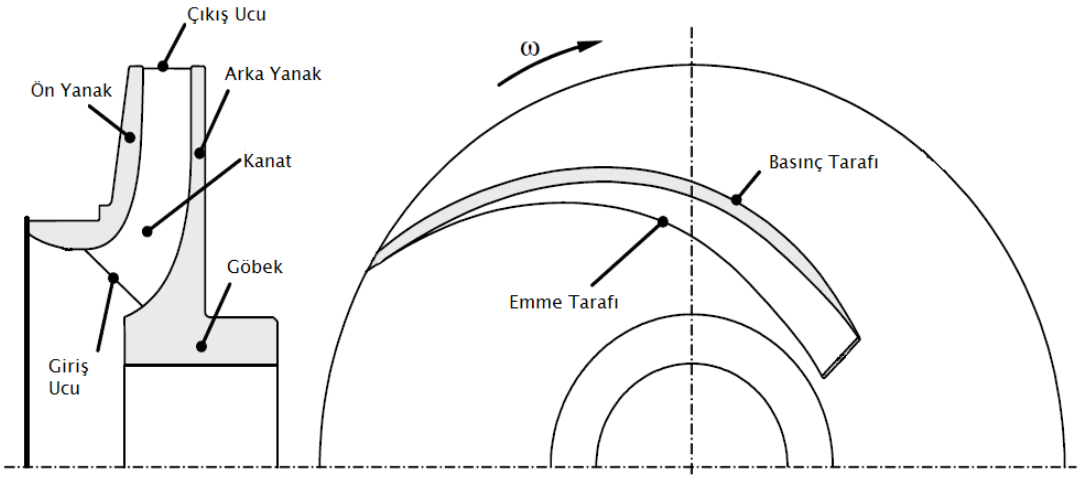
Şekil 2.3 : Farklı özgül hıza sahip çark geometrileri [31].

2.5 Pompa Tasarım Parametreleri

Pompanın hidrolik olarak tasarımında iki ana parça önem arz etmektedir:

2.5.1 Çark

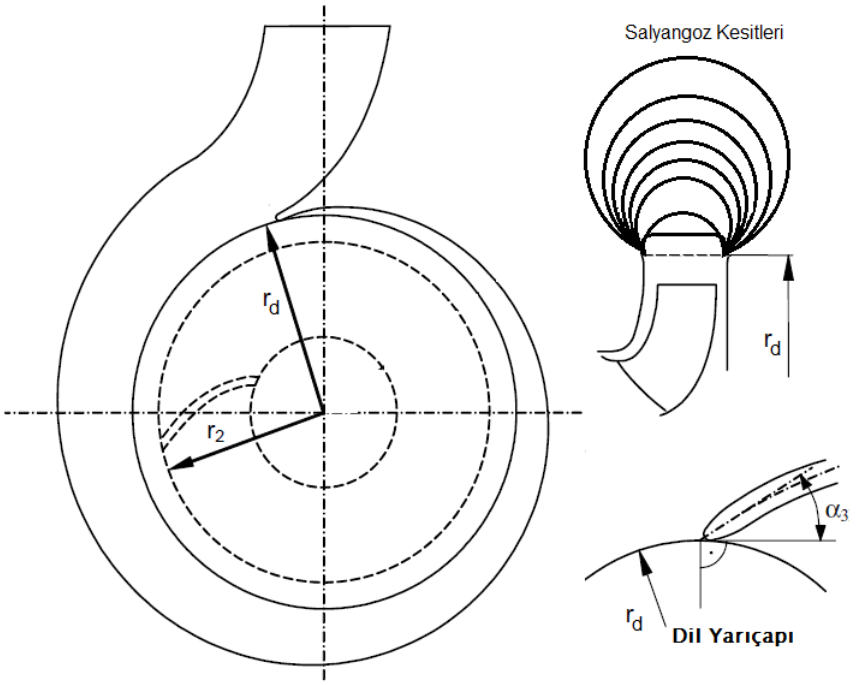
Dönen çark, sıvıyı kendisiyle birlikte bir dönme hareketi yapmaya zorlamaktadır. Akışkan çark kanatları arasından geçerken dönme hareketi ile teğetsel hız kazanır. Sıvı, dönme sebebiyle kanatlarda oluşan santrifüj kuvvet sayesinde çıkışa doğru itilir. Hidrolik açıdan enerji aktarımı çark içerisinde gerçekleştiği için, çark tasarımı pompa tasarımının en önemli kısmıdır. Bu bağlamda çarkla ilgili tasarım parametrelerinin boyutlandırılması, hidrolik açıdan yüksek verim ve mekanik açıdan da uzun ömür kriterini karşımıza çıkarmaktadır. Hidrolik olarak yüksek verimli bir tasarım, sürtünme kayıpları, sınır tabaka ayrılmaları ve iç sirkülasyonların da düşük olduğu dolayısla daimi olmayan çalkantılı akış, titreşim ve buna bağlı olarak ortaya çıkan dengesiz yüklerin de düşük olduğu bir tasarım olmaktadır.



Şekil 2.4 : Pompa çarkının meridyenel ve üstten görünüşü[32].

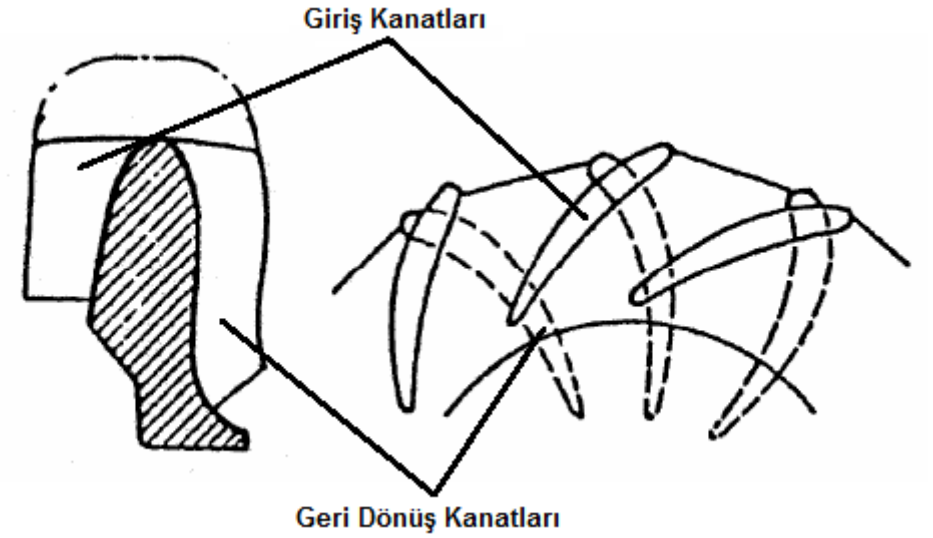
2.5.2 Gövde

Pompa gövdesi, çıkış tarafında çarkı terk eden sıvıyı toplayarak pompa çıkış ağzına sevk eden kısımdır. Gövde yapısı, pompa tasarım gereksinimleri dolayısıyla salyangoz (tek kademeli pompalar), difüzörlü salyangoz (yüksek basınçlı tek kademeli pompalar) veya difüzörlü gövde (çok kademeli pompalar) olarak belirlenebilmektedir. Salyangoz gövde ve yayıcıların temel amacı çarkı yüksek bir hız ile terk eden akışkanın kinetik enerjisini basınca çevirmek ve akışkanı pompa çıkışına veya bir sonraki kademe çarkına iletmektir.



Şekil 2.5 : Pompa salyangoz gövdesi ve kesitleri [32].

Özellikle kademeli pompalarda yayıcılar, akışkanı kaskad çarklar arasında iletilirken minimum kayıp oluşumunu ve bir sonraki çark girişinde üniform hız dağılımını sağlayacak şekilde tasarlanmalıdır. Böylece çark çıkışında akışın yavaşlatılarak basıncın uygun bir şekilde artırılması ve geri dönüş kanatları ile de bir sonraki çarka giriş koşullarının iyileştirilmesi sağlanır. Kanat formları çarkı terk eden akışı ile uyumlu olarak ve sınır tabaka ayrılmalarını engelleyici şekilde belirlenmelidir.



Şekil 2.6 : Kademeli pompaya ait yayıcı yan kesit ve ön görünüşü [32].

3. POMPANIN MODELLENMESİ VE SAYISAL AĞ OLUŞTURULMASI

Pompanın sayısal analizlerinin yapılması için bilgisayar ortamında hem katı gövdenin hem akış hacminin modellenmesi gerekmektedir. Bu açıdan yapısal ve modal analiz için önce pompanın katı modeli oluşturulmuştur. Özellikle modal analizde pompanın bütün olarak karakteristiği çıkarılacağı için, rulmanlı yataklar, mil burçları ve diğer küçük bağlantı elemanlarının da model içerisinde bulunması gerekmektedir. Akış modelinin çıkarılması ise sıvı ile temas eden yüzeylerin tersinin (negatif) alınması ile gerçekleştirilmektedir.

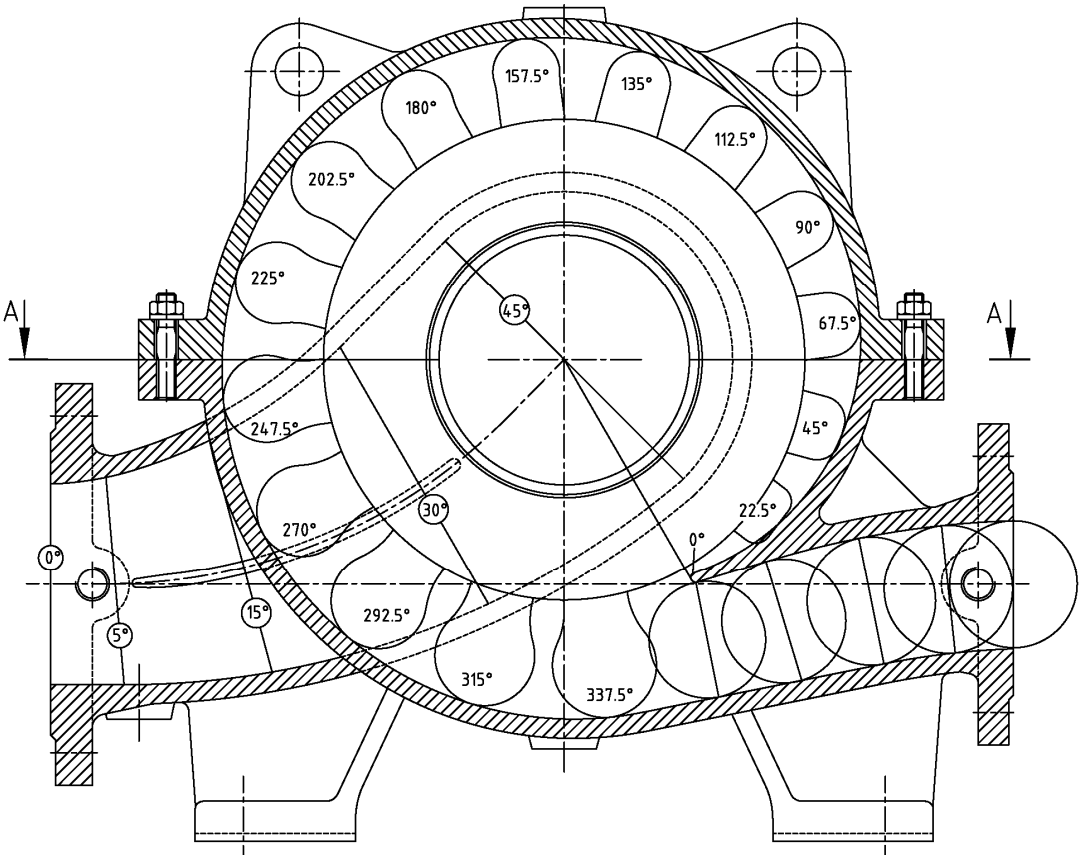
3.1 Pompanın Üç Boyutlu Modellenmesi

Analizler için Standart Pompa üretim gamında bulunan SDS 80-250 tipi çift emişli bir pompa şeçilmiştir. Pompa tek kademeli, yatay milli, salyangoz gövdeli ve kapalı çarklı bir tasarıma sahiptir. Pompaya ait tasarım parametreleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

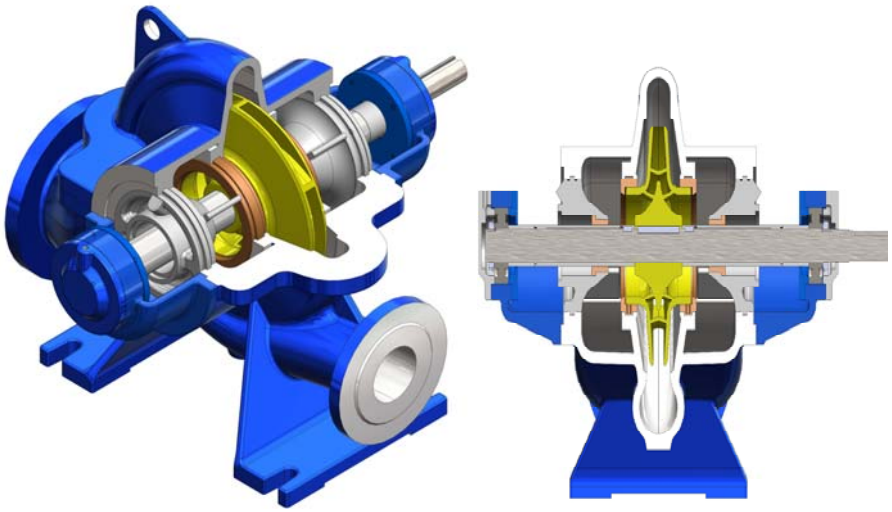
Çizelge 3.1 : SDS 80-250 tasarım parametreleri.

Parametre	Gösterim	Değer
Debi	Q	$0.0361 m^3/s$ ($130 m^3/h$)
Toplam Yük	H	26m
Devir Sayısı	n	1500 d/dak
Özgül Hız	n_{sq}	17.5 d/dak
Çark Çıkış Çapı	D_2	284mm
Çark Göbek Çapı	D_g	70mm
Çıkış Genişliği	b_2	21mm
Kanat Sayısı	z_k	6
Merkez İpçik Giriş Açısı	β_1	21°
Merkez İpçik Çıkış Açısı	β_2	22°

Pompaya ait katı model, Ar-Ge tasarım yazılımından alınan bilgiler ile Solid Works ortamında oluşturulmuştur. Yazılımda parçalar ayrı ayrı oluşturularak montajı yapılmaktadır.

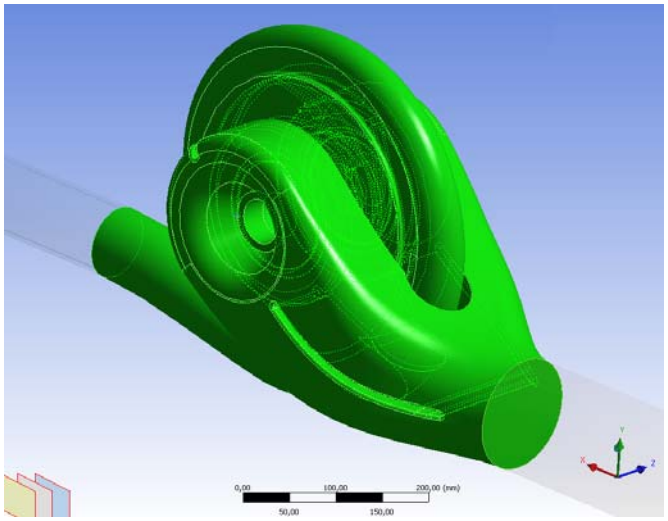


Şekil 3.1 : SDS 80-250 pompaya ait salyangoz kesitleri.



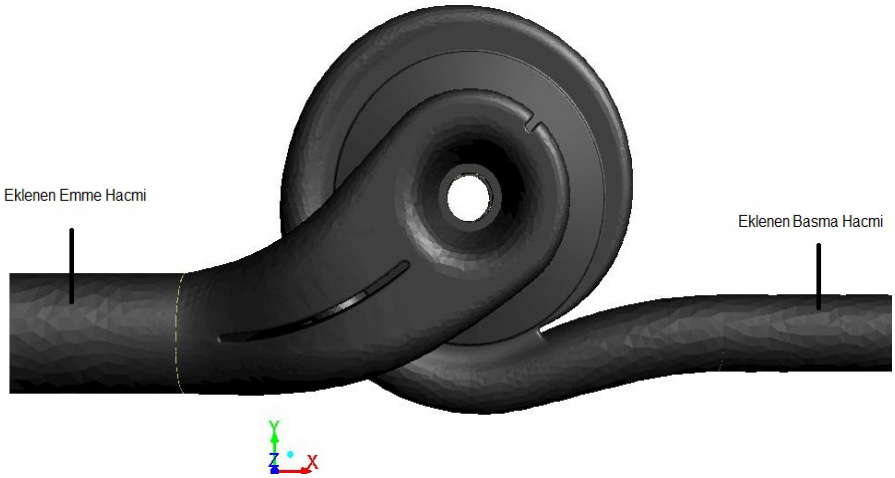
Şekil 3.2 : SDS 80-250 pompanın katı model kesitleri (izometrik ve yan görünüş).

Katı modeli tamamlanan pompanın akış modeli tersini alma işlemi ile yapılmaktadır. Sıvı ile temasta olan yüzeyler, ana hacimden katı hacim çıkarılarak elde edilmektedir.



Şekil 3.3 : Pompanın akış hacmi.

Ancak akış hacmi çıkartılırken analiz aşamasında verilecek sınır koşullar dikkate alınmaktadır. Pompa girişinde üniform ve eksenel yönde bir akış profili tanımlanmaktadır. Bu profillerin uygun şekilde tanımlanabilmesi ve giriş/çıkış bölgelerindeki akışta oluşan dönmelerin incelenebilmesi için giriş ve çıkışta akışın gelişebileceği düz boru şeklinde ek akış hacimleri tanımlanmaktadır.



Şekil 3.4 : Pompanın uzatılmış akış hacmi.

Yapılan analizlerin daha kolay değerlendirilebilmesi için akış hacmi 5 ayrı bölgeye ayrılmaktadır: 1- Emme Borusu 2- Emme Hücresi 3- Çark 4-Basma Gövdesi ve 5-Basma Borusu. Yapılan bu ayrıştırma sayesinde sonuçların görselleştirilmesi ve irdelenmesi daha kolay ve anlaşılır hale gelecektir.

3.2 Sayısal Ağın Oluşturulması

Bu bölümde yapısal ve akış analizlerinde kullanılacak olan sayısal çözüm ağlarının oluşturulması ve kullanılan yöntemlerden bahsedilecektir. Burada ağ yapısının oluşturulmasında karşımıza bazı kısıtlar ve çözüm tarafında dar boğazlar oluşmaktadır. Genel olarak sayısal çözümlemeler için dikkate alınması gereken bazı dar boğazlar şöyle verilebilir;

- Doğruluk ve sayısal hata
- Yüksek çözünürlüklü sayısal ağ
- Küçük zaman adımları
- İki farklı sayısal ağın(yapı-akışkan) haberleştirilmesi
- Donanımsal isterler
- Yazılım ve lisans isterleri
- Yüksek boyutlu analiz sonuçları

Görüldüğü üzere, analizlerde sayısal ağın oluşturulması çok değişkenli bir optimizasyon problemidir. Bu açıdan ana parametremiz olan doğruluk/sayısal hata açısından probleme bir yaklaşım getirilmiş ve yeterli çözünürlikteki sayısal ağlar zaman ve donanımsal açıdan en uygun şekilde oluşturulmuştur.

3.2.1 Yapısal Sayısal Ağ

Yapısal sayısal ağ hazırlanırken, hem modal analiz hem de mukavemet analizleri için ayrı ayrı oluşturulmuştur. İki analiz için de farklı sayısal ağın oluşturulması, modal analizlerin optimum çözüm süresi ve hassasiyetinin yapı-akışkan etkileşimi kapsamında irdelenecek olan yapısal çözümlerden bağımsız olmasıdır.

Yapısal çözümler yapılırken akış analizinde gelen basınç bilgisi yapı üzerine aktarılacağı için yapısal ve akış sayısal ağlarının haberleştiği yüzeylerde uygun eleman sayısı ve şekli kullanılmadır.

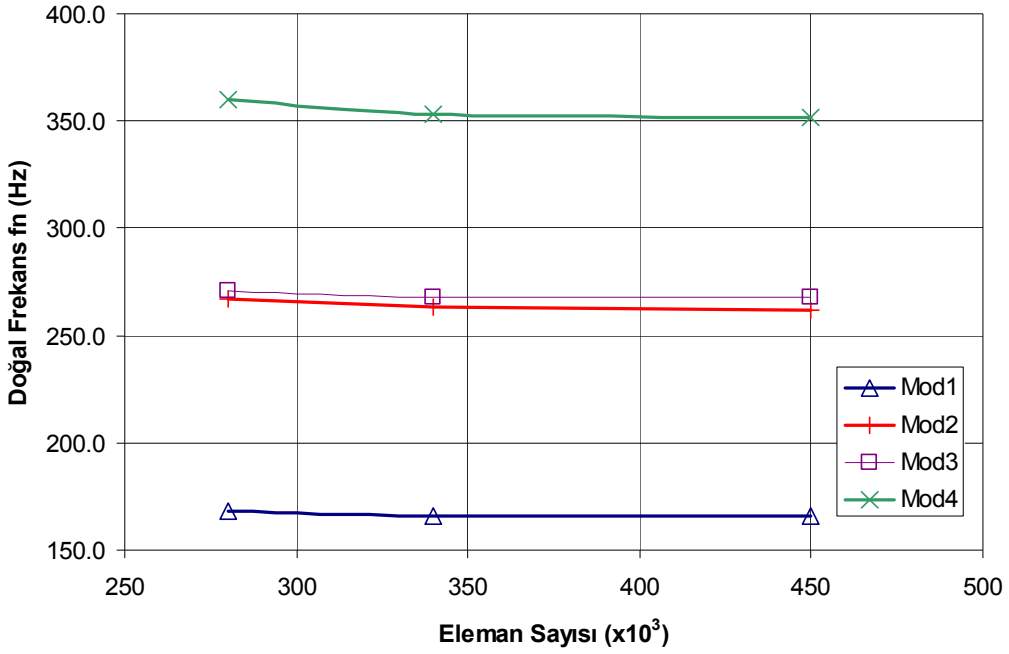
Pompaya ait bütün parçalar için mümkün olan yüzeylerde dörtgen (hexahedral), diğer yüzeylerde üçgen (tetrahedral) elemanlar kullanılarak ağ oluşturulmuştur. Dörtgen elemanların kullanımı yakınsama süresinin kısalmasında etken olmaktadır.

Sayısal ağlardaki optimum eleman sayısını belirlemek ve çözüm doğruluğunu eleman sayısından bağımsız hale getirmek için farklı eleman yoğunluğunda sayısal ağlar oluşturulup bunların çözüm parametrelerindeki etkisi incelenmiştir.

Bu amaçla modal analizde tek bir mesnetleme hali için üç farklı eleman sayısı kullanarak ilk 4 mod şeklinin frekanslarındaki değişimler incelenmiş, en uygun eleman sayısı buradan belirlenmiştir.

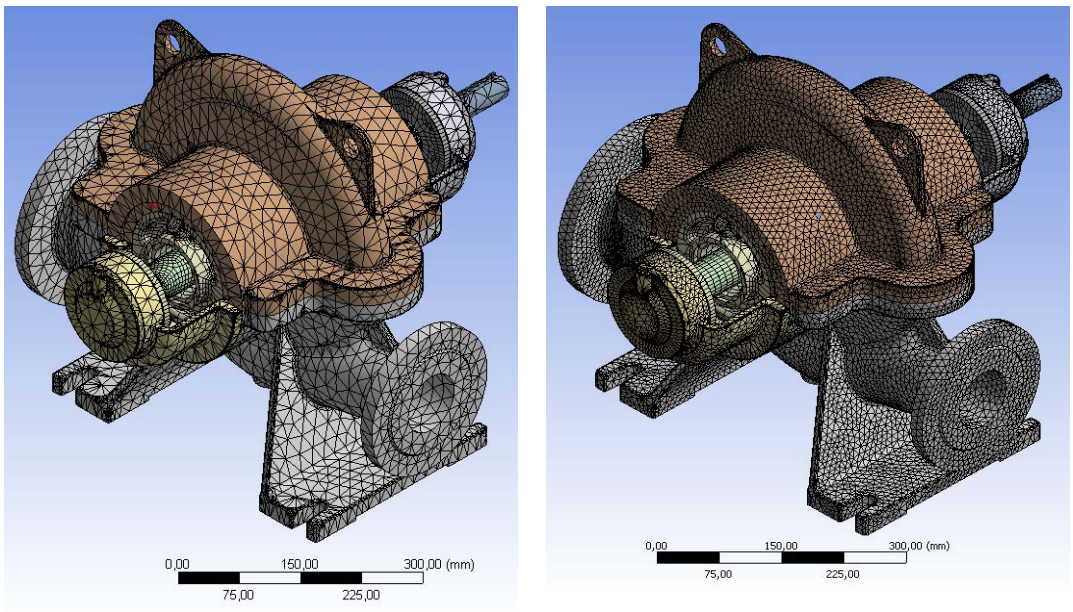
Çizelge 3.2 : Modal analiz için eleman sayısının çözüme etkisi.

Eleman Sayısı ($x10^3$)	Doğal Frekanslar [Hz]			
	F1	F2	F3	F4
280	168	267	271	360
340	166	263	268	353
450	166	262	268	352



Şekil 3.5 : Modal analiz için eleman sayısının çözüme etkisi.

Modal analizde incelenen bu ilk 4 mod şekli sonucu 340.000 eleman kullanılarak analizlere devam etmeye karar verilmiştir.



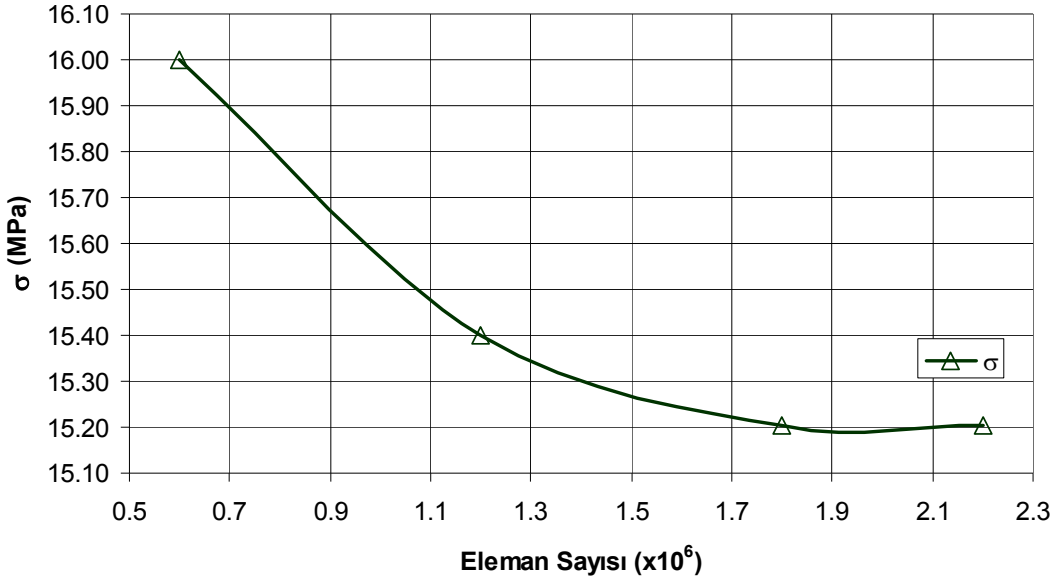
Şekil 3.6 : 280.000 ve 450.000 eleman içeren sayısal ağlar.

İkinci aşamada mukavemet analizleri için benzer bir çalışma yapılmıştır. Bu bağlamda, 4 farklı eleman sayısı için önce kararlı durum (quasi-steady) akış analizi yapılarak buradan gelen basınç bilgisi gövde içerisine aktarılmış ve dil bölgesinde oluşan gerilmenin değişimi incelenmiştir. Gerilme değişimi ile eleman sayısı arasındaki ilişki incelenerek uygun sayısal ağ boyutu belirlenmiştir.

Çizelge 3.3 : Yapısal analizi için eleman sayısının çözüme etkisi.

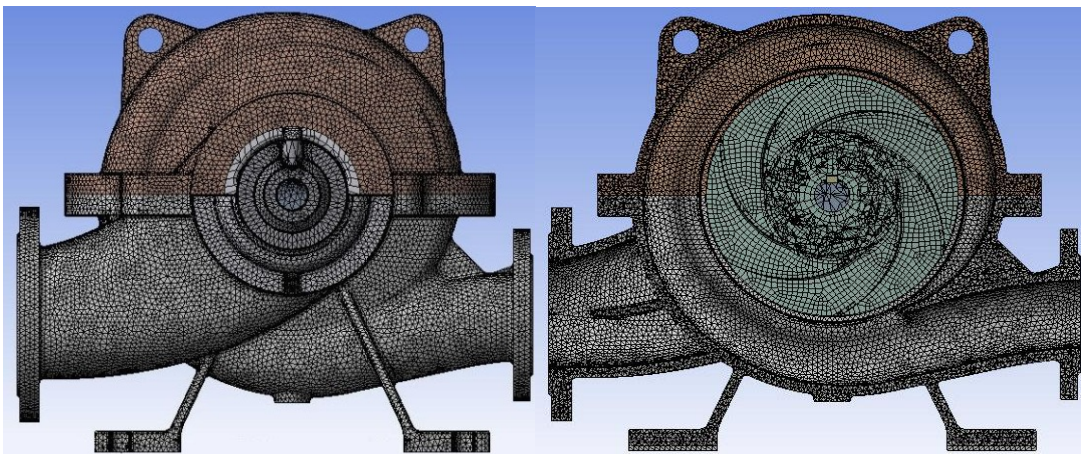
Eleman Sayısı ($x10^6$)	Dil Kesiti Gerilmesi σ (MPa)	Gerilme Değişimi $\Delta\sigma$ (%)
0.6	16.00	-
1.2	15.40	3.75
1.8	15.21	1.27
2.2	15.20	0.02

Yapılan irdeleme sonucunda (Şekil3.7) gerilmedeki değişimin 1.8 millyon elemandan 2.2 milyon eleman çıkıldığında %0.02 değiştiği ve grafik olarak sabitlendiği görülmüş ve 1.8 milyon eleman sayısını kullanarak analizlere devam etmeye karar veilmiştir.

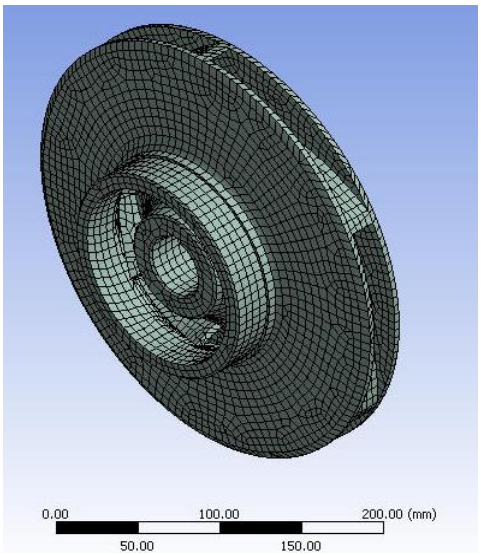


Şekil 3.7 : Dil kesitindeki gerilmenin eleman sayısına bağlı değişimi.

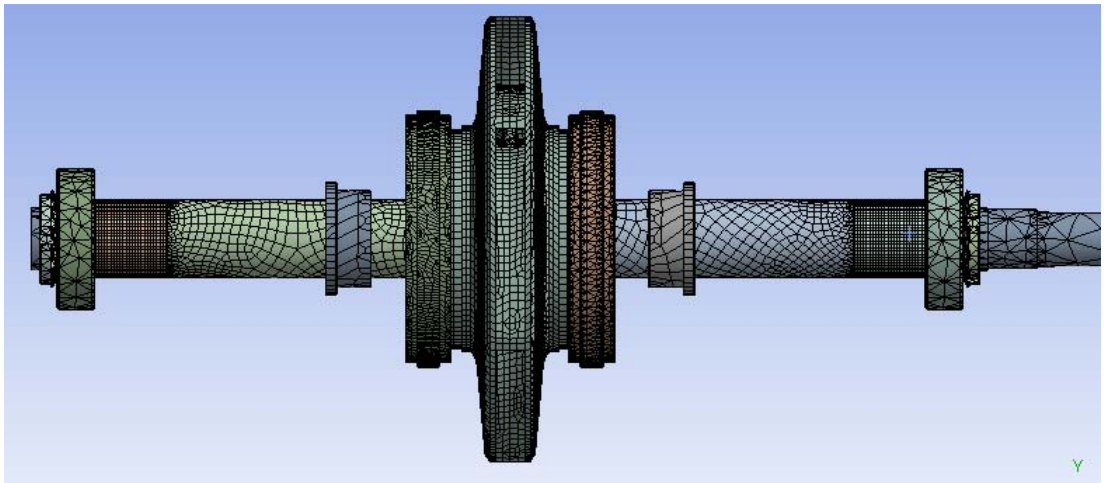
Burada dikkat edilmesi gereken husus, akış analizinde aktarılan bilginin doğru bir şekilde yapısal ağdaki düğüm noktalarına iletilmesidir. Bu yüzden haberleşen yüzeylerdeki eleman şekli ve yoğunluğu aynı mertebede tutulmuştur. Seçilen 1.8 milyon elemanlı sayısal ağ içerisinde akış ağıyla yaklaşık 400.000 eleman haberleşmektedir.



Şekil 3.8 : Pompa yapısal ağının yandan görünüş ve yan kesiti.



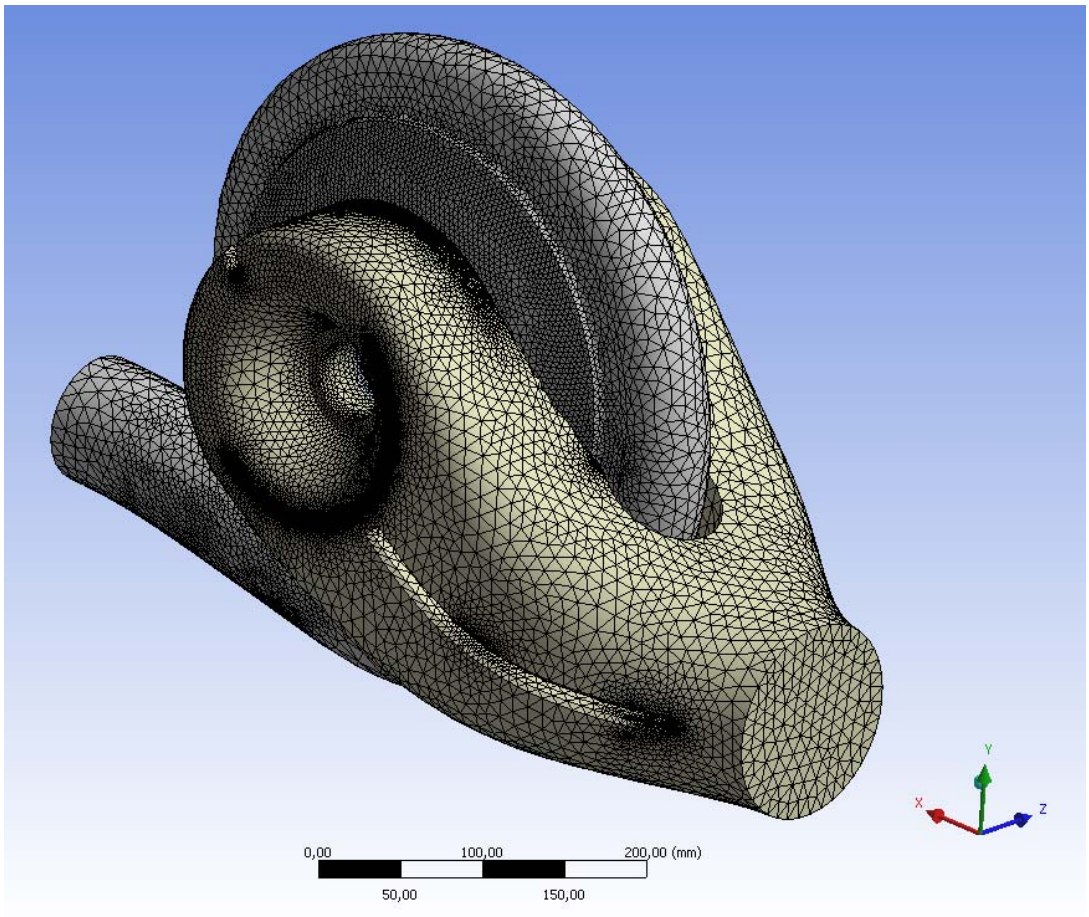
Şekil 3.9 : Pompa çarkının yapısal ağı.



Şekil 3.10 : Pompa rotor grubuna ait sayısal ağ.

3.2.2 Akış sayısal ağı

Akış hacminin ana modelden katı modelin çıkarılması ile elde edildiği belirtilmişti. Akış analizinde yapısal analizden biraz daha farklı olarak, pompa içerisindeki akışın daha dinamik olduğu bölgelerde daha sıkı sayısal ağ kullanılır. Bu bölgeler çark girişi, kanatlar ve gövdede dil bölgesi olarak belirlenebilir. Bu açıdan akış hacmi hem sayısal ağ sıklığı hem de daha sonra çıkan analiz sonuçlarının incelenmesi bakımından alt bölgelere ayrılmıştır. Bu bölgeler arasında genelde uyumlaştırılmış sayısal ağ (conformal mesh) kullanılmış ve böylece düğüm noktaları arasında veri aktarımı uygun bir şekilde sağlanmıştır.



Şekil 3.11 : Pompa akış hacminin sayısal ağı (eleman sayısı $1.8x10^6$).

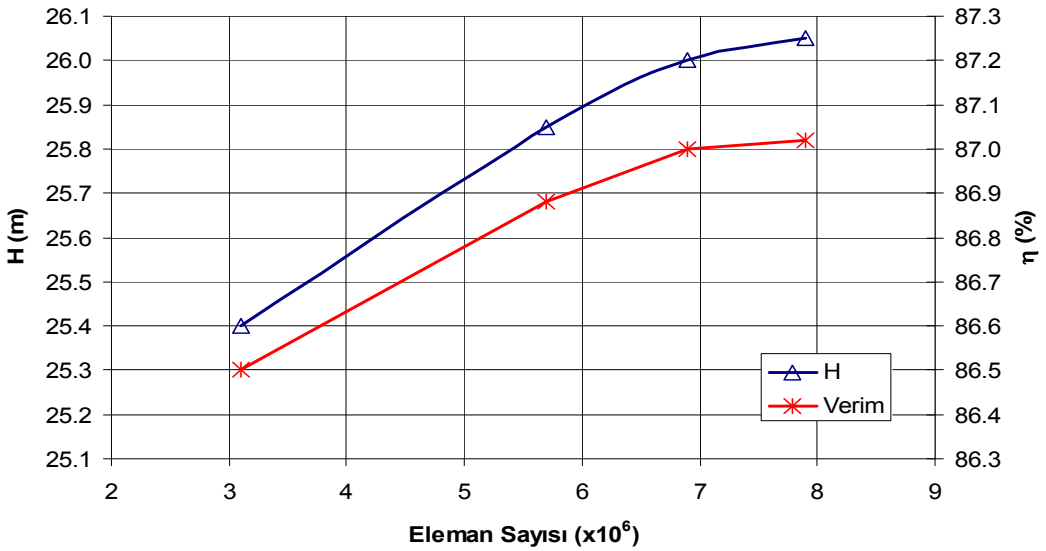
Sayısal ağlardaki optimum eleman sayısını belirlemek ve çözüm doğruluğunu eleman sayısından bağımsız hale getirmek için farklı eleman yoğunluğunda sayısal ağlar oluşturulup bunların çözüm parametrelerindeki etkisi incelenmiştir. 4 farklı eleman sayısı için kararlı durum (quasi-steady) akış analizi yapılarak pompa basma yüksekliği (H) ve veriminin (η) değişimi incelenmiştir.

Çizelge 3.4 : Akış analizi için eleman sayısının çözüme etkisi.

Eleman Sayısı ($x10^6$)	Basma Yüksekliği H(m)	Pompa Verimi η(%)	Değişim ΔH (%)	Değişim Δη (%)
3.1	25.40	86.50	-	-
5.7	25.85	86.88	1.77	0.44
6.9	26.00	87.00	0.58	0.14
7.9	26.05	87.02	0.19	0.02

Yapılan değerlendirme sonucunda, hem basma yüksekliği hem de verim değişiminin %0.2'nin altında olduğu ve karakteristiklerin yakınsadığı 6.9 milyon eleman sayısı kullanılamasına karar verilmiştir.

Belirlenen eleman sayısında pompa gövdesine basınç aktarımı yapacak yaklaşık 500.000 eleman bulunmaktadır. Bu şekilde sayısal ağ yoğunluğu katı-akışkan arayüzünde eşit tutulmaya çalışılmış, yüzeyler arası bilgi aktarımı uygun hale getirilmiştir.



Şekil 3.12 : Basma yüksekliği ve verimin eleman sayısına göre değişimi.

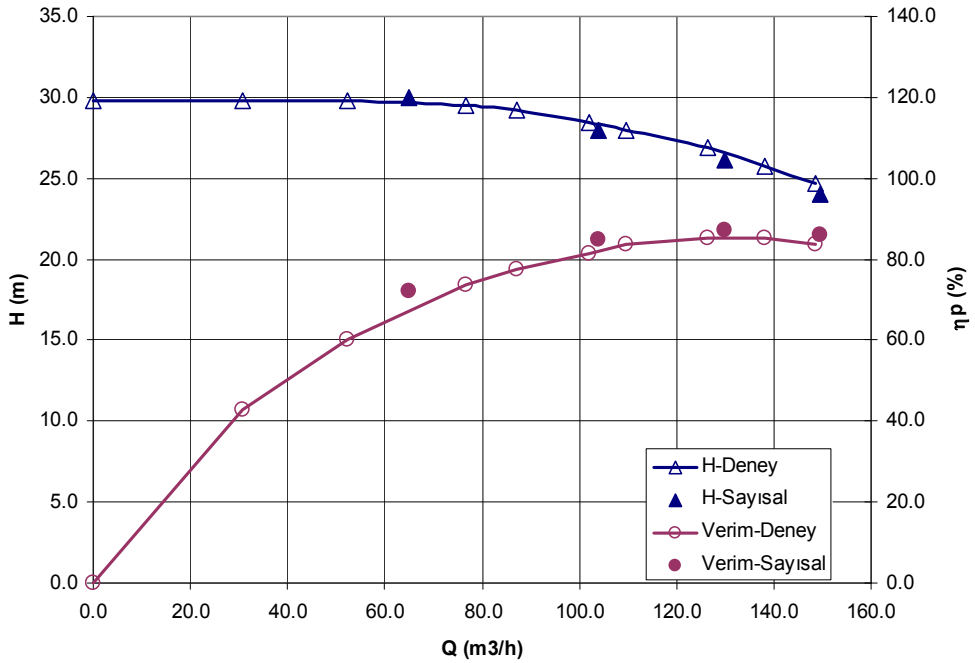
Uygun sayısal ağ belirlendikten sonra, kararlı durum için farklı debi değerlerinde akış analizi yapılarak deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Akış analizi sonucu bulunan değerler özellikle optimum nokta civarında deneysel verilerle örtüşmektedir. Düşük debi değerlerinde sirkülâsyonlar ve geri dönüş akımları sebebiyle sapmalar olmuştur. Bu yüzden Q=%50 Qopt değerine kadar akış analizleri yapılabilmiştir.

Çizelge 3.5 : Debiye bağlı akış analiz sonuçları.

Debi Q (m3/h)	Basma Yüksekliği H (m)	Verim η_p (%)
149.5	24.02	86.04
130	26.1	87.12
104	27.99	85.09
65	30.01	71.79

Çizelge 3.6 : Pompa test verileri.

Debi Q (m3/h)	Basma Yüksekliği H (m)	Verim η_p (%)
148.6	24.7	83.9
138.2	25.8	85.1
126.3	26.9	85.1
109.5	28.0	83.5
101.9	28.5	81.4
87.1	29.2	77.5
76.8	29.5	73.5
52.2	29.8	60.1
30.8	29.8	42.9
0.0	29.8	0.0



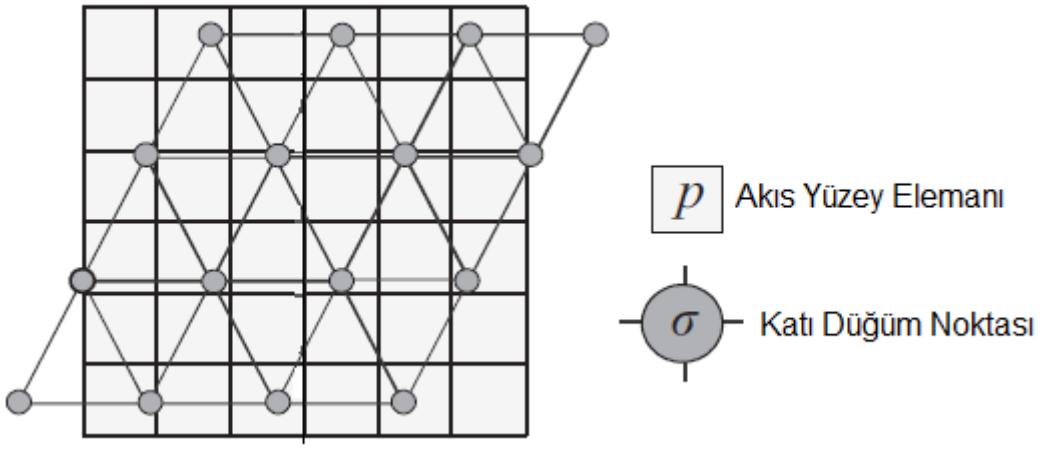
Şekil 3.13 : Deney ve akış analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

3.2.3 Yapı-Akışkan veri aktarımı

Akışkan yüzeylerinden katı yüzeylerine veri aktarımı, basınç bilgisinin gövde üzerine iletilmesi sırasında yapısal ve akışkan düğüm noktalarının haberleştirilmesini gerekli kılmaktadır. Bu bağlamda katı ve akışkan sayısal ağ örgüsü farklı arayüzlerde oluşturulduğu için uyumlaştırılmış sayısal ağ (comformal mesh) kullanmak mümkün olmamıştır. Ancak haberleşen yüzeylere sayısal ağ üretimi yapılırken verilen kısıt şartlar, sayısal ağ yapılarının her iki yüzeyde de benzer şekilde oluşturulmasını sağlamıştır. Her ne kadar benzer yüzeyler oluşturulmuş olsa da, alınan verinin

yüzeylere aktarımı çok uzun süre almaktadır. Bu süre kullanılan donanım alt yapısında 4 ila 5 saat arasında sürmektedir.

Yüzeyler arasındaki veri aktarımı sırasında, akış düğüm noktalarındaki bilgiler komşu katı yüzeydeki düğüm noktalarına doğrusal interpolasyon kullanılarak dağıtılmıştır. Bu algoritma kullanılan yazılım içerinde mevcuttur.



Şekil 3.14 : Katı ve akış elemanlarının haberleştirilmesi [33].

4. TEORİK ALTYAPI VE HESAPLAMALI YÖNTEMLER

Bu bölümde yapılan sayısal analizlerin dayandığı temel fiziksel ve matematiksel ifadeler üzerine değinilecektir. Ortaya konulan zamana bağlı akış çözümleri ve buradan yapısal modele aktarılan basınç bilgisi ile yapılan gerilme-şekil değiştirme analizleri ve doğal frekansların ve mod şekillerinin tayininde kullanılan modal analizler ikinci mertebe kısmı diferansiyel denklemlerin uzaysal ve zaman boyutlarında ayrıklaştırılması ile çözümlenmiştir. Problemin bu farklı ayakları nedeniyle, her analiz kendine has sayısal model ve çözüm yöntemlerini içermektedir.

Bu açıdan akış analizlerinde çözüm ağı sonlu hacimler yöntemi, yapısal ve modal analizlerde ise sonlu elemanlar yöntemi ayrıklaştırılmıştır. Daha sonra ayrıklaştırılmış elemanlar üzerinde ilgili denklemler uygulanarak, genel doğrusal denklem sistemi oluşturulmuştur. Bu denklem sistemi belirlenen sayısal yöntemle çözülerek sonuçlar elde edilmiştir.

4.1 Sayısal Yöntemler

Sayısal yöntemlerin en temel amacı analitik çözümlerin bulunmasının zor veya mümkün olmadığı matematiksel problemler için çözüm yöntemleri sunmaktır. Bu problemler cebirsel denklemler, adi veya kısmi diferansiyel denklemler, integral denklemleri veya bunların bileşik bir kümesi olabilir.

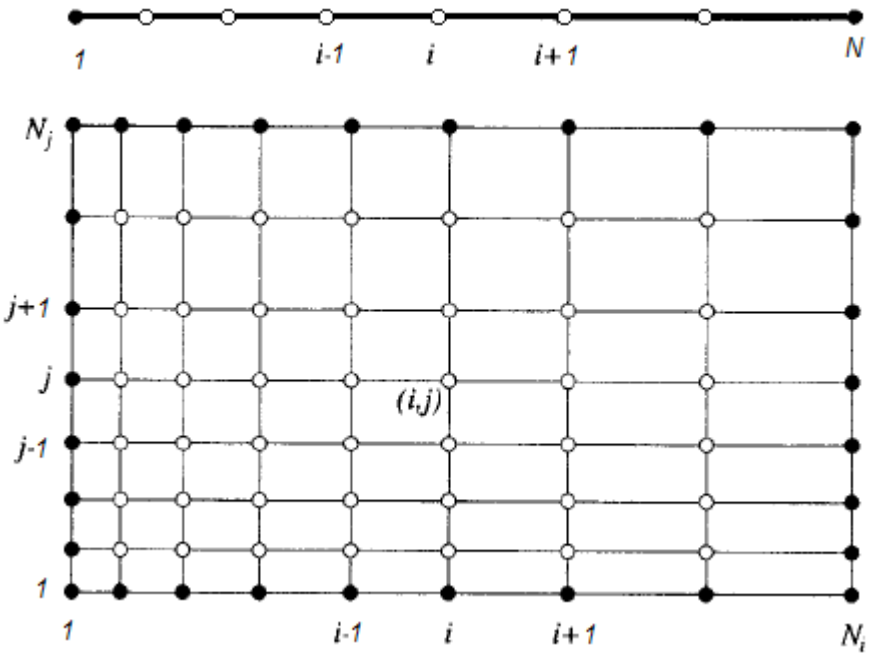
Genel olarak sayısal analiz sonuçlarının tam (exact) çözüm olması beklenmez, ancak tam çözüme belirli bir tolerasta yaklaşım yapacağı hedeflenir [34]. Bu nedenle yapılan çözümün doğruluk derecesi ve hata mertebesi irdelenmelidir.

Tabi diğer bir açıdan, çözüm doğruluğunun yüksek olması istenilen bir parametre olmakla beraber çok hassas uzaysal ve zaman ayrıklaştırması gerektirebilir. Bu açıdan çözüm sürelerinin ve oluşan çözüm verisinin boyutu da dikkate alınmalıdır. Bu bağlamda yüksek doğruluk bazen esas amaç olmayabilir [35]. Örneğin akşam haberlerinde sunulacak günlük hava tahmini için aynı gün öğlen başlanan bir analiz iki gün sürecek olursa, kazancımız elimizde düne ait hassas bir hava tahmini olmasıdır.

Aşağıda yapılan analizlerde kullanılan bazı sayısal yöntemler ve bunların uygulama şekli verilmiştir. Yöntemlerin çıkış noktaları gösterilmiş, ancak detaylı anlatımlar ilgili referanslara bırakılmıştır [34, 36, 37].

4.1.1 Sonlu Farklar

Sayısal çözümün elde edilmesi için ilk önce geometrik tanım alanının ayrıklaştırılması gereklidir. Sonlu farklar yöntemi korunum denklemlerinin diferansiyel formu ile ilgilenir. Sonlu farklar yönteminde oluşturulan sayısal ağ, yersel olarak düzenli (structured) bir şekildedir. Her bir düğüm noktasının eksenleri sayısal ağın genel koordinat sistemiyle çakışır. Bu yüzden sayısal ağ çizgileri bir birlerini sadece bir düğüm noktasında keserler.



Şekil 4.1 : Örnek 1 boyutlu ve 2 boyutlu sonlu farklar sayısal ağ [36].

Burada $\phi(x)$ türevlenebilen sürekli bir fonksiyon olsun. Eğer bu fonksiyonu x_i etrafında Taylor serisi açılımı ile yazılırsa;

$$\phi(x) = \phi(x_i) + (x - x_i)\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i + \frac{(x - x_i)^2}{2!}\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_i + \cdots + \frac{(x - x_i)^n}{n!}\left(\frac{\partial^n \phi}{\partial x^n}\right)_i + YMT \qquad \textbf{(4.1)}$$

(YMT: Yüksek Mertebe Terimler)

Burada x yerine x_{i+1} veya x_{i-1} yazılırsa, komşu noktalardaki değerlerin x_i noktasındaki fonksiyonun değeri ve bunun türevleri cinsinden ifade edilebilceği görülür. x_{i+1} kullanılarak;

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i = \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{x_{i+1} - x_i} - \frac{x_{i+1} - x_i}{2}\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_i - \frac{(x_{i+1} - x_i)^2}{6}\left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3}\right)_i + YMT \tag{4.2}$$

x_{i-1} kullanılarak;

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i = \frac{\phi_i - \phi_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} - \frac{x_i - x_{i-1}}{2}\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_i - \frac{(x_i - x_{i-1})^2}{6}\left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3}\right)_i + YMT \tag{4.3}$$

Benzer şekilde x_{i+1} ve x_{i-1} kullanılarak;

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i &= \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} - \frac{(x_{i+1} - x_i)^2 - (x_i - x_{i-1})^2}{2(x_{i+1} - x_{i-1})}\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}\right)_i \\ &- \frac{(x_{i+1} - x_i)^3 + (x_i - x_{i-1})^3}{6(x_{i+1} - x_{i-1})}\left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3}\right)_i + YMT\end{aligned} \tag{4.4}$$

yazılabilir. Burada ardışık iki nokta arası mesafe çok küçük seçilirse, yüksek mertebeli terimlerde çok küçülecektir. Eğer birinci derece bir yaklaşım yaparak, ilk terimden sonraki terimleri ihmal edersek denklemlerimiz şu hali alır;

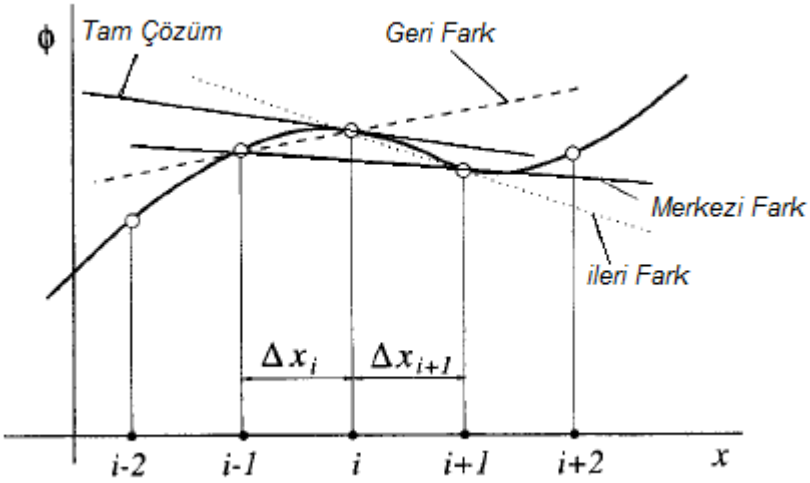
$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i \approx \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{x_{i+1} - x_i} \text{ (ileri fark)} \tag{4.5}$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i \approx \frac{\phi_i - \phi_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \text{ (geri fark)} \tag{4.6}$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i = \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \text{ (merkezi fark)} \tag{4.7}$$

Yaptığımız yaklaşım ileri ve geri fark tanımları için sayısal ağ adımı $\Delta x = (x_{i+1} - x_i) = (x_i - x_{i-1})$ ile doğrusal mertebede bir hata içermektedir. Ancak merkezi fark ifadesi için hata Δx^2 mertebesine düşmektedir. Bu nedenle çözümün doğruluğu seçilen sayısal ağ adımına ve ayrıklaştırma yöntemine göre değişmektedir.

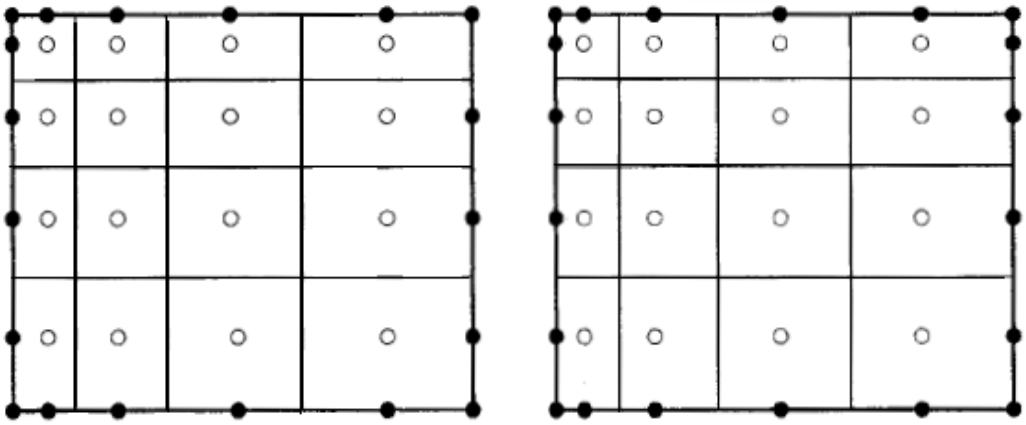
Doğruluğu artırmak için düğüm noktasının ikincil komşulukları da kullanılarak bir çok terimli yaklaşımı (polynomial approximation) da yapılabilir.



Şekil 4.2 : Sonlu farklar ile hesap edilen türevler [36].

4.1.2 Sonlu Hacimler

Sonlu hacimler yöntemi korunum denklemlerinin integral formu ile ilgilenir. Çözüm alanı sonlu sayıda kontrol hacimleri ile ayrıklaştırılır ve korunum denklemleri her bir hacme uygulanır. Hesap edilen değerler kontrol hacminin ortasında bulunan düğüm noktasına aittir. Bu açıdan, sonlu farklar'da hesaplanan değerler sınır düğüm noktalarına ait iken, sonlu hacimlerde merkezdeki düğüm noktası için hesaplanır. Yüzey ve hacim integralleri uygun dördül (quadrature) formülleri kullanılarak yaklaştırımlanırlar. Sonuç olarak her bir kontrol hacmi için komşu düğüm noktalarındaki değerleri de içeren cebirsel denklemler elde edilir.



Şekil 4.3 : Sonlu hacimler yöntemi ile yapılan iki farklı ayrıklaştırma [36].

Düğüm noktalarının belirlenmesinde farklı yöntemler kullanılabilir. Genelde önce uygun sayısal ağ oluşturularak kontrol hacimlerinin merkezine düğüm noktaları yerleştirilir. Diğer bir yaklaşım ise önce düğüm noktalarının yerleri belirlenip, sayısal ağ düğüm noktalarına eşit uzaklıkta olacak şekilde yerleştirilmesine dayanır. Birinci yöntem düğüm noktaları merkezde olduğu için ikinci yönteme göre kontrol hacmi açısından daha yüksek doğrulukta sonuç verir. Diğer yandan, ikinci yöntemde kontrol hacminin yan yüzlerinde merkezi sonlu farklar ile hesaplanan diferansiyeller yüzeyler iki düğüm noktasının ortasında olması sebebiyle daha yüksek doğruluktadır. Ele alınan problemin tipine bağlı olarak daha farklı ayrıklaştırma şemaları kullanılabilmektedir.

Şimdi yöntemimizin uygulamasına geçelim: ϕ herhangi bir yeğin(intensive) korunum özeliği (kütle korunumu, momentum korunumu, vb.) olmak şartıyla, bağlı yayın (extensive) özelik şu şekilde ifade edilebilir;

$$\Phi = \int_{\Omega_{KK}} \rho\phi d\Omega \tag{4.8}$$

Ω_{KK} : kontrol kütlesinin hacmi

Burada Reynold Transport Teoremi kullanılarak korunum denklemi kontrol hacmi için şöyle yazılabilir;

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega_{KK}} \rho\phi d\Omega = \frac{d}{dt}\int_{\Omega_{KH}} \rho\phi d\Omega + \int_{S_{KH}} \rho\phi v \cdot n \, dS \tag{4.9}$$

Kütle korunumu için $\phi = 1$ alınarak denklem yeniden yazılırsa;

$$\frac{\delta}{\delta t}\int_{\Omega} \rho\phi d\Omega + \int_{S} \rho v \cdot n \, dS = 0 \tag{4.10}$$

Yine benzer şekilde momentum korunumu için $\phi = v$ alınarak denklem yeniden yazılırsa;

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega} \rho v \, d\Omega + \int_{S} \rho v v \cdot n \, dS = \sum f \tag{4.11}$$

Denklemin sağ tarafı yüzey kuvvetleri (basınç, normal ve kayma gerilmeleri, yüzey gerilmesi) ve kütle kuvvetlerini (yer çekimi, santrifüj ve Coriolis kuvvetleri, elektromanyetik kuvvetler, vb.) ifade etmektedir.

4.1.3 Sonlu Elemanlar

Sonlu elemanlar yöntemi sonlu hacimler yöntemine çok benzemektedir. Çözüm alanı sonlu sayıda elemana genelde düzensiz (unstructured) bir şekilde ayrıklaştırılır. Bu yöntemi diğerlerinden ayıran özellik, denklemler integre edilmeden önce ağırlık fonksiyonları ile çarpılmasıdır [36].

Bu yöntem kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde iki farklı yaklaşımla probleme çözüm getirmektedir [38].

Bu yaklaşımlardan birincisi Varyasyonel (Ritz) yöntemdir. Varyasyonel yaklaşımda, diferansiyel denklem bir dönüşüm kullanılarak tanım bölgesinde geçerli "fonksiyonel" ifadeye indirgenir. Aslında bu dönüşüm, ifadeyi enerjinin minimize edilmesi problemine dönüştürür. Mekanikte kullandığımız virtüel işler presibi aynı temele dayanmaktadır. Problemin çözümü için fonksiyonel ifade minimize edilir, sonuç elde edilir.

İkinci yaklaşım, Ağırlıklı Kalanlar (Galerkin) yöntemidir. Bu yöntem hem bilgisayarda programlamanın kolay olması hem de fonksiyonellerin türetilmesini gerekli kılmaması sebebiyle tercih edilmektedir.

Burada diferansiyel denklem sınır noktalarda denklemi sağlayan yaklaştırım fonksiyonları (şekil fonksiyonları) ile ifade edilir. L bir diferansiyel operator, x bağımsız değişken ve f(x) bir fonsiyon olmak üzere aşağıdaki ifade yazılırsa;

$$L[u(x)] = f(x) \qquad (a \le x \le b) \tag{4.12}$$

Sınır koşullar $u(a) = u_a$ ve $u(b) = u_b$ şeklinde verilen bir diferansiyel denklemin yaklaşık çözümü;

$$\tilde{u}(x) = \phi_0(x) + \sum_{1}^{n} a_i \phi_i(x) \tag{4.13}$$

olarak verilebilir. Bu ifade diferansiyel denklemde yerine konularak;

$$L[\tilde{u}(x)] - f(x) = R \tag{4.14}$$

elde edilir. Denklemin sağ tarafı "R" kalan (hata) terimini ifade etmektedir. Kalan terimi ağırlık fonksiyonları ile çarpılıp ve tanım bölgesinde integre edilirse;

$$\int w_i R \, dv = 0 \tag{4.15}$$

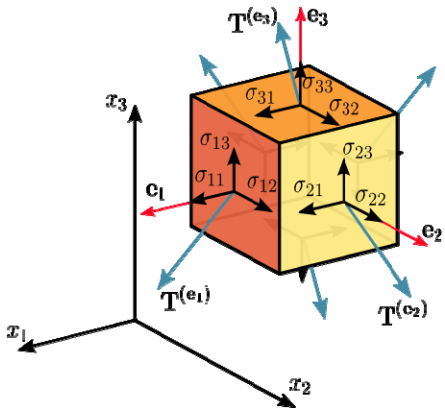
bulunur. Yöntem ağırlık fonksiyonları ile çarpılan kalan teriminin integralini sıfır yapan yaklaşık $\tilde{u}$ çözümünü aramaktadır.

Ağırlık fonksiyonlarının seçimine bağlı olarak yöntemler isimlerndirilmektedir[39]. Eğer ağırlık fonksiyonları interpolasyon fonsiyonları ile aynı seçilirse Galerkin yöntemi, Dirac Delta fonksiyonu seçilirse Yerine Koyma (Collocation) yöntemi, $\int R^2 \, dx$ minimize ediliyorsa En Küçük Kareler yöntemi olarak isimlendirilir.

4.2 Mekanik Modeller

4.2.1 Mukavemet problemlerinin modellenmesi

Mukavemet problemlerinin incelenmesinde gerilme ve şekil değiştirme bağıntıları ele alınmaktadır. Problemde verilen sınır koşullar dikkate alınarak çözüm için gerekli adımlar belirlenmektedir.



Şekil 4.4 : Üç boyutlu gerilme-şekil değiştirme hali

Statik analizde gerekli elastostatiğin alan denklemlerini üç boyutlu bir hacim üzerinde uygulayalım. Burada kullanacağımız denklemler[40];

Denge denklemleri:

$$\sigma_{ij,j} + f_i = 0 \tag{4.16}$$

Şekil değiştirme-yer değiştirme bağıntıları:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(u_{i,j} + u_{j,i}\right) \tag{4.17}$$

Uygunluk koşulları:

$$\varepsilon_{ij,kl} + \varepsilon_{kl,ij} - \varepsilon_{ik,jl} - \varepsilon_{jl,ik} = 0 \tag{4.18}$$

Bünye denklemleri:

$$\sigma_{ij} = \lambda\varepsilon_{kk}\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} \tag{4.19}$$

veya

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{E}\left[(1+\gamma)\sigma_{ij} - \gamma\sigma_{kk}\delta_{ij}\right] \tag{4.20}$$

şeklindedir. Burada

σ_{ij}	gerilme tansörü	i, j, k	Bağımsız koordinatlar
ε_{ij}	şekil değiştirme tansörü	λ , μ	Lame sabitleri
u_i	yer değiştirme tansörü	γ	Poisson Oranı
f_i	kütle kuvvet vektörü	E	Elastisite Modülü

olarak verilmektedir.

Problem tipine göre bazı denklemler basitleştirilerek kullanılmaktadır. Gerilme problemi durumunda (sınır koşullar gerilme cinsinden);

$$\sigma_{ij,kk} + \frac{1}{1+\gamma}\sigma_{kk,ij} = -\frac{\gamma}{1-\gamma}f_{k,k}\delta_{ij} - (f_{i,j} + f_{j,i}) \text{ (Beltrami-Michell Denklemi)} \tag{4.21}$$

Eğer kütle kuvvetleri ihmal edilirse ($\vec{f} = 0$);

$$\sigma_{ij,kk} + \frac{1}{1+\gamma}\sigma_{kk,ij} = 0 \qquad \textbf{(4.22)}$$

halini alır. Bu denklem çözüm sırasında (4.16) denge denklemleri ile birlikte çözülmelidir.

Yer değiştirme problemi durumunda (sınır koşullar yer değiştirmeler cinsinden);

$$\sigma_{ij} = \lambda u_{k,k}\delta_{ij} + \mu(u_{i,j} + u_{j,i}) \qquad \textbf{(4.23)}$$

$$\lambda u_{k,kj}\delta_{ij} + \mu(u_{i,jj} + u_{j,ij}) + f_i = 0 \qquad \textbf{(4.24)}$$

Düzenlenirse;

$$\mu\, u_{i,kk} + (\lambda + \mu)u_{k,ki} + f_i = 0 \quad \text{(Navier Denklemi)} \qquad \textbf{(4.25)}$$

Vektörel halde yazılırsa;

$$\mu\nabla^2 u + (\lambda + \mu)\nabla(\nabla u) + f = 0 \qquad \textbf{(4.26)}$$

4.2.2 Titreşim problemlerinin modellenmesi

Titreşim problemlerinin modellenmesi iki farklı yaklaşım mevcuttur. Birinci yaklaşım, sistemin sürekli ortam olarak modellenerek analitik olarak çözümlerin bulunmasını kapsamaktadır. İkinci yaklaşımda sistem ayrık olarak modellenir ve bu ayrık alt birimlerin toplamı genel sistem karakteristiğini ortaya koyar. Bu tip bir yaklaşım sayısal çözümlerin üretilmesine daha uygundur.

Modal analizle sisteme ait doğal frekanslar ve bunların mod şekillerinin bulunması hedeflenmektedir. Bu amaçla belirlenen bir üst frekans limitine kadar olan doğal frekanslar, bir özdeğer problemi üzerinden hesap edilir.

Bir sistemin hareket denklemi kullanılarak, titreşim karakteri aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir[20];

$$\rho\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} + c\frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} - b_i = 0 \qquad \textbf{(4.27)}$$

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl}\varepsilon_{kl} \tag{4.28}$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{4.29}$$

Sınır koşullarımız;

$u_i = \overline{u}_i$ yer değiştirme sınır koşulu (mesnetleme noktaları)

$\sum_j \sigma_{ij} n_j = p \cdot n_i$ kuvvet sınır koşulu (öngerilme ve kuvvetler)

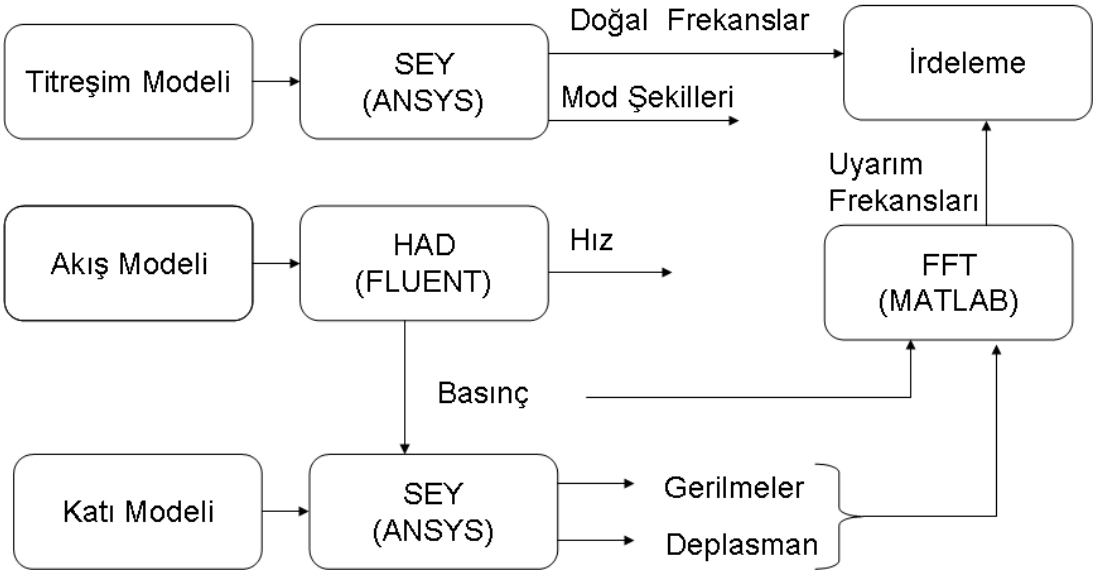
(4.27)-(4.29) denklemleri düzenlenerek matris formatında yazılırsa;

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]u = b \tag{4.30}$$

Burada *u* yer değiştirme vektörü, [M] kütle matrisi, [C] sönüm matrisi, [K] katılık matrisi ve *b* kütle kuvvetlerini ifade etmektedir.

5. ANALİZLER

Analizlerde belirlenen farklı sınır koşullar ile elde edilen sonuçların gösterimi ve irdelenmesi bu bölümde yapılacaktır. Analizler, veri aktarımı ve sonuçların irdelenmesine ait akış diyagramı aşağıda verilmiştir.



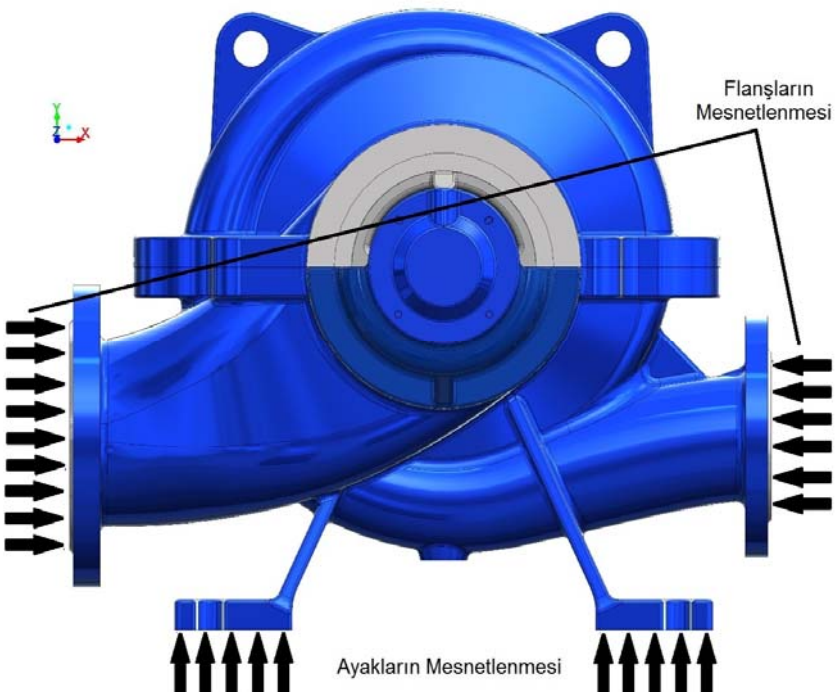
Şekil 5.1 : Analiz akış diyagramı.

5.1 Modal Analiz

Modal analizde 3 farklı mesnetleme sınır koşulu için sonuçlar verilecektir. Bu sınır koşullar aşağıda verilmiştir.

- Pompa sadece ayaklardan rijit mesnetli
- Pompa ayaklardan rijit, flanşlardan elastik mesnetli
- Pompa ayak ve flanşlardan rijit mesnetli

Uluslar arası standartlar [9] pompa titreşim karakteristiklerinin 1000Hz'e kadar olan bölgenin taranmasının yeterli olduğu belirtilmiştir. Ayrıca pompa dönüş frekansı f=25Hz ve kanat geçiş frekansı 25x6=150Hz olduğundan, 1000Hz içerisinde kalan doğal frekansların ve mod şekillerinin belirlenmesi yeterli olacaktır.



Şekil 5.2 : Modal analiz mesnetleme noktaları.

5.1.1 Ayaklardan Rijit Mesnetleme durumu

Bu mesnetleme durumunda 1000Hz'e kadar 8 Mod şekli bulunmuştur. Bulunan frekanslar ve mod şeklilleri aşağıda verilmektedir.

Çizelge 5.1 : 1. mesnetleme hali için doğal frekanslar.

Doğal Frekans [Hz]	Mod Şekli
166	Z ekseninde eğilme
263	X ekseninde eğilme
268	Y ekseninde burulma
353	Bileşik eğilme
618	Bileşik eğilme
715	Bileşik burulma
867	Bileşik burulma
879	Bileşik eğilme+burulma

5.1.2 Ayaklardan rijit, flanşlardan elastik (30N/mm^3) mesnetli durumu

Bu mesnetleme durumunda pompa ayaklardan rijit bağlanmış, flanşlardan ise 3 eksende 30N/mm^3 esnek bağlantı sınır şartı verilmiştir. 1000Hz'e kadar 8 Mod şekli bulunmuştur.

Çizelge 5.2 : 2. mesnetleme hali için doğal frekanslar.

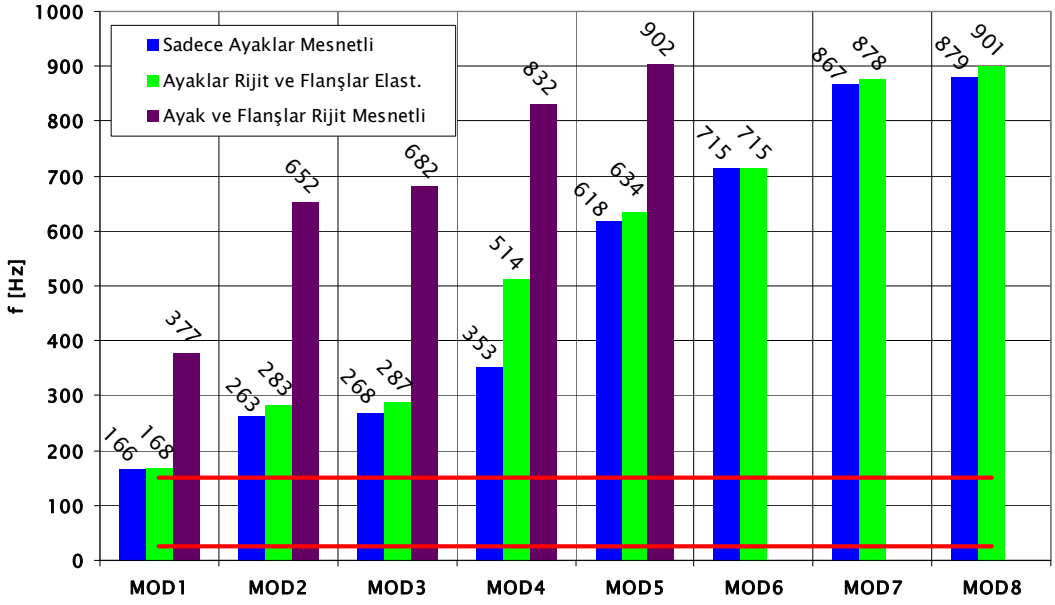
Doğal Frekans [Hz]	Mod Şekli
168	Z ekseninde eğilme
283	X ekseninde eğilme
287	Y ekseninde burulma
514	Bileşik eğilme
634	Bileşik eğilme
715	Bileşik burulma
878	Bileşik burulma
901	Bileşik eğilme+burulma

5.1.3 Ayak ve flanşlardan rijit mesnetli

Bu mesnetleme durumunda 1000Hz'e kadar 5 Mod şekli bulunmuştur. Bu mesnetleme durumunda bazı mod şekillerinin ortadan kalktığı görülmüştür. Kendini koruyan ancak frekansı değişen mod şeklilleri ve 1. mesnetleme durumuna göre eşlenik frekansları aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.3 : 3. mesnetleme hali için doğal frekanslar.

Doğal Frekans [Hz]	Mod Şekli	Eşlenik Frekans [Hz]
377	Z ekseninde eğilme	166
652	Y ekseninde burulma	263
682	Bileşik eğilme	353
832	Bileşik eğilme	618
902	Bileşik eğilme	867

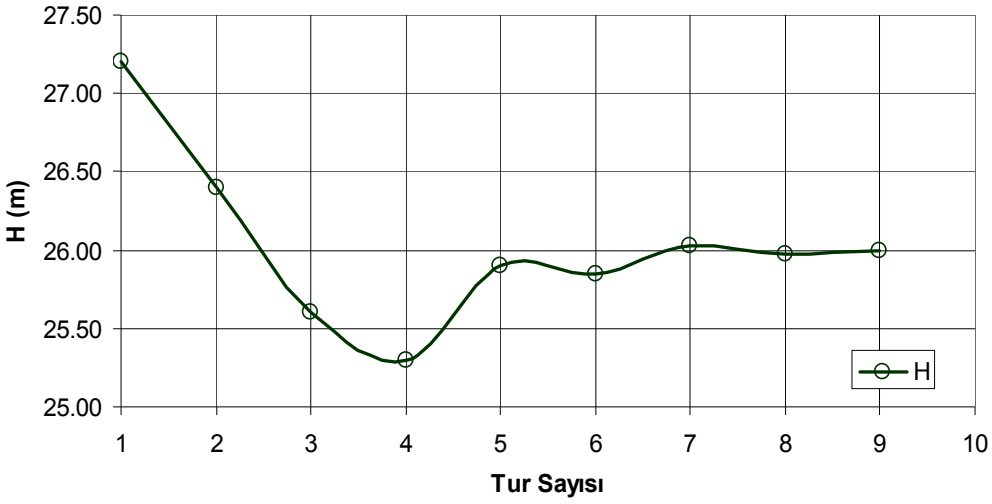


Şekil 5.3 : Mesnetlemeye göre doğal frekans ve mod şekilleri.

5.2 Akış Analizi

Akış analizleri sonucunda elde edilen çok fazla bilgi olduğu için araştırma için önemli olan bölge ve noktalardaki veriler irdelenecektir. Basınç çalkantılarının gösterimi için normalize edilmiş değerler üzerinden yapılacaktır.

Analizler zamana bağlı durumda akışın rejime girmesi için çarkın 9 tur döndürülmesinden sonra irdelenmiştir. Yakınsama kriteri olarak toplam yük referans alınmıştır.



Şekil 5.4 : Zamana bağlı çözümlerin kararlı duruma gelmesi.

5.2.1 Basınç Çalkantılarının Gösterimi

Basınç çalkantılarının gösterimi için değerler normalize edilecektir. Gösterim için Gülich ve Bolleter [15] 'de verilen yöntem kullanılacaktır. Burada c_p çalkantı katsayısı;

$$c_p = \frac{\tilde{p}}{\left[\frac{1}{2}\rho U_2^2\right]} \tag{5.1}$$

$$\tilde{p} = p - \overline{p} \tag{5.2}$$

p ölçülen basınç [Pa] $\overline{p}$ ortalama basınç (zamana göre) [Pa]

$\tilde{p}$ çalkantı basıncı [Pa] U_2 çark çevresel hızı [m/s] ρ yoğunluk [kg/m^3]

olarak verilmektedir. Burada yapılan ölçeklendirme, bütün frekans aralığındaki değişimin pompanın enerji yoğunluğuna oranı olarak düşünülebilir.

5.2.2 Ölçüm Noktaları

Pompa içerisinde oluşan basınç ve hız alanlarının aynı anda görüntülenmesi ve değerlerin ölçülmesi mümkün olmadığı için kritik bölgelerde ölçüm alanları oluşturulmuştur. Daha önce yapılan araştırmalarda özellikle çark-dil etkileşimi ön plana çıktığı için bu bölge özel olarak incelenmiştir. Çark ile dil arasında bölgede toplam 9 adet ölçüm noktası oluşturulmuştur. Dil üzerindeki gösterim için;

$$r^* = r / r_2 \tag{5.3}$$

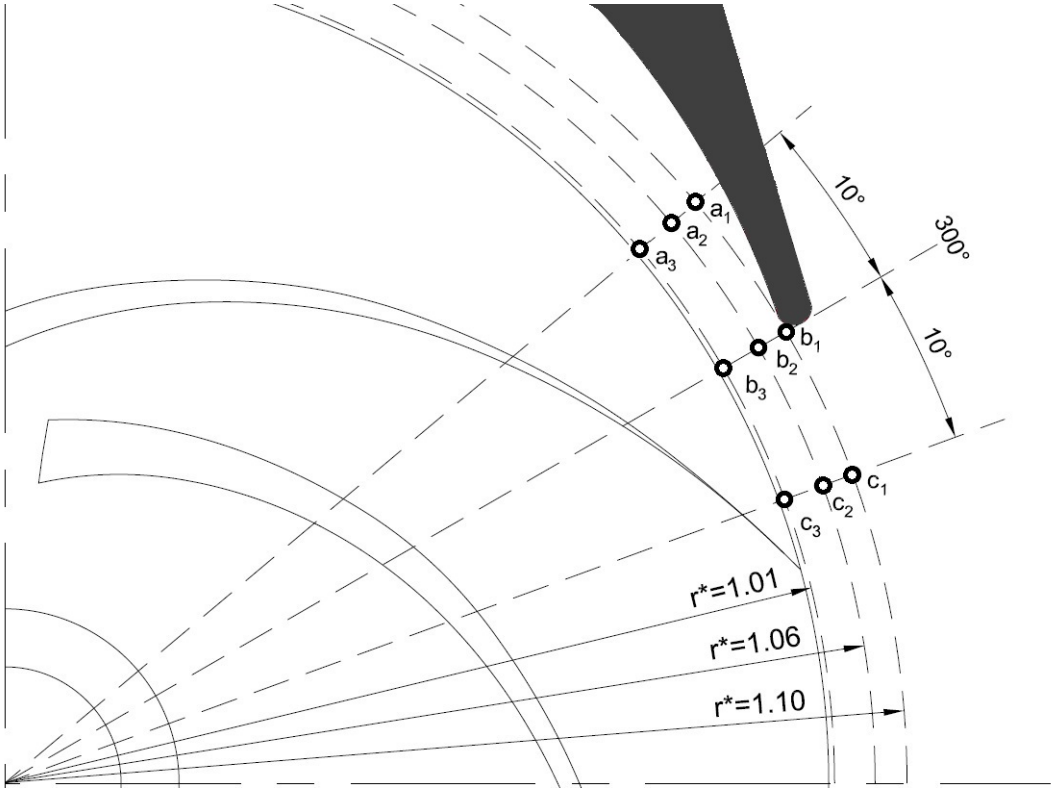
$$t^* = t / T = t / (60/n) = (t.n)/60 \tag{5.4}$$

(r: ölçüm noktası yarı çapı, r_2:çark yarı çapı, T: peryot, n: devir sayısı)

ifadesi kullanılacaktır. Bu ölçüm noktalarının konumları aşağıda verilmektedir;

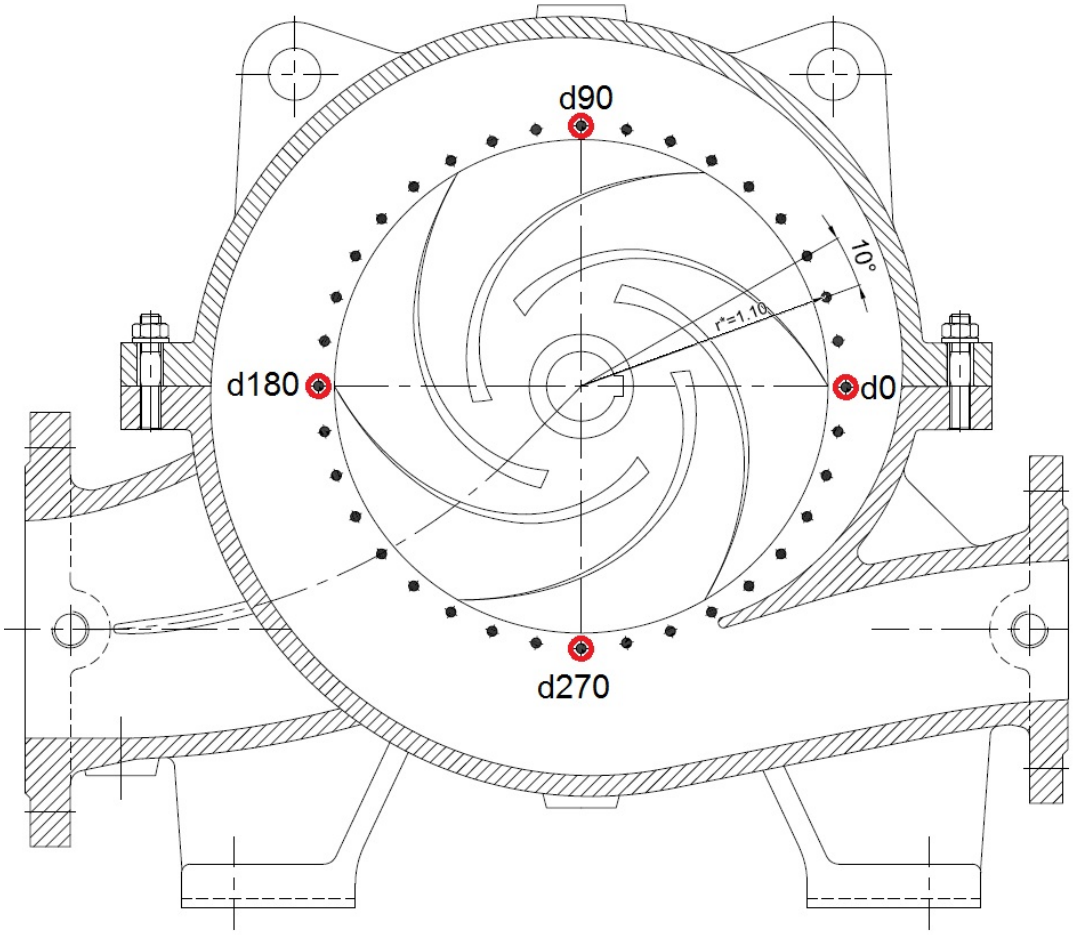
Çizelge 5.4 : Çark-dil arasındaki 9 ölçüm noktası kordinatları

Nokta	Açı [°]	Yarıçap r*	Nokta	Açı [°]	Yarıçap r*	Nokta	Açı [°]	Yarıçap r*
a1	310	1.10	b1	300	1.10	c1	290	1.10
a2	310	1.06	b2	300	1.06	c2	290	1.06
a3	310	1.01	b3	300	1.01	c3	290	1.01



Şekil 5.5 : Çark-dil arasındaki 9 ölçüm noktası.

Diğer ölçüm noktaları olarak çarkın etrafındaki 0°-360° aralığında, 10° 'lik aralıklarla 36 nokta oluşturulmuştur. Bunlardan 0°- 90°- 180°- 270° açılarda r*=1.1 yarıçap üzerinde 4 nokta özel olarak seçilmiş ve zamana bağımlı değişimler izlenmiştir. Son olarak pompa giriş ve çıkışında statik ve toplam basınçlar zamana bağlı olarak ölçülmüştür.

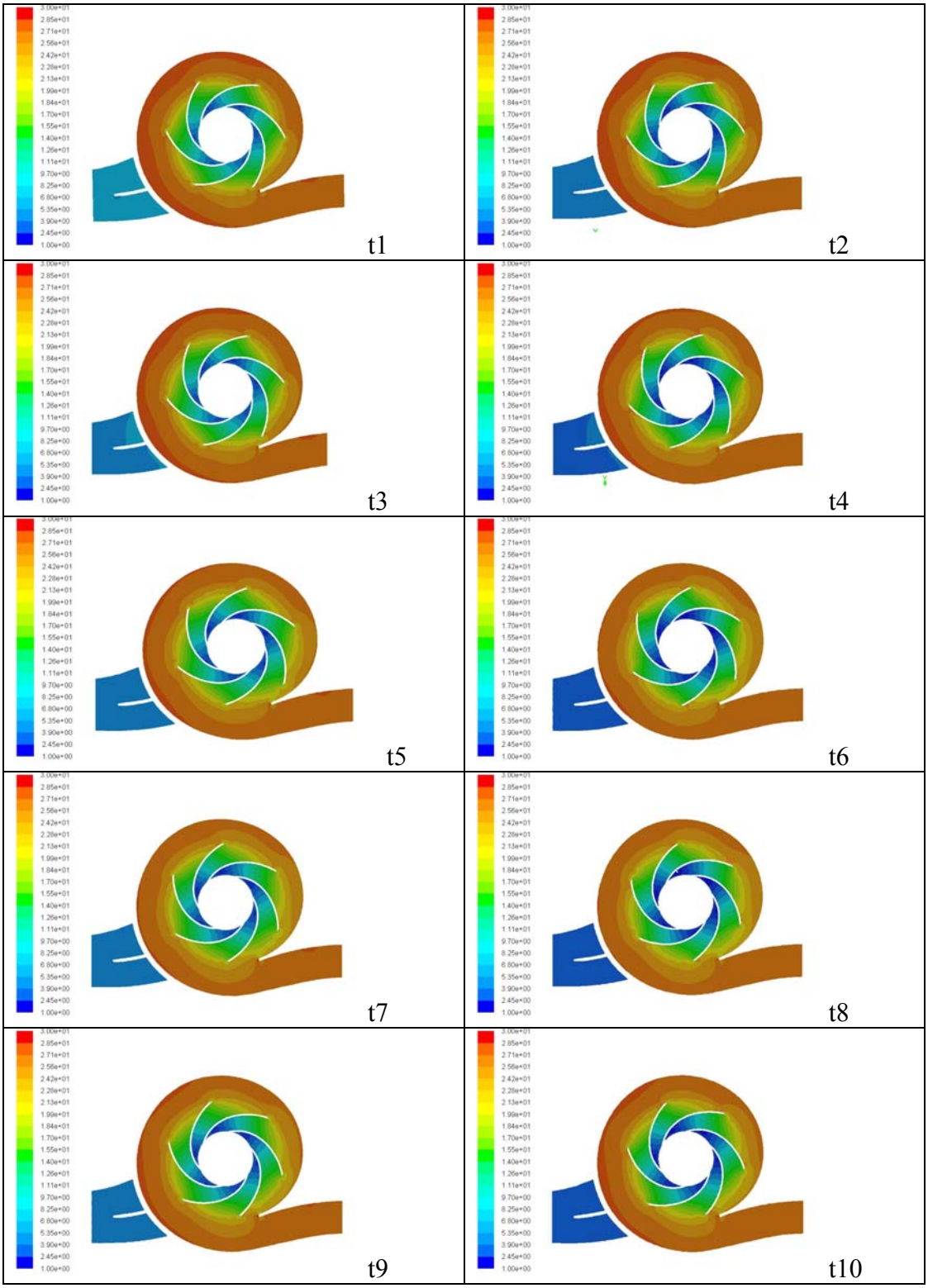


Şekil 5.6 : Çark çıkışındaki 36 ölçüm ve 4 analiz noktası.

5.2.3 Frekans Spektrumları

Zamana bağlı olarak incelenen ölçüm noktalarından alınan veriler, çalkantıların frekans bandındaki değişimini incelemek amacıyla FFT (Fast Fourier Transform) dönüşümü ile spektrumları çıkarılmıştır. Ancak yapılan örnekleme kanat geçiş frekansının 10 katında(f_s=10xf_{kg}=10x150=1500Hz) olduğu için Nyquist frekansı olan 750Hz'e kadar olan frekanslar incelenebilecektir.

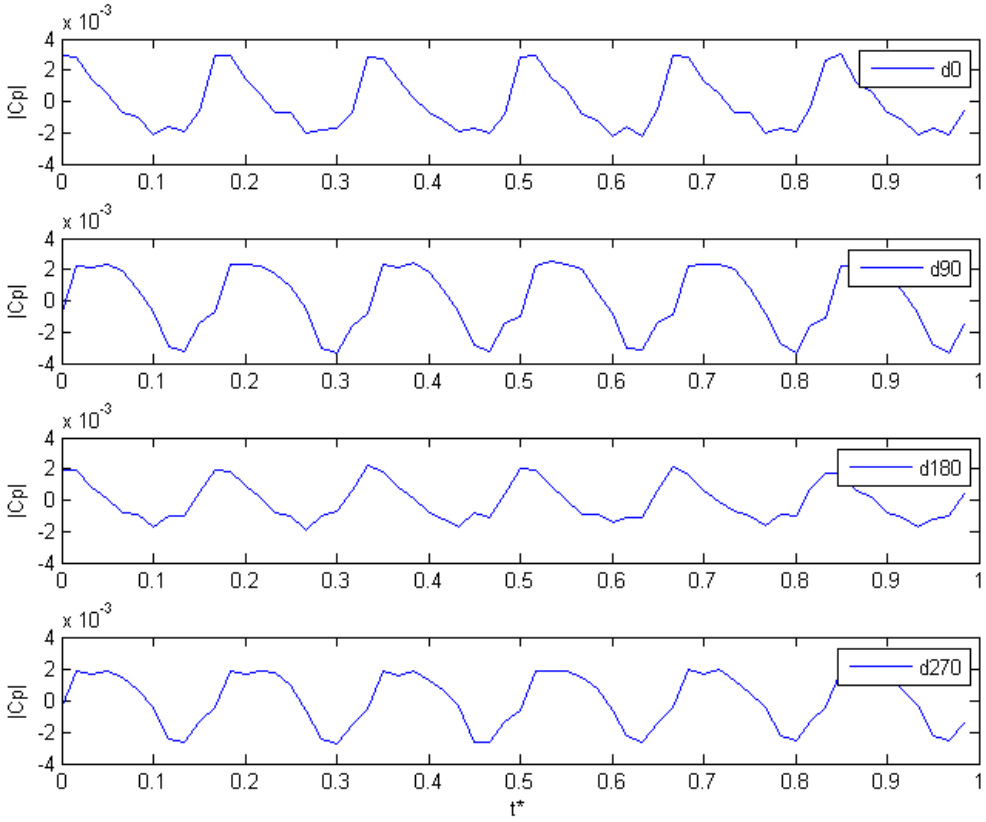
5.2.4 Akış Analiz Sonuçları



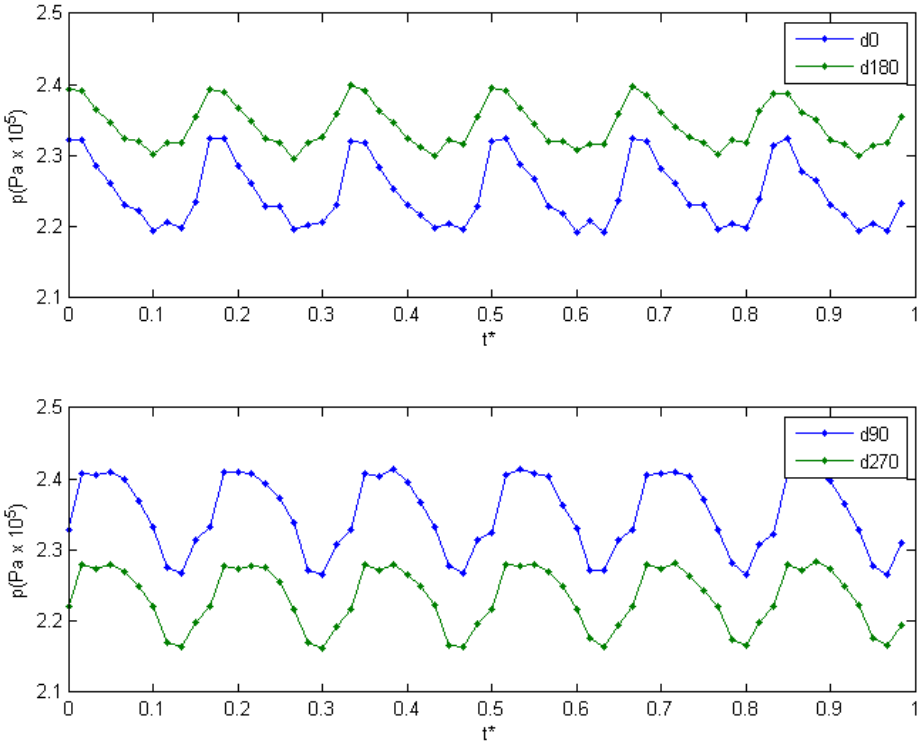
Şekil 5.7 : Merkez kesitte bir kanat turu boyunca basınç dağılımları.

Yukarıda pompa içerisindeki basınç dağılımının bir kanat peryodunca (bir kanadın bir sonraki konumuna gelinceye kadar geçen zaman) 6°lik açılarla zamana bağlı değişimi verilmiştir.

Daha detaylı inceleme için basınç değişiminin analiz noktalarında çarkın 1 tur dönmesi sırasındaki değişimini bakalım.

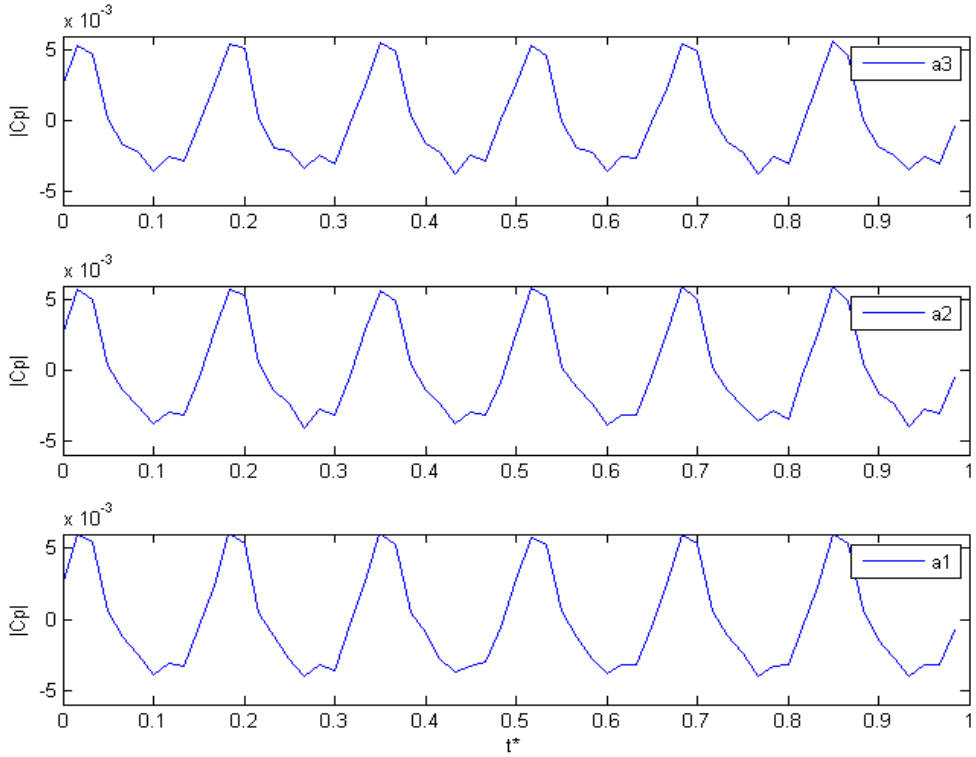


Şekil 5.8 : d0, d90, d180 ve d270 noktalarındaki basınç çalkantıları.

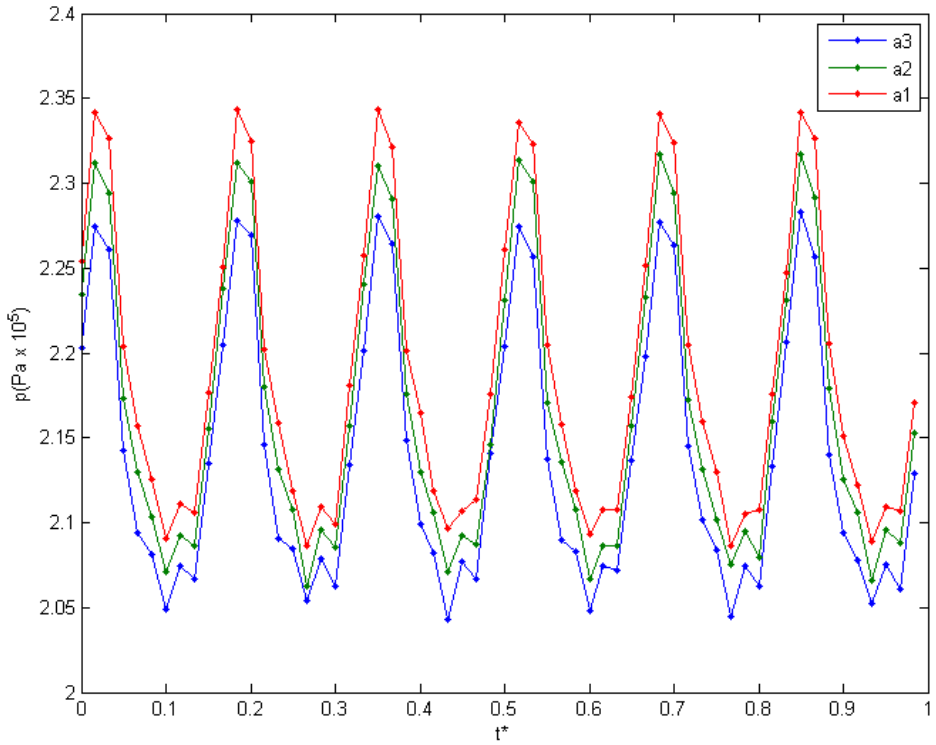


Şekil 5.9 : d0, d90, d180 ve d270 noktalarındaki basınç değişimi.

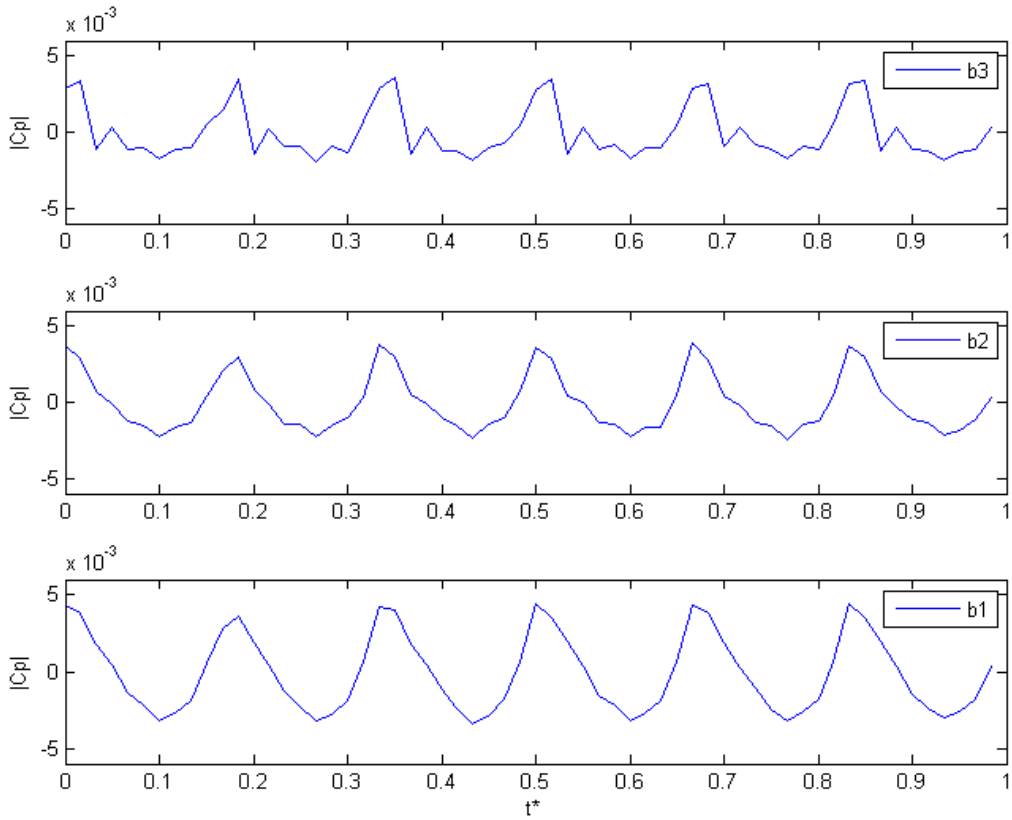
Normalize edilen değerlere bakıldığında d0 ile d180 ve d90 ile d270 noktalarındaki çalkantı karakteristiklerinin bir birine benzediği görülmektedir.



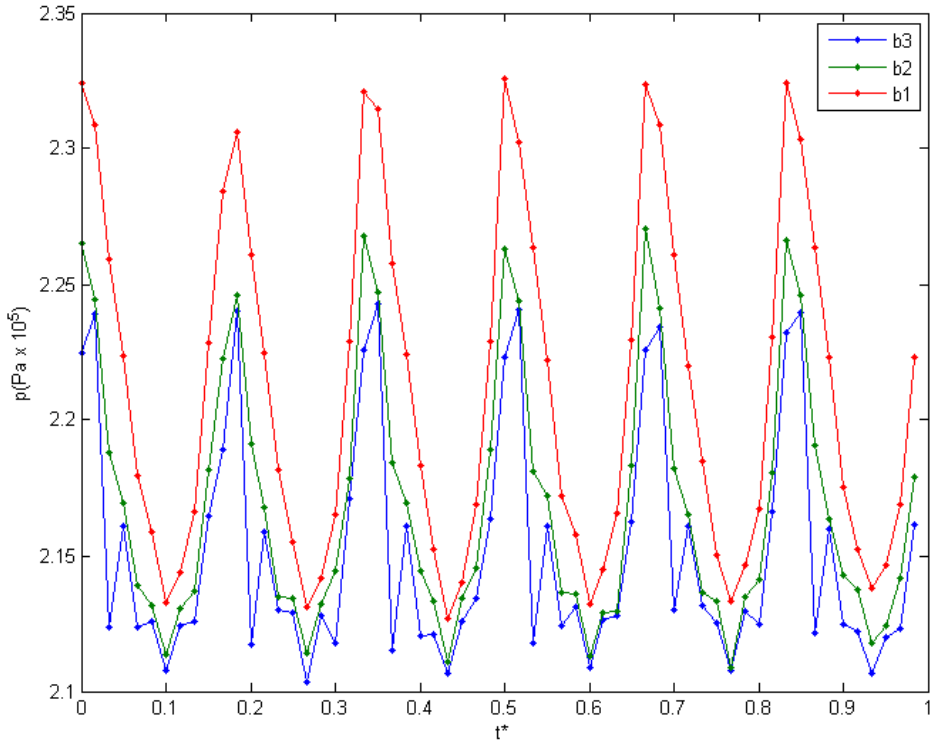
Şekil 5.10 : a1, a2 ve a3 noktalarında basınç çalkantıları.



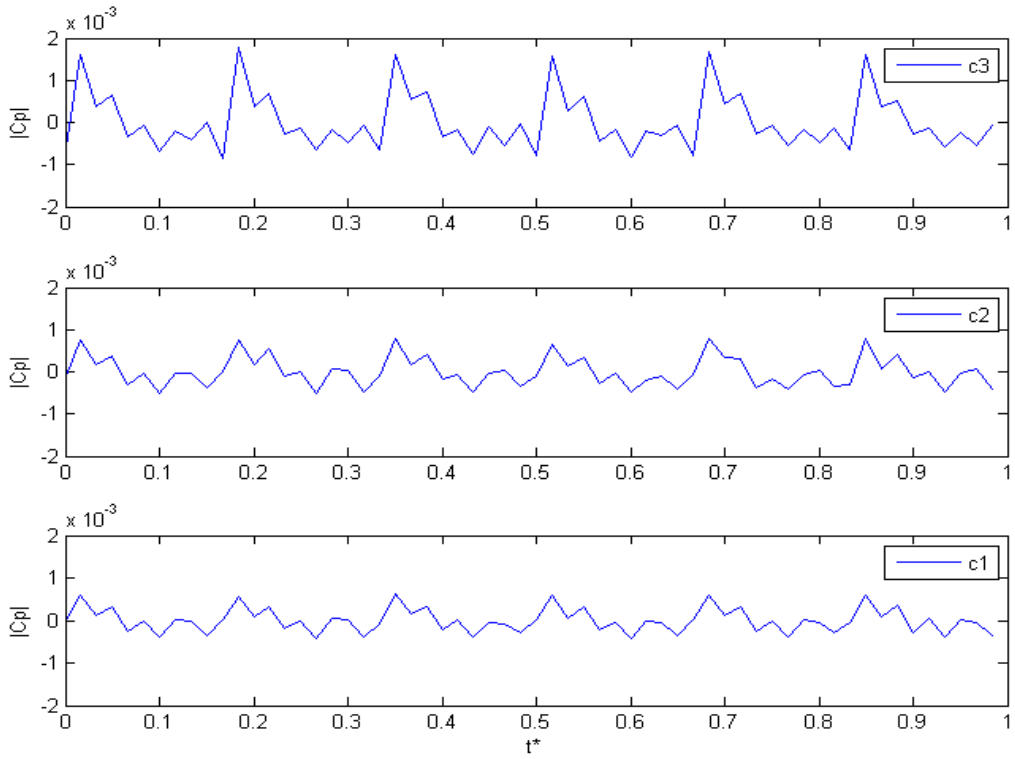
Şekil 5.11 : a1, a2 ve a3 noktalarında basınç değişimi.



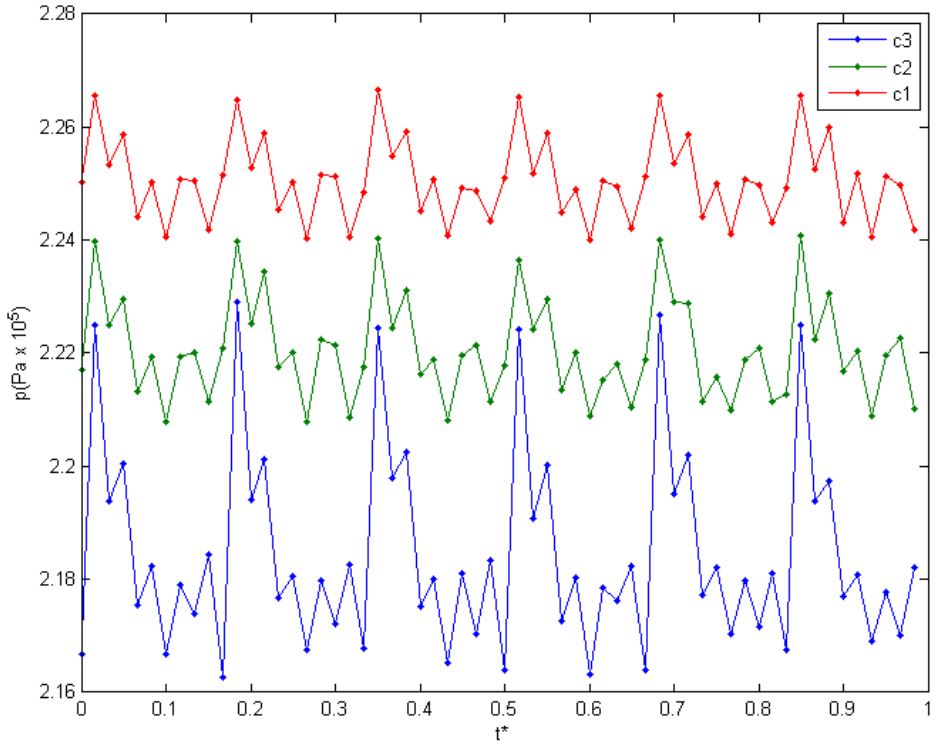
Şekil 5.12 : b1, b2 ve b3 noktalarında basınç çalkantıları.



Şekil 5.13 : b1, b2 ve b3 noktalarında basınç değişimi.

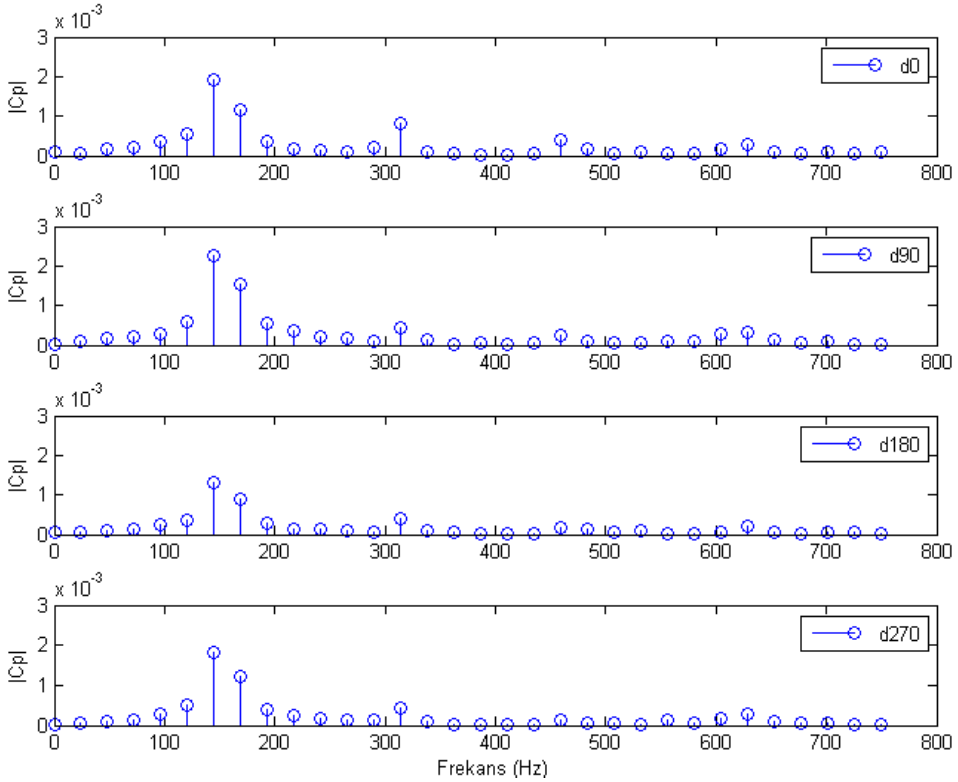


Şekil 5.14 : c1, c2 ve c3 noktalarında basınç çalkantıları.

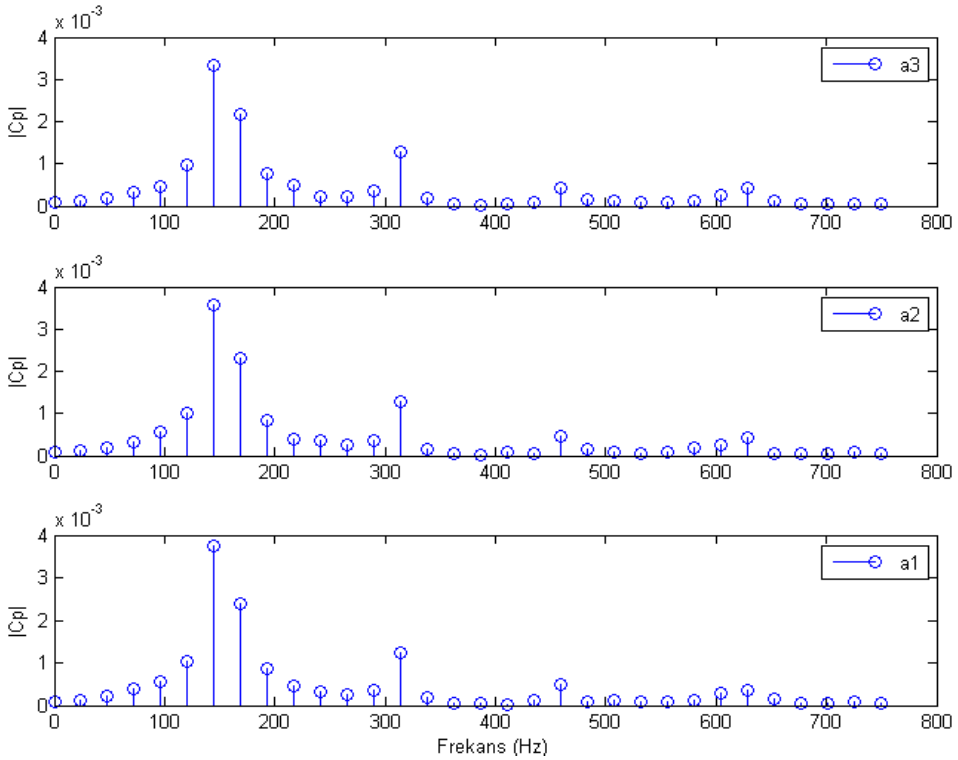


Şekil 5.15 : c1, c2 ve c3 noktalarında basınç değişimi.

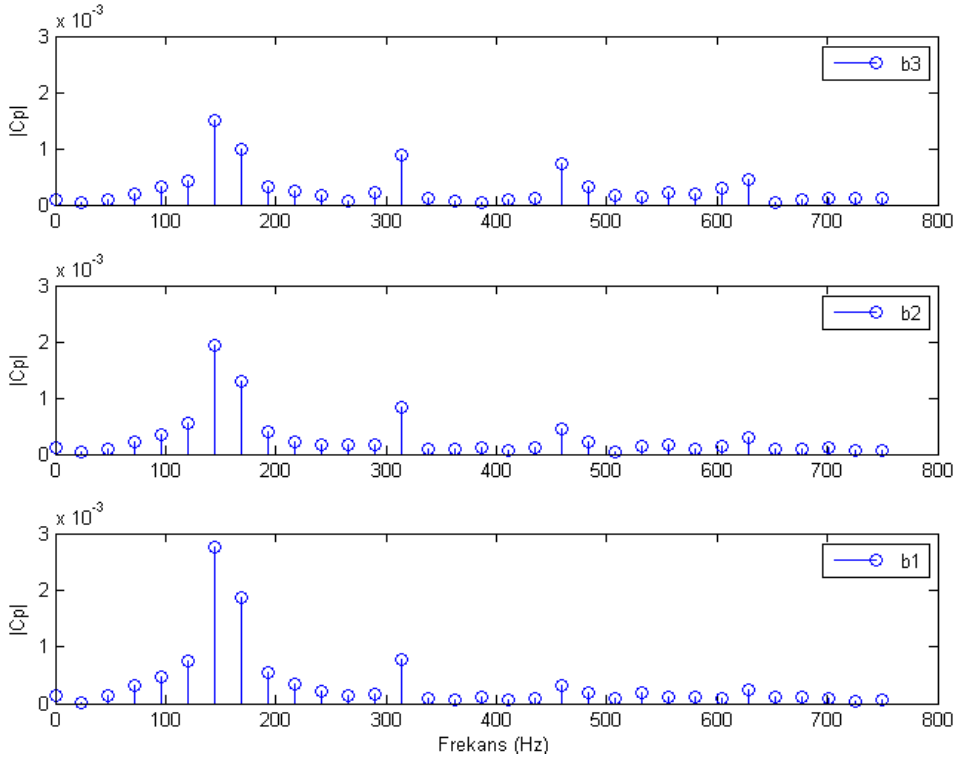
Bulunan basınç ve çalkantı değişimlerinin spektral yapılarını inlemek için FFT sonuçlarını irdelersek;



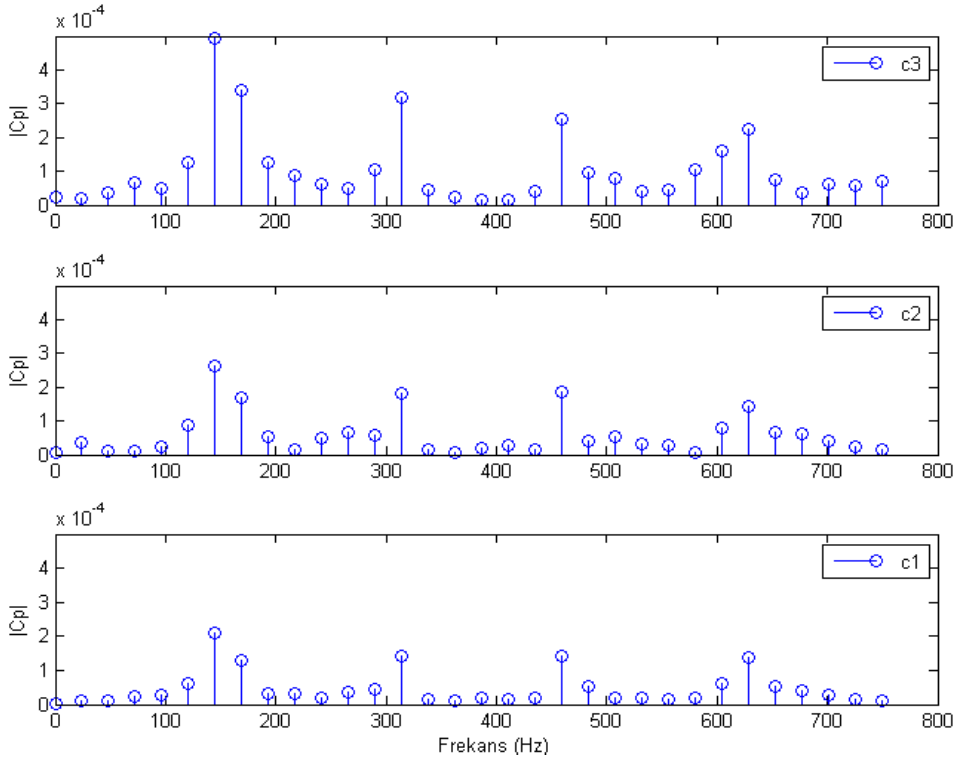
Şekil 5.16 : Ölçüm noktalarında çalkantı spektrumları.



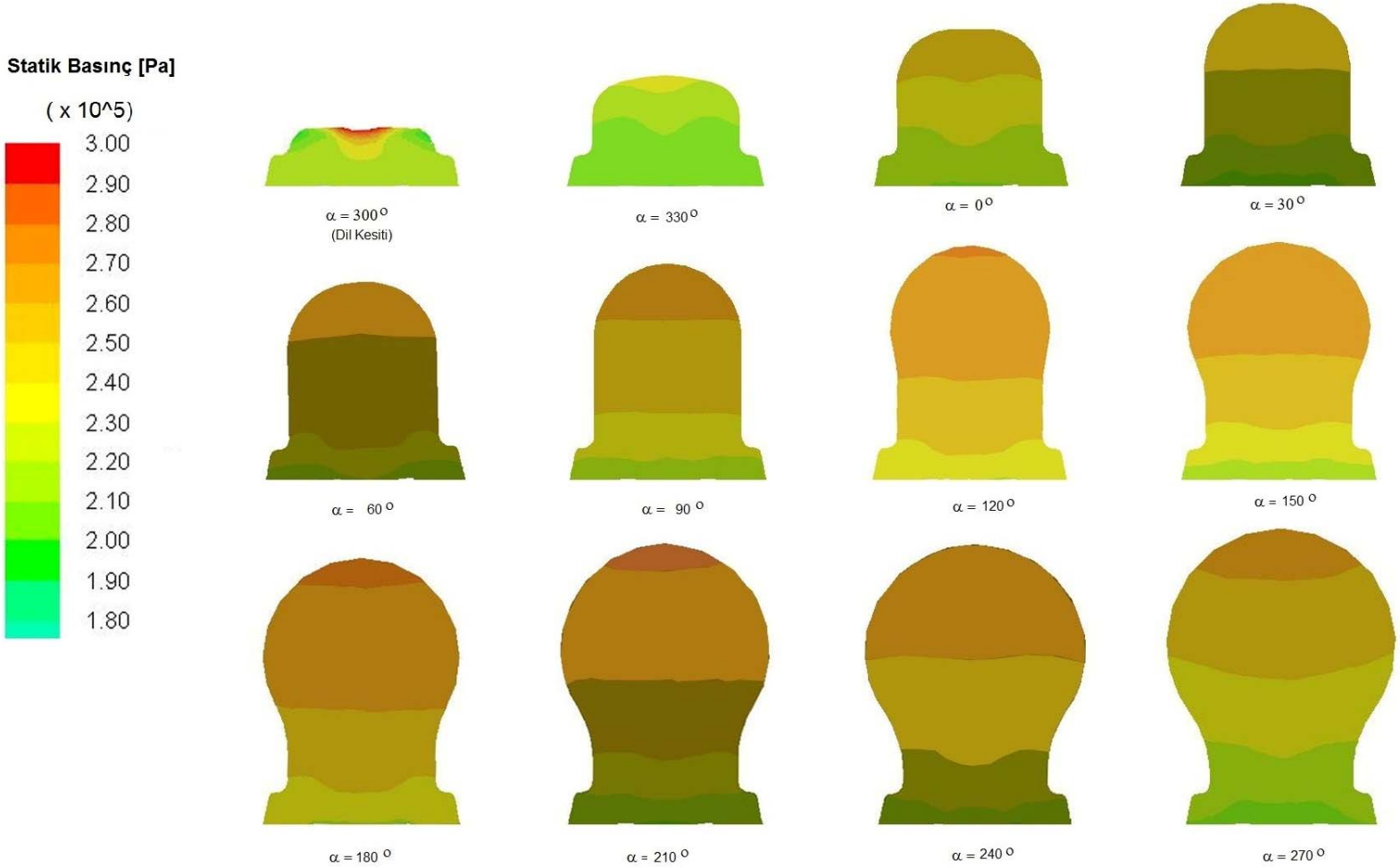
Şekil 5.17 : a1, a2, a3 çalkantı spektrumları.



Şekil 5.18 : b1, b2, b3 çalkantı spektrumları.



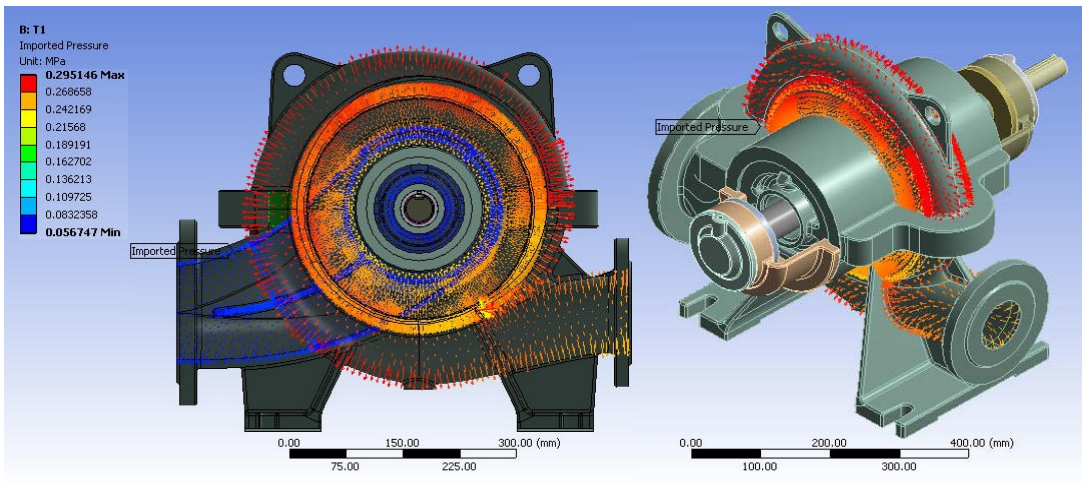
Şekil 5.19 : c1, c2, c3 çalkantı spektrumları.



Şekil 5.20 : Kanat dil ile aynı açıda iken gövde içerisinde basınç dağılımı.

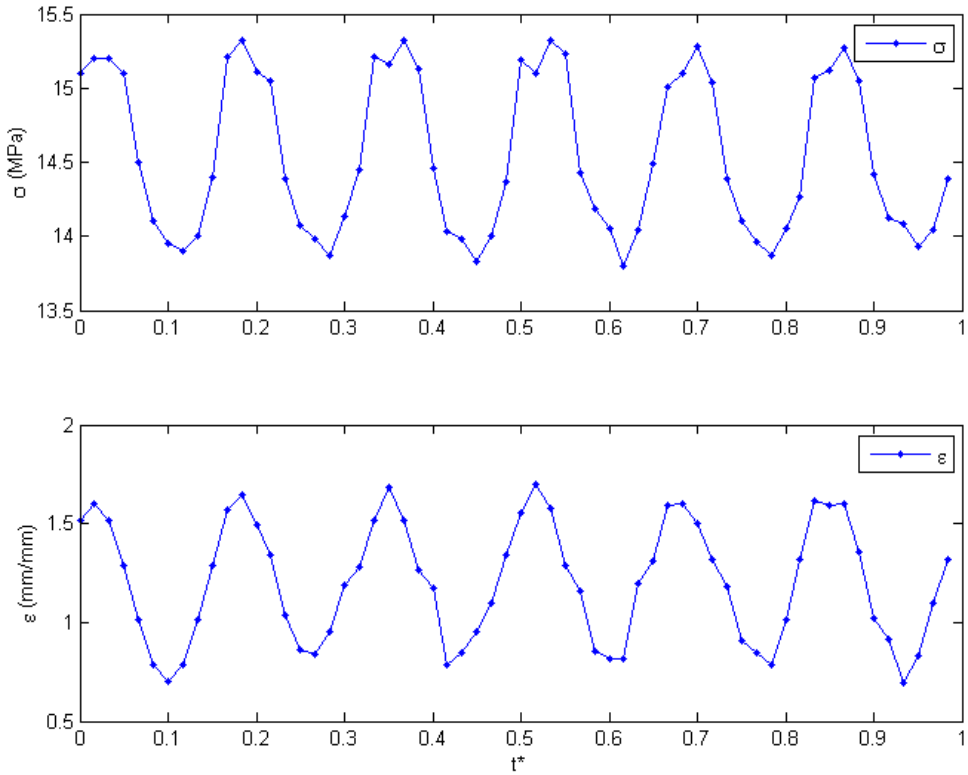
5.3 Yapısal Analiz

Yapısal analiz önce basınç bilgilerinin aktarımıyla başlatılmaktadır. Aşağıda bir zaman adımında gövdeye aktarılan basınç bilgisinin gösterimi yer almaktadır.



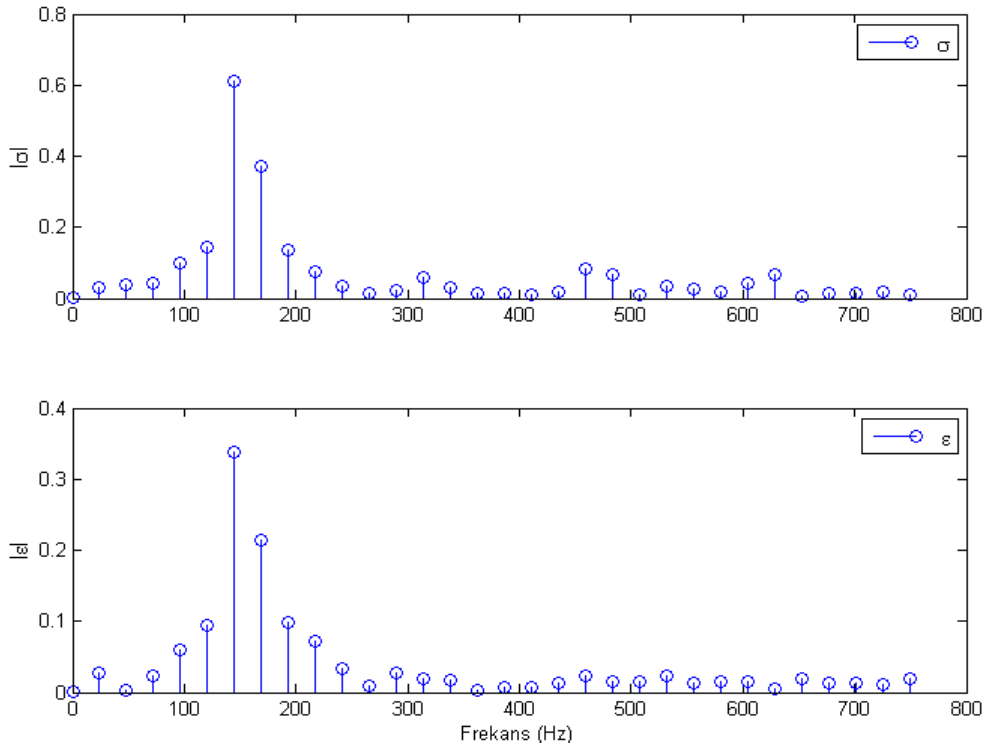
Şekil 5.21 : Akış analizinden gövdeye basınç aktarımı.

Gövde üzerine akışkanla temas eden elemanlardan basınç bilgisi aktarılmaktadır. Katı tarafında yaklaşık 400.000 yüzey elemanı ile habeşleştirilmektedir. Mesnetleme noktakları modal analizdeki gibi ayaklar ve flanşlar olarak belirlenmiştir.

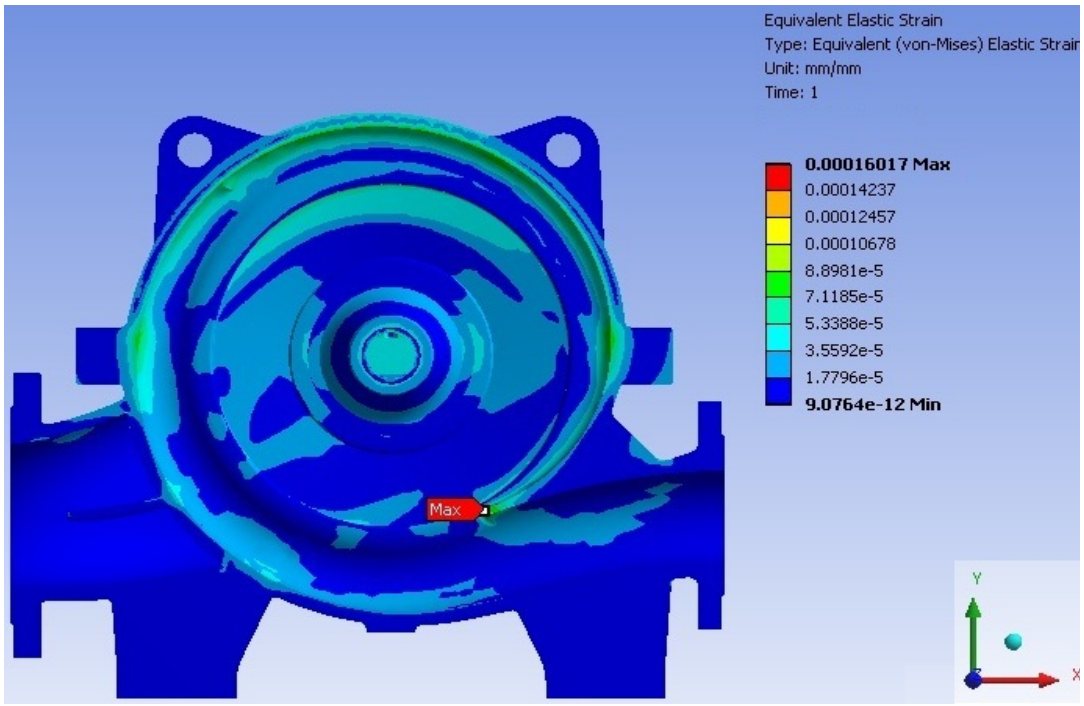


Şekil 5.22 : Dil bölgesinde gerilme ve şekil değiştirme.

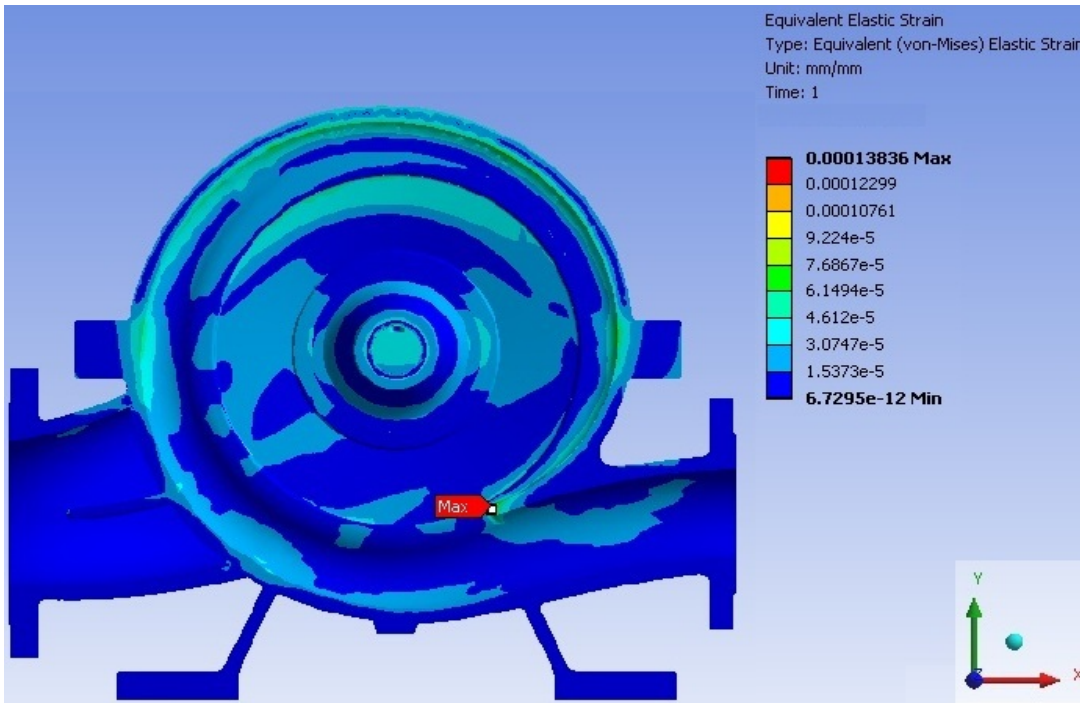
Genel olarak gerilmeler dil bölgesinde maksimum değeri almaktadır. Bu açıdan dil bölgesindeki gerilmeler ve şekil değişimleri incelenmiştir. En yüksek deformasyon ise mesnetleme koşullarından dolayı üst kapakta oluşmaktadır.



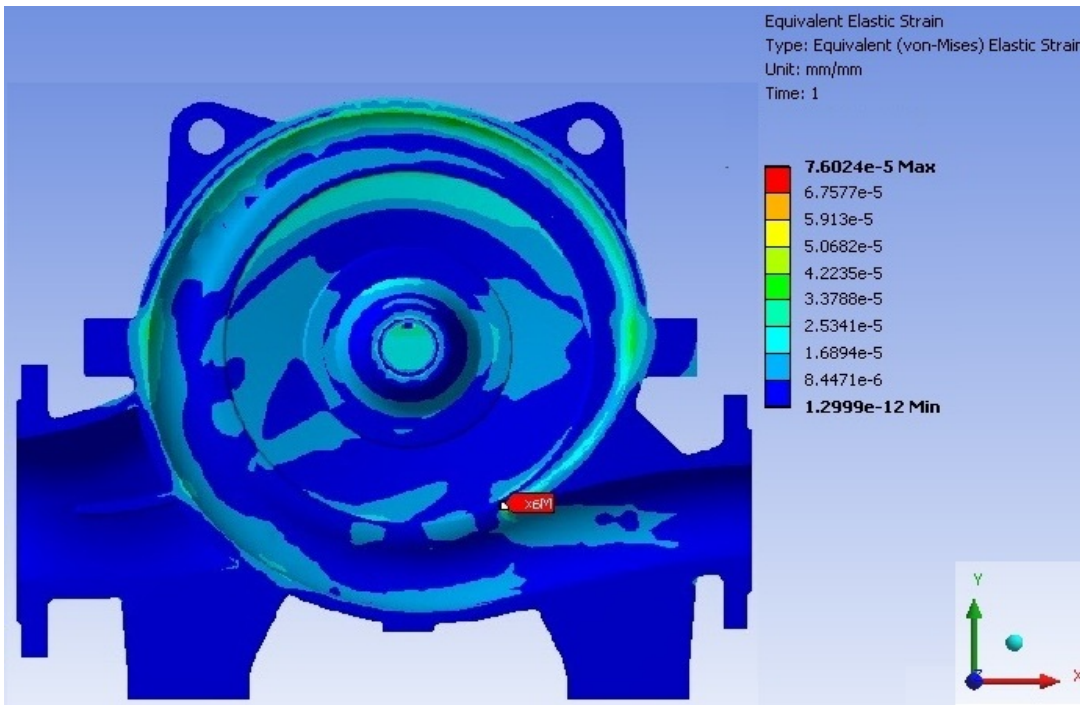
Şekil 5.23 : Dil bölgesinde gerilme ve şekil değiştirme spektrumları.



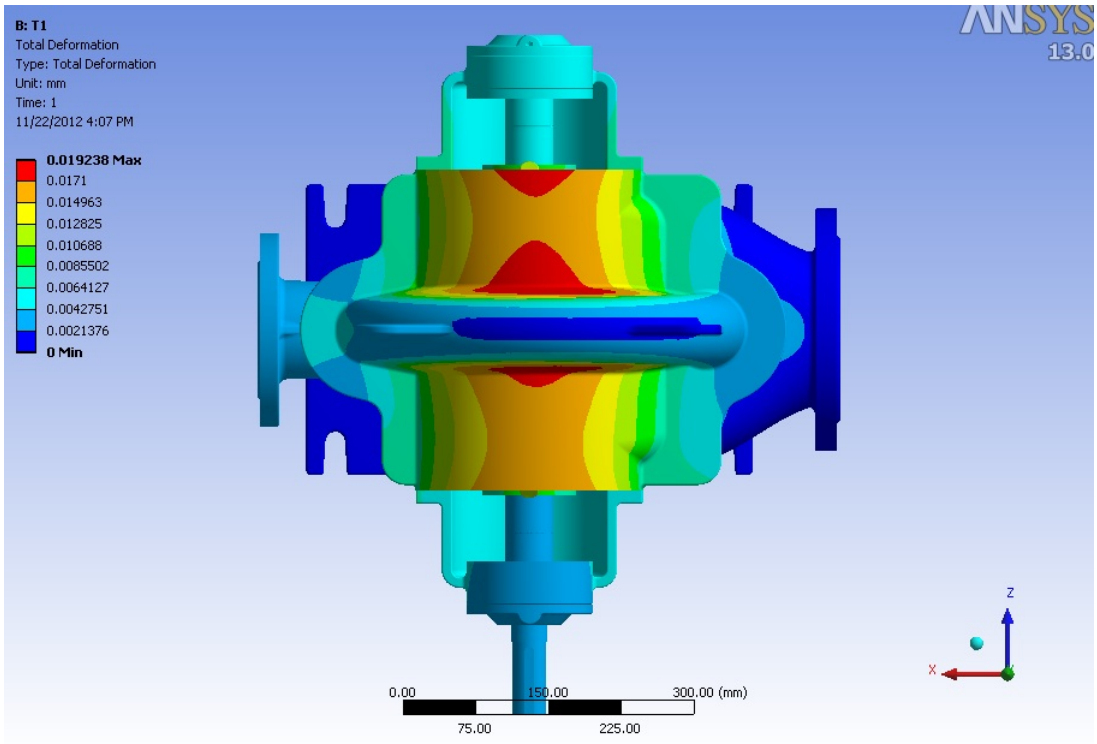
Şekil 5.24 : Şekil değiştirme (t*=0).



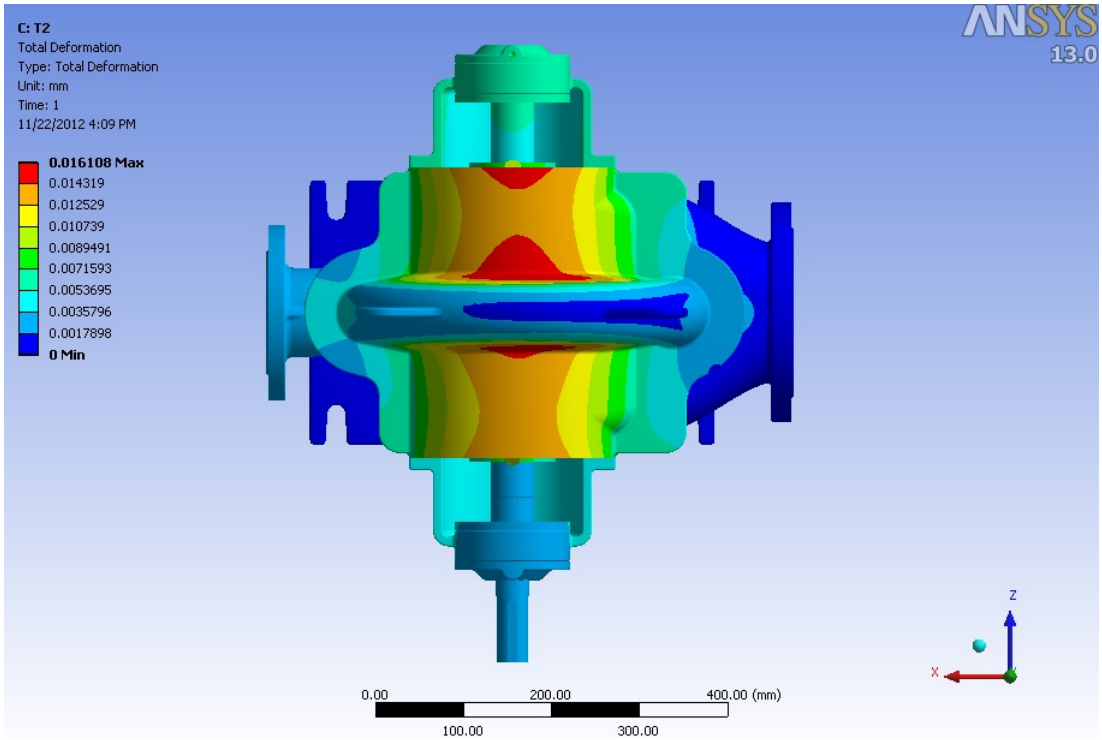
Şekil 5.25 : Şekil değiştirme (t*=0.167).



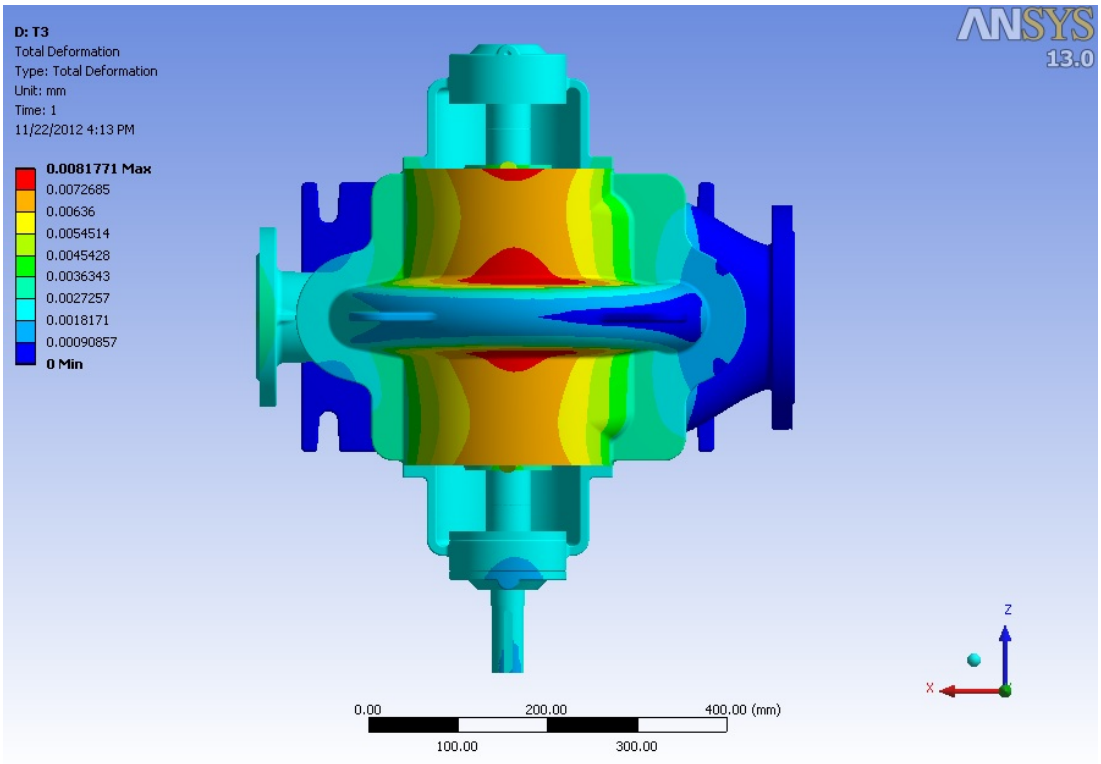
Şekil 5.26 : Şekil değiştirme (t*=0.2833).



Şekil 5.27 : Deformasyon (t*=0).



Şekil 5.28 : Deformasyon (t*=0.167).



Şekil 5.29 : Deformasyon (t*=0.2833).

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada çift emişli bir pompanın modal, yapısal ve akış analizleri yapılarak akış kaynaklı titreşimlerin, yapı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Modal analizle bulunan doğal frekanslar ve akış uyarımı ile karşılaştırılmıştır.

6.1 Analizlerin İrdelenmesi

Modal analizde 3 farklı mesnetleme koşulu için çözümler bulunmuştur. Değerlendirmeler şöyle verilebilir;

- Sadece ayaklardan sabitlenen 1. mesnetleme koşulunda flanşların da mesnetlenmesi yapıldığında doğal frekanların aynı mod şekilleri için arttığı görülmüştür.
- Flanşların da sabit mesnetlenmesi ile bazı mod şekilleri ortadan kalkmıştır, ilk başta 8 olan mod adedi 5'e düşmüştür.
- Bulunan doğal frekanslar pompa devir sayısından uzak olduğu, ancak 1. ve 2. mesnetleme halleri için kanat geçiş frekansı ve harmoniklerine yakın değerlerin olduğu görülmüştür.
- Doğal frekansların ötelenmesi maksadıyla, gövde üzerinde bazı bölgelere destek parçalar eklenebilir.

Akış analizi pompa içerisinde akışın zamana bağlı değişimlerinin belirlenmesinde önemli bir araç olmaktadır. Dinamik yüklerin hesap edilmesi ve akışın düzensiz olduğu bölgelerin belirlenmesi tasarımcıya yeni bir bakış kazandırmaktadır. Akış analizleri ile ilgili değerlendirmeler;

- Dil bölgesinde yapılan detaylı incelemede, kanadın dile yaklaşırken ve dilden uzaklaşırken oluşan basınç değişimleri yüksek çalkantıya sahiptir
- Gövde içerisinde kesit genişledikçe, çalkantı parametresinin azaldığı görülmüştür. Bunu gövde içerisinde dar kesitli bölgelerdeki difüzyonun yüksek hızıyla ilişkilendirmek mümkündür.

- Yapılan analizler sonucunda özellikle kanat geçiş frekansında ve bunun harmoniklerinde basınç çalkantılarının oluştuğu görülmüştür. Benzer şekilde basınç uyarımının gövdenin dinamik davranışını da doğrudan etkilediği belirlenmiştir.

Yapılan yapısal analizlerde gerilme ve şekil değiştirmelerin uyarıcı olan basınç etkisinde benzer karakteristikleri oluşturduğu görülmüştür. Ancak hesaplamalardaki baskın frekansların, esas inceleme kriterimiz olan doğal frekanslarla çakıştığı görülmemiştir.

- Gerilmelerin özellikle dil bölgesinde yoğunlaştığı görülmüştür.
- Bulunan maksimum gerilme değerleri($\sigma_{maks} =\sim 15MPa$) pompa gövde malzemesi olarak kullanılan GG25 (EN-JL1040-0.6025) pik dökümün çekme dayanımı değerinden($\sigma_{cekme} = 250MPa$) çok daha düşüktür. Ancak yorulma açısından da incelenmesi gereklidir.
- Mesnetleme noktaları ayaklar ve flaşlar olduğu için, en büyük deformasyon üst kapakta görülmektedir.

6.2 Çalışmanın Geleceği

Yapılan çalışmanın ileriye dönük daha detaylı inclemelere tabi olacağı görülmektedir. Bu açıdan ilk olarak aşağıda verilen adımların yapılması düşünülmektedir;

- Deneysel olarak yapılan analizlerin doğrulanması ve kalibre edilmesi
- En verimli nokta dışında da analizlerin yapılarak, pompanın tasarım noktasında çalıştırılmadığında ortaya çıkacak problemlerin öngörülmesi
- Zamana bağlı çözümlerin zaman düzleminde çözünürlüğünün artırılarak, daha yüksek frekanstaki çalkantı terimlerinin belirlenmesi
- Zamana bağlı olarak yapılan analizlerde oluşan büyük boyutlu verinin azaltılması için sayısal ağ üzerinde çalışılması ve optimum eleman sayılarının indirgenmesi
- Titreşim ve çalkantı üzerinde etken olan tasarım parametrelerinin belirlenerek gerekli iyileştirmelerin yapılması

- Doğal frekansların belirlenmesinde sönümlü modeller üzerinde çalışılması
- Yapısal ve akış kaynaklı uyarımların "Yorulma" açısından etkisinin değerlendirilmesi, gövde, çark, mil ve yataklar üzerindeki etkisinin incelenmesi
- Pompa tasarımında ana parametrelerin (debi, basma yüksekliği, verim) yanında, titreşim, gürültü ve çalkantı gibi parametrelerin belirlenmesi için bir yöntem geliştirilmesi

KAYNAKLAR

[1] **de Laval, C. G.** (1912). Centrifugal Pumping Machinery: The Theory and Practice of Centrifugal and Turbine Pumps, McGraw-Hill, New York.

[2] **Cotterell, B. ve Kamminga, J.** (2002). Endüstri Öncesi Teknolojilerin Mekaniği, çev. Atilla Bir, Literatür, İstanbul.

[3] **A Brief History of Pumps** (2009). *World Pumps*, *508*, 30-37.

[4] **Neumaier, R.** (1997). Hermetic Pumps, Gulf Publishing, Houston, TX.

[5]**Karassik, I. , Messina, J. P., Cooper, P. ve Heald, C. C.** (2001). Pump Handbook, McGraw-Hill, NewYork.

[6] **Arnold, J. ve Aşan, E.** (2001). Eksenel Akışlı, Büyük Kapasiteli Pompalar için Tasarım Çalışması, *5. Pompa ve Vana Kongresi*, İstanbul, 22-24 Kasım.

[7] **Michell, F. L., Drew, D. H., Wotring, T. L. ve Koch, R. P.** (1997). Twenty Tree Years Operating Experience with World's Largest Boiler Feedwater Pump, *14th International Pump User Symposium*, Houston, TX.

[8] **TS EN ISO 9905/A1** (2011). Santrifüj Pompalar-Teknik Özellikler-Sınıf I. *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.

[9] **ISO 10816-7** (2009). Mechanical Vibration-Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts-Part 7: Rotodynamic pumps for industrial applications, including measurements on rotating shafts. *International Organization of Standardization*, Cenevre, İsviçre.

[10] **ISO 7919-3** (2009). Mechanical Vibration-Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts-Part 3: Coupled industrial machines. *International Organization of Standardization*, Cenevre, İsviçre.

[11] **ISO 13709** (2009). Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Indsutries. *International Organization of Standardization*, Cenevre, İsviçre.

[12] **ASME Boiler&Pressure Vessel Code - Section III – Division 1 – Subsection ND – Class 3 Components** (2007). Rules for Construction of Nuclear Facility Components. *American Society of Mechnical Engineers*, New York.

[13] **Baysal, B. K.** (1975). Tam Santrifüj Pompalar: Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İTÜ, İstanbul.

[14] **Nurşen, C.** (2011). 2023 Yılı için Stratejik Plan Hazırlığı Yapıyoruz. *Tesisat, 190*. 144-150.

[15] **Guelich, J. F. ve Bolleter, U.** (1992). Pressure Pulsations in Centrifugal Pumps. *ASME Journal of Vibration and Acoustics, 114*, 272-279.

[16] **Spence, R. ve Amaral-Teixeira, J.** (2008). Investigation into Pressure Pulsations in a Centrifugal Pump Using Numerical Methods Supported by Indsutrial Tests. *Computers&Fluids, 37,* 690-704.

[17] **Spence, R. ve Amaral-Teixeira, J.** (2009). A CFD Parametric Study of Geometrical Variations on the Pressure Pulsations and Performance Characteristics of a Centrifugal Pump. *Computers&Fluids, 38,* 1243-1257.

[18] **Barrio, R., Parrondo, J. ve Blanco, E.** (2010). Numerical Analysis of the Unsteady Flow in the Near-Tongue Region in a Volute-Type Centrifugal Pump for Different Operating Points. *Computers&Fluids, 39*, 859-870.

[19] **Blanco, E., Barrio, R., Fernandez, J., Parrondo, J. ve Marcos, A.** (2011). Numerical Simulation of the Generation of Fluid-Dynamic Perturbations in a Centrifugal Pump Due to Rotor-Volute-Circuit Interaction. *9th European Turbomachinery Conference*, İstanbul, 21-25 Mart.

[20] **Jiang, Y. Y., Yoshimura, S., Imai, R., Katsura, H., Yoshida, T. ve Kato, C.** (2007). Quantitative Evaluation of Flow-Induced Structural Vibration and Noise in Turbomachinery by Full-Scale Weakly Coupled Simulation. *Journal of Fluids and Structures, 23*, 531-544.

[21] **Cheah, K. W., Lee, T. S., Winoto, S. H. ve Zhao, Z. M.** (2008). Numerical Analysis of Impeller-Volute Tongue Interaction and Unsteady Fluid Flow in a Centrifugal Pump. *4th Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering,* Pekin, Çin, 24-27 Nisan.

[22] **Guo, P., Luo, X., Lu, J. ve Zheng, X.** (2008). Numerical Investigationon on Impeller-Volute Interaction in a Low Specific Speed Centrifugal Pump with Tongue Profile Variation. *4th Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering,* Pekin, Çin, 24-27 Nisan.

[23] **Jafarzadeh, B., Hajari, A., Alishahi, M. M. ve Akbari, M. H.** (2011). The Flow Simulation of a Low Specific High Speed Centrifugal Pump. *Applied Mathematical Modelling, 35,* 242-249.

[24] **Kaya, M.** (2009). *Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi* (Yüksek Lisans Tezi), İTÜ, İstanbul.

[25] **Rzentkowski, G. ve Zbroja, S.** (2000). Experimental Characterization of Centrifugal Pumps as an Acoustic Source at the Blade-Passing Frequency. *Journal of Fluids and Structures*, *14*, 529-558.

[26] **Alansatan, S. ve Karadoğan, H.** (1996). Türbomakinalı Sistemlerde Akış Kaynaklı Titreşimler, *2. Pompa Kongresi*, İstanbul, 3-5 Nisan.

[27] **Yaman, U. K., Karadoğan, H. ve Tural, H. N.** (2004). Merkezkaç Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantılarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *5. Pompa ve Vana Kongresi*, İstanbul, 22-24 Kasım.

[28] **Al-Qutub, A., Khalifa, A. ve Khulief, Y.** (2009). Experimental Investigation of the Effect of Radial Gap and Impeller Blade Exit on Flow-Induced Vibration at the Blade-Passing Frequency in a Centrifugal Pump. *International Journal of Rotating Machinery, vol. 2009*.

[29] **Yao, Z., Wang, F., Qu, L., Xiao, R., He, C. ve Wang, M.** (2011). Experimental Investigation of Time-Frequency Characteristics of Pressure Fluctuations in a Double-Suction Centrifugal Pump Impeller. *ASME Journal of Fluids Engineering,133*.

[30] **Berten, S., Hentschel, S., Kieselbach, K. ve Dupont, P.** (2011). Experimental and Numerical Analysis of Pressure Pulsations and Mechanical Deformations in a Centrifugal Pump Impeller. *ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference,* Shizuoka, Japonya, 24-29 Temmuz.

[31] **Tural, H. N.** (2011). *Santrifüj Pompa Temelleri: Seçim Kriterleri, İşletilmesi ve Tesisat Tasarımı*, Standart Pompa Eğitim Kitapçığı, İstanbul.

[32] **Gülich, J. F.** (2008). Centrifugal Pumps, Springer, Berlin, Almanya.

[33] **ANSYS 13.0 Help.** (2010).

[34] **Hildebrand, F. B.** (1987), Introduction to Numerical Analysis, Dover, Mineola, NY.

[35] **HBM 514E Parallel Numerical Algorithms and Tools – Ders Notları** (2008). İTÜ Bilişim Enstitüsü, İstanbul.

[36] **Ferziger, J. H. ve Peric, M.** (2002). Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer, Berlin, Almanya.

[37] **Hughes, T. J. R.** (2000). The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis, Dover, Mineola, NY.

[38] **HBM 527E Finite Elements Method for Electrom. Applications - Ders Notları** (2007). İTÜ Bilişim Enstitüsü, İstanbul.

[39] **HBM 512 Bilimsel Hesaplama II – Ders Notları** (2007). İTÜ Bilişim Enstitüsü, İstanbul.

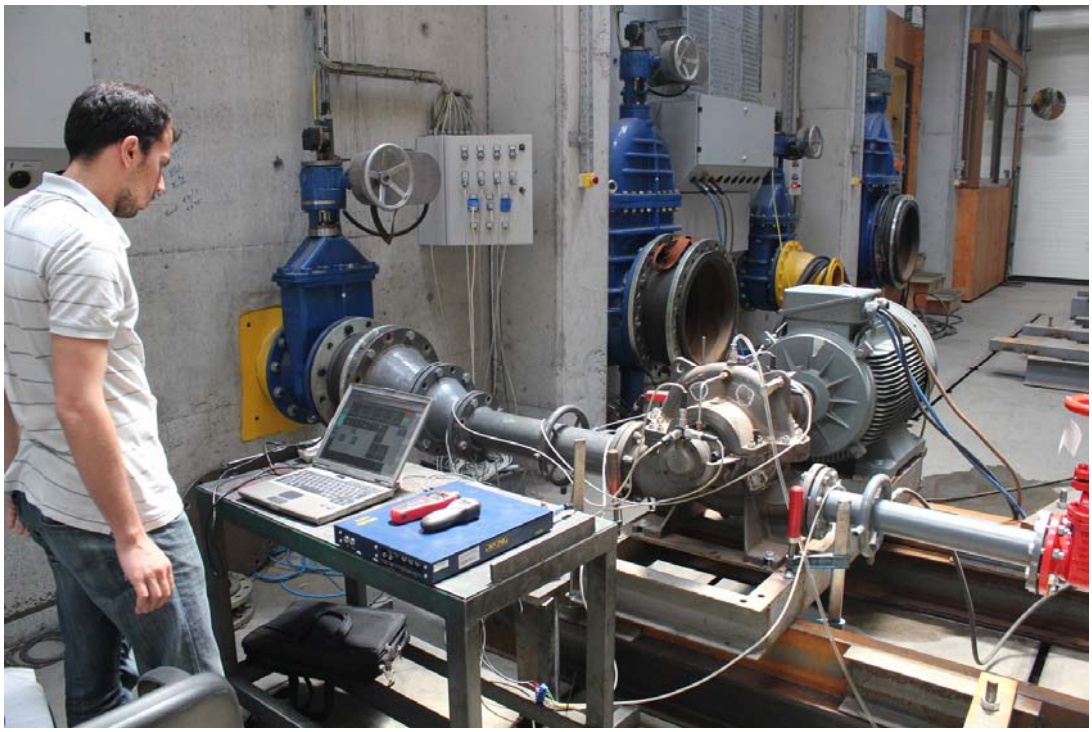
[40] **MAK 521 Elastisite Teorisi – Ders Notları** (2010). İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

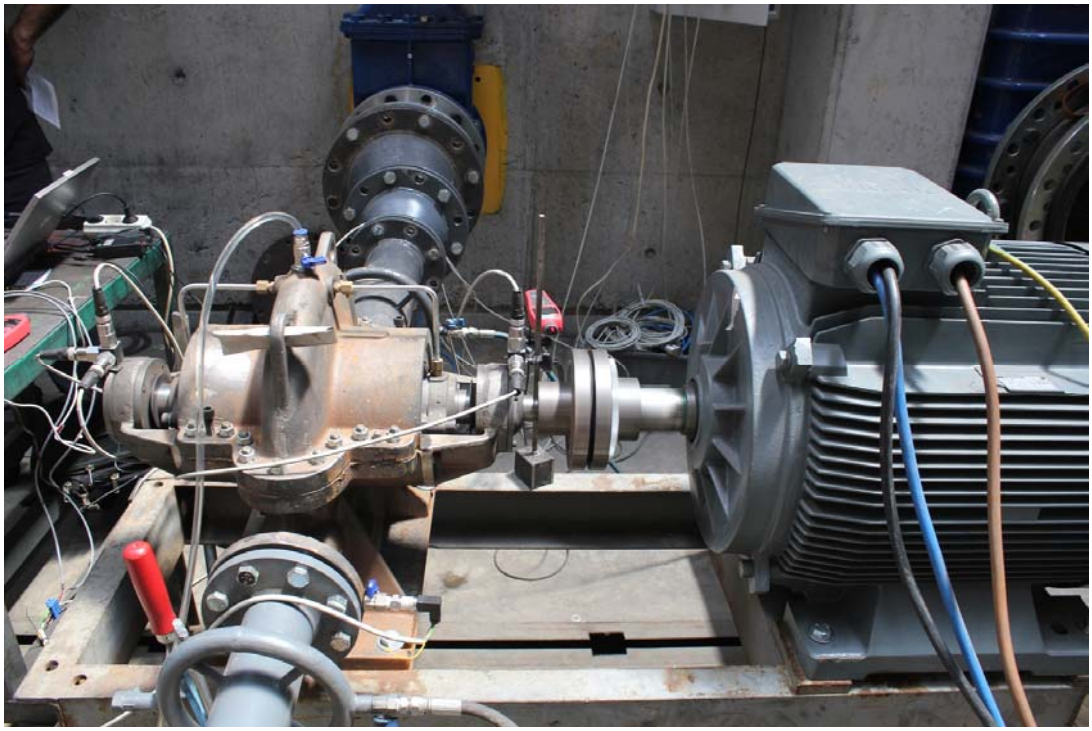
EKLER

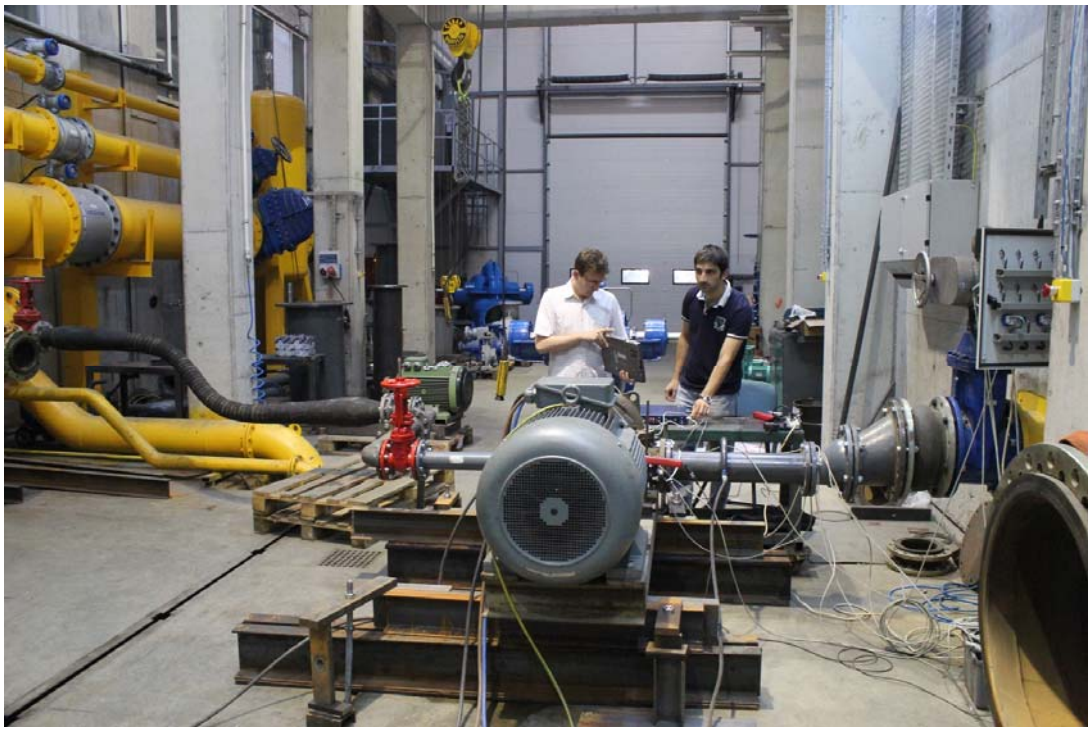
EK A: Ön Deney Resimleri
EK B: Ön Deney Sonuçları

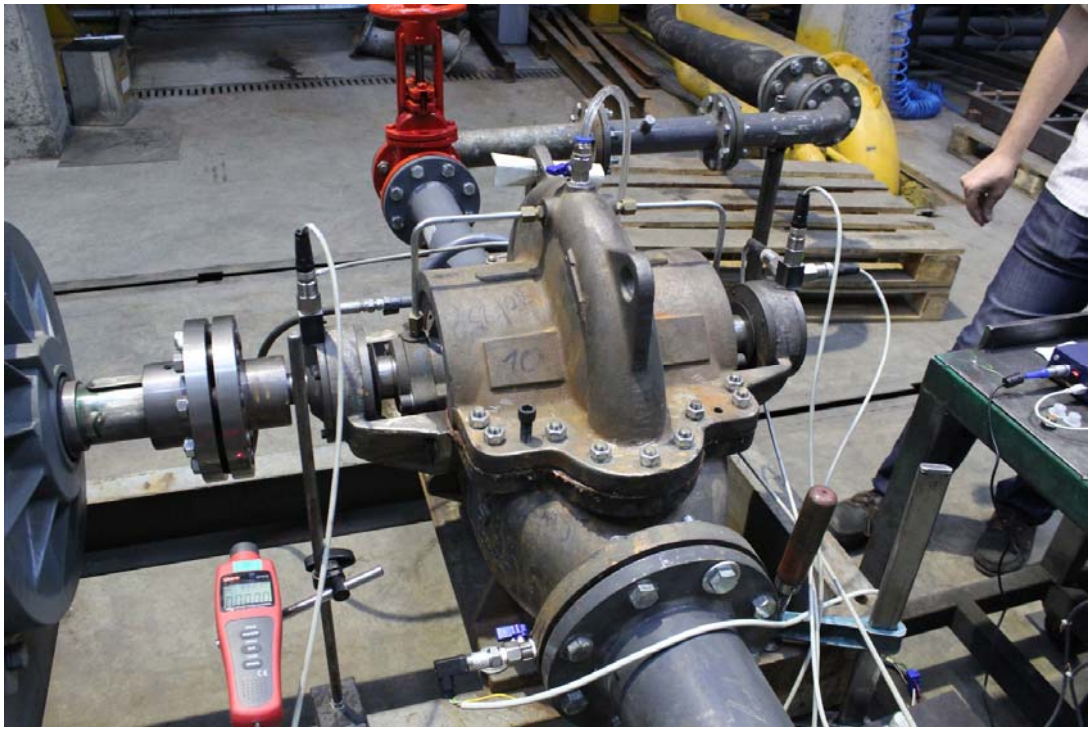
EK A

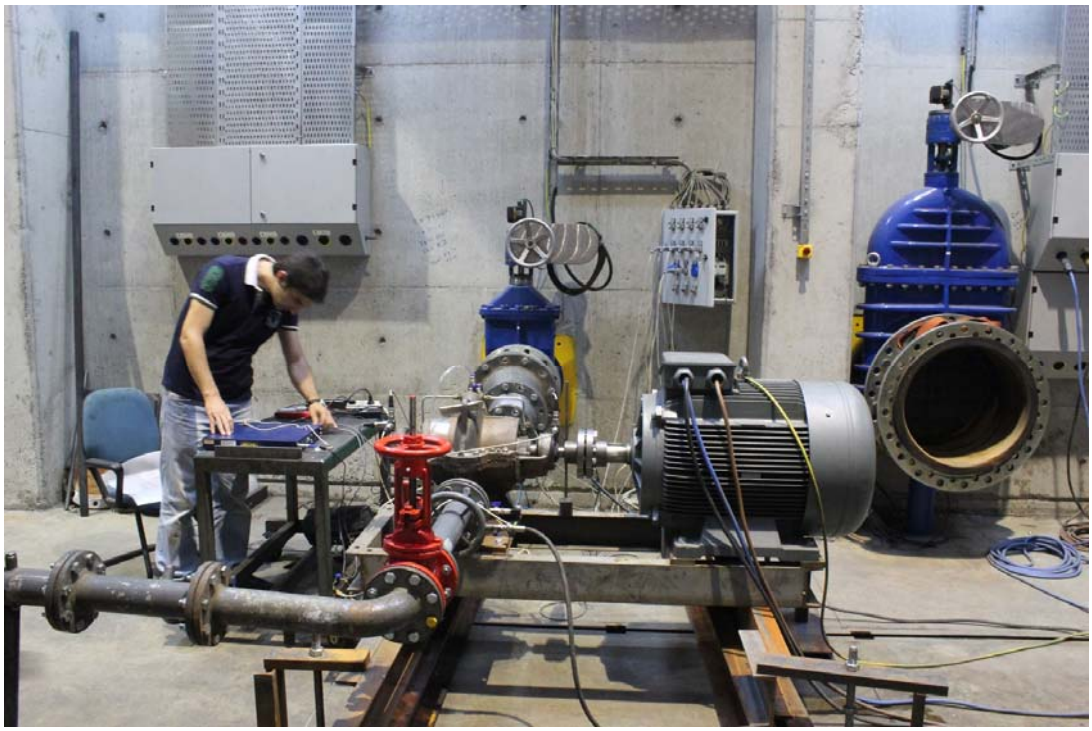
Standart Pompa Ar-Ge Deney Laboratuarında yapılan ilk deneyler, mesnetleme koşulları, kullanılan bağlantı elemanları ve borulama şeklinin titreşimler üzerindeki etkisinin belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilmiştir. Montajla ilgili resimler aşağıda verilmektedir.







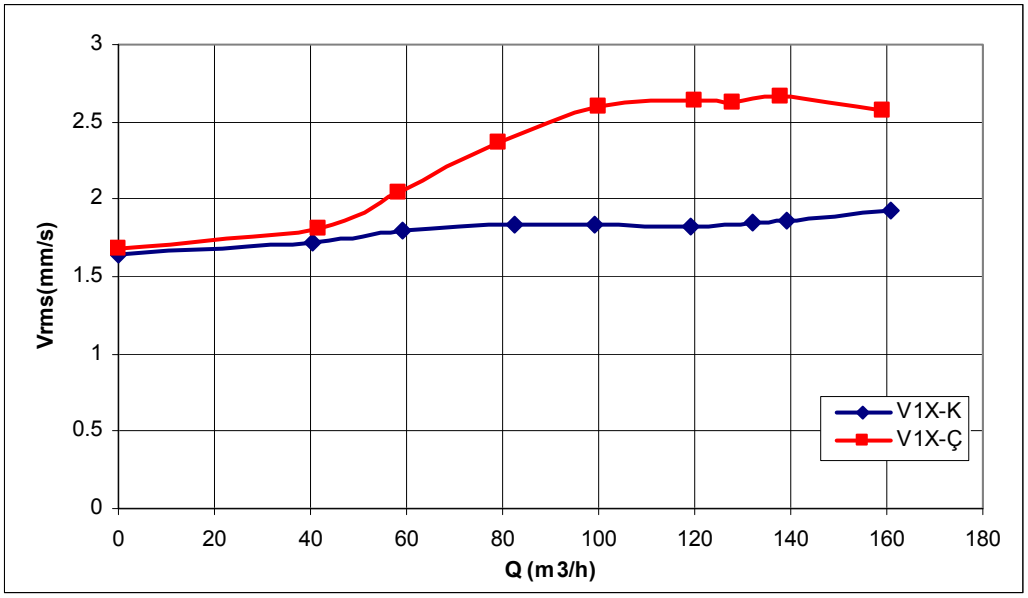




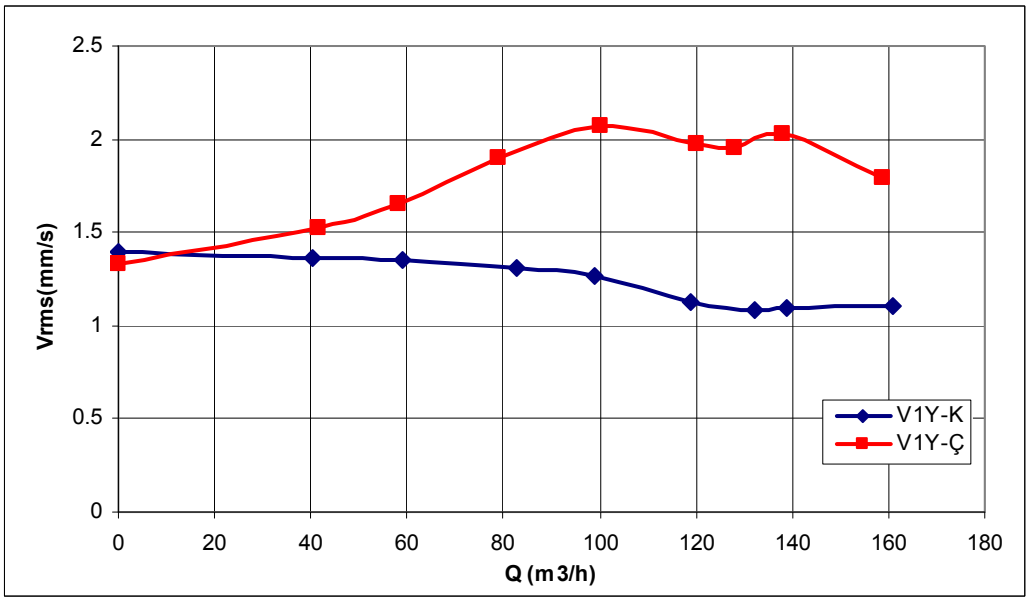
Şekil A.1 : Pompa deney düzeneği.

EK B

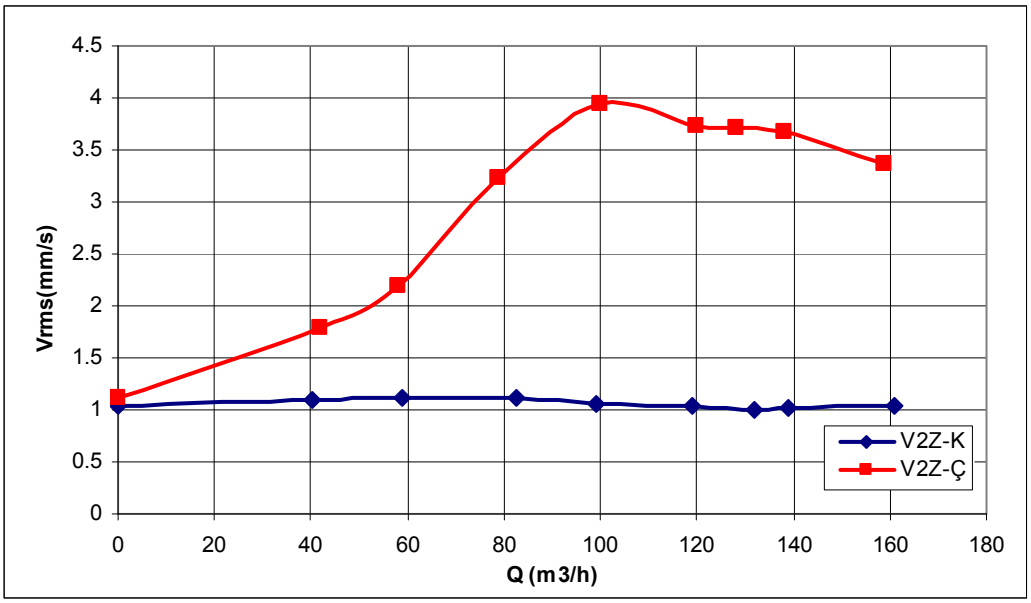
Yapılan ön deneylerde iki farklı konumdaki vana ile ayar yapılmış, böylece boru hattı ve vana kaynaklı titreşimlerin değişimi irdelenmiştir.



Şekil B.1 : X ekseninde titreşim karakteristiği



Şekil B.2 : Y ekseninde titreşim karakteristiği



Şekil B.3 : Z ekseninde titreşim karakteristiği

Standart POMPA ve MAKİNA SANAYİ TİC. A.Ş.

Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.
Dudullu Org. Sanayi Bolgesi 2. Cadde No:9
34775 Esenkent - Ümraniye - İstanbul - TR
t : +90 216 466 89 00 f : +90 216 415 88 60

Stand No: 1
T / D : 11/13/2012
Ref :
Test No : omur 6

Deney Yürütücüsü / Test Leader
TURAL
Gözetim Sorumlusu / Inspection Auth.

Pompa Deney Raporu / Pump Test Report

Müşteri / Customer : ARGE Proj. : HNT

Pompa Bilgileri / Pump Data

Tip / Type : SDS 80-250 $D_{çark/imp}$: 290 mm DNe : 125 mm
Seri / Serial : 1 Tasarım / Design : Çift Emisli DNb : 80 mm

Ölçme Sistemi / Measurement System

Man. (Emme/Suct.) : 0-3bar (mutlak) Debi / Flow : DN 300 D_1 : 125 mm
Man. (Basma/Disch.) : 0-10 bar Δ z : 0.00 m D_2 : 80 mm
$T_{ort/amb}$: 18.3 °C P_{atm} : 1006.0 mbar $T_{Su / Liq.}$: 18.2 °C
Test Sıvısı / Liquid : Su ρ : 1.00 kg/dm³ $P_{buh / vap.}$: 0.214 m

Malzemeler / Materials

Gövde / Casing : GG25-K
Difüzör / Diffuser :
Çark / Impeller : GG25-K
Mil / Shaft : AISI420

Motor Bilgileri / Motor Data

Üret./ Manuf. : GAMAK P : 90 kW Volt. : 380 V cos Φ : 0.92
Tip / Type : GM 280M2 n : 2970 rpm I : 160 A
Seri / Serial : 5111632781 Fre. : 50 Hz η_m : 92.89 %

Açıklamalar / Comments

Pompa çıkış vanasından debi ayarı yapıldı.
Vana sonrasında esnek 25 barlık boru var.

Çalışma Noktası Bilgileri / Operating Conditions

Sıvı / Liquid : Su ρ : 1.000 kg/dm³ Sıcaklık / Temp. : 20.0 °C

	n rpm	Q m3/h	H m	η_p %
Anma / Rated	1500	130.0	26.0	85.0
Deney / Test	1500	130.0	26.0	85.0

Rulman / Bearing (TT / DE) : 6300.0
Rulman / Bearing (TET / NDE) : 6300.0

Ölçümler / Measurements

No	Zaman Time	Q m3/h	Q/Qanma %	n rpm	Tort/amb °C	TT / DE P-T2 °C	TT / DE Δ P-T2 °C	TET / NDE P-T3 °C	TET / NDE Δ P-T3 °C	TT / DE V_{1x} mm/s	TT / DE V_{1y} mm/s	TT / DE V_{1z} mm/s	TET / NDE V_{2x} mm/s	TET / NDE V_{2y} mm/s	TET / NDE V_{2z} mm/s
1	18:46	159.00	1.22	1499.03	18.33	23.25	4.91	23.25	4.91	2.57	1.79	0	1.944	2.213	3.362
2	18:48	138.00	1.06	1499.20	18.34	23.25	4.91	23.25	4.91	2.66	2.03	0	1.946	2.42	3.676
3	18:50	128.00	0.98	1499.29	18.37	23.25	4.88	23.25	4.88	2.63	1.95	0	1.937	2.394	3.716
4	18:52	120.00	0.92	1499.20	18.41	23.27	4.87	23.27	4.87	2.64	1.98	0	1.924	2.396	3.729
5	18:54	100.00	0.77	1499.43	18.42	23.25	4.83	23.25	4.83	2.60	2.07	0	1.941	2.414	3.938
6	18:56	79.00	0.61	1500.22	18.46	23.26	4.80	23.26	4.80	2.37	1.90	0	1.801	1.973	3.224
7	18:58	58.2	0.45	1500.57	18.46	23.27	4.81	23.27	4.81	2.0	1.65	0	1.622	1.425	2.191
8	19:00	41.7	0.32	1501.20	18.45	23.24	4.79	23.24	4.79	1.8	1.53	0	1.586	1.183	1.787
9	19:02	0.0	0.00	1501.12	18.47	23.29	4.82	23.29	4.82	1.7	1.3	0	1.762	1.167	1.111
10	19:04	0.0	0.00	1500.99	18.47	23.29	4.82	23.29	4.82	1.6	1.4	0	1.758	1.18	1.14
11			0.00				0.00		0.00						
12			0.00				0.00		0.00						
13			0.00				0.00		0.00						
14			0.00				0.00		0.00						

Şekil B.4 : Pompa çıkış vanasından yapılan ayar ve test raporu

Standart POMPA ve MAKİNA SANAYİ TİC. A.Ş.	Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş. Dudullu Org. Sanayi Bolgesi 2. Cadde No:9 34775 Esenkent - Ümraniye - İstanbul - TR t : +90 216 466 89 00 f : +90 216 415 88 60	Stand No: 1 T / D : 11/13/2012 Ref : Test No : omur_7	Deney Yürütücüsü / Test Leader TURAL Gözetim Sorumlusu / Inspection Auth.

Pompa Deney Raporu / Pump Test Report

Müşteri / Customer : ARGE Proj. : HNT

Pompa Bilgileri / Pump Data

Tip / Type : SDS 80-250 $D_{çark/Imp}$: 290 mm DNe : 125 mm
Seri / Serial : 1 Tasarım / Design : Çift Emisli DNb : 80 mm

Ölçme Sistemi / Measurement System

Man. (Emme/Suct.) : 0-3bar (mutlak) Debi / Flow : DN 300 D_1 : 125 mm
Man. (Basma/Disch.) : 0-10 bar Δ z : 0.00 m D_2 : 80 mm
$T_{ort/amb}$: 18.5 °C P_{atm} : 1006.0 mbar $T_{Su / Liq.}$: 18.2 °C
Test Sıvısı / Liquid : Su ρ : 1.00 kg/dm³ $P_{buh / vap}$: 0.214 m

Malzemeler / Materials

Gövde / Casing : GG25-K
Difüzör / Diffuser : -
Çark / Impeller : GG25-K
Mil / Shaft : AISI420

Motor Bilgileri / Motor Data

Üret./ Manuf. : GAMAK P : 90 kW Volt. : 380 V cos Φ : 0.91
Tip / Type : GME 280M2 n : 2980 rpm I : 160 A
Seri / Serial : 5111632781 Fre. : 50 Hz η_m : 94.54 %

Açıklamalar / Comments

Kollektör giriş vanasından debi ayarı yapıldı.
Vana öncesinde esnek 25 barlık boru var.

Çalışma Noktası Bilgileri / Operating Conditions

Sıvı / Liquid : Su ρ : 1.000 kg/dm³ Sıcaklık / Temp. : 20.0 °C

	n rpm	Q m3/h	H m	η_p %
Anma / Rated	1500	130.0	26.0	85.0
Deney / Test	1500	130.0	26.0	85.0

Rulman / Bearing (TT / DE) : 6300.0
Rulman / Bearing (TET / NDE) : 6300.0

Ölçümler / Measurements

No	Zaman Time	Q m3/h	Q/Qanma %	n rpm	Tort/amb °C	TT / DE P-T2 °C	TT / DE Δ P-T2 °C	TET / NDE P-T3 °C	TET / NDE Δ P-T3 °C	TT / DE V_{1x} mm/s	TT / DE V_{1y} mm/s	TT / DE V_{1z} mm/s	TET / NDE V_{2x} mm/s	TET / NDE V_{2y} mm/s	TET / NDE V_{2z} mm/s
1	19:12	161.00	1.24	1499.03	18.45	23.30	4.85	23.30	4.85	1.92	1.10	0	1.109	1.171	1.03
2	19:13	139.00	1.07	1499.38	18.47	23.32	4.85	23.32	4.85	1.86	1.10	0	1.211	1.14	1.014
3	19:15	132.00	1.02	1499.20	18.48	23.28	4.80	23.28	4.80	1.84	1.09	0	1.213	1.128	1.002
4	19:16	119.00	0.92	1499.20	18.47	23.32	4.84	23.32	4.84	1.83	1.13	0	1.309	1.149	1.034
5	19:18	99.00	0.76	1499.87	18.49	23.34	4.85	23.34	4.85	1.84	1.27	0	1.478	1.178	1.059
6	19:19	82.56	0.64	1500.57	18.50	23.34	4.85	23.34	4.85	1.84	1.31	0	1.593	1.229	1.109
7	19:21	59.0	0.45	1500.91	18.49	23.35	4.86	23.35	4.86	1.8	1.35	0	1.726	1.223	1.124
8	19:22	40.3	0.31	1501.02	18.49	23.38	4.90	23.38	4.90	1.7	1.37	0	1.85	1.167	1.089
9	19:24	0.0	0.00	1500.85	18.50	23.34	4.84	23.34	4.84	1.6	1.4	0	2.082	1.07	1.037
10			0.00				0.00		0.00						
11			0.00				0.00		0.00						
12			0.00				0.00		0.00						
13			0.00				0.00		0.00						
14			0.00				0.00		0.00						

Şekil B.5 : Kollektör giriş vanasından yapılan ayar ve test raporu

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyadı **:** Hamdi Nadir TURAL

Doğum Yeri ve Tarihi **:** Çorum / 1983

Lisans **:** İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

- 2004-Devam ediyor Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.

Yayın ve Patent Listesi:

- Yaman, U.K., Karadoğan, H., **Tural**, H.N. (2004). Merkezkaç Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantılarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *5. Pompa ve Vana Kongresi*, İstanbul, 22-24 Kasım.
- **Tural**, H.N., (2011). Pompalarda Malzeme Kaynaklı Hasarlar ve Malzeme Seçimi, *7. Pompa ve Vana Kongresi*, İstanbul, 28-30 Nisan.
- **Tural**, H.N. (2012). Pompa Tesisatının Tasarımında Dikkat Edilecek Hususlar, *Tesisat*, Şubat, İstanbul.
- **Tural**, H.N. (2012). Pompalarda Bakım, *Tesisat*, Mayıs, İstanbul.