

**RADYAL POMPA ÇIKIŞINDA BASINÇ
ÇALKANTILARI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. U. Kerem YAMAN

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Program: Isı-Akışkan

OCAK 2005

**RADYAL POMPA ÇIKIŞINDA BASINÇ
ÇALKANTILARI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. U. Kere m YAMAN
(503021106)**

**Tezi n Enstitüye Veril di ği Tari h : 25 Aralı k 2004
Tezi n Savunul du ğu Tari h : 24 Ocak 2005**

**Tez Danış manı : Prof. Dr. Hal uk KARADOĞAN
Di ğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Mte ŞEN
Prof. Dr. İl han AVCI**

OCAK 2005

ÖNSÖZ

Lisans eğitimi sırasında bana hidrolik Makinalar konusunu sevdiren sevgili hocam Prof. Dr. Mete ŞEN'e ve yoğun iş akışı içerisinde bu çalışmada bana danışmanlık yapan sevgili hocam Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN'a teşekkür ederim

Veri toplama sistemini kurarken karşılaştığımız önemli sorunu aşmamızı sağlayan sayın Prof. Dr. Can ÖZSOY ve Yük. Mak. Müh. Doruk AKYILDIZ'a da en içten şükran duygularımı sunarım

Ayrıca, çalışmamız sırasında deneylerde kullandığımız pompaları sağlayan, TÜRBOAN STANDART POMPA ve MAS POMPA firmalarına teşekkürlerimi sunmak isterim

Aralık 2004

Mak. Müh. Kerem YAMAN

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
1 GİRİŞ	1
2 KAYNAK TARAMASI	3
2.1 Doğrudan Çark Dİ Etkileşimi Ve Basınç Çalkantılarını Konu Alan Çalışmalar	3
2.2 Pompa İçindeki Akış Görüntülemeye Veya Modellemeye Yönelik Çalışmalar	10
3 AKIŞ KAYNAKLI TİTREŞİMLERİN SINIFLANDIRILMASI	21
3.1 Akışın Yaratdığı Titreşimlerin Sınıflandırılması	21
3.2 Pompalarda Karşılaşılan Akış Kaynaklı Titreşimler	24
3.2.1 Global akış çalkantıları	24
3.2.2 Yersel akış çalkantıları	25
3.2.3 Radyal ve rotodinamik kuvvetler	26
4 DENEY DÜZENİ	27
4.1 Deneyler için kurulan tesisatlar	27
4.2 Veri toplama sistemi	28
4.3 Deney yöntemi ve uygulama	29
4.4 Yazılım	30
4.5 Sinyal işleme yöntemi	32
5 HATA KAYNAKLARI VE BELİRSİZLİK ANALİZİ	36
6 BASINÇ ÇALKANTISI SPEKTRUMLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	40
6.1 Pompa 1	41
6.2 Pompa 2	49
6.3 Pompa 3	57
6.4 Pompa 4	64
6.5 Pompa 5	72
7 BOYUTSUZ SAYILAR KULLANILARAK YAPILAN GENEL DEĞERLENDİRME	80
8 SONUÇ	85

KAYNAKLAR	87
EKLER	92
EK A Deney Tesisat Fotoğrafları	92
A 1. Pompa 1	92
A 2. Pompa 2	93
A 3. Pompa 3	94
A 4. Pompa 4	95
A 5. Pompa 5	97
EK B Veri toplama sistemi nde kullanılan ele manları n özellikleri	99
Transdüser	99
Besleyici	99
Kabl ol a n a ter m i n a l i	100
Veri topl a n a kartı	100
EK C PCB W112 A21 Kali brasyon sertifikası	102
EK D Veri işle m e de kullanılan mat lab progra m	103
EK E Priz doğ al frekansları nı hesapl a n a da kullanılan for mül (Aster)	104
EK F Spektrum verileri (tabl o hal i nde	105
EK G Deneyler de kullanılan pom pal arı n karakteristi k eğri leri	110
EK H Veri topl a n a siste m i ku r u l u r ken karşı la ş ı l a n sor u n l a r	115

KISALTMALAR

D/A	: Dijital Analog Çeviri
A/D	: Analog Dijital Çeviri
DAQ	: Veri Toplama (Data Acquisition)
DFT	: Ayrıklaştırılmış Fourier dönüşümü (Discrete Fourier Transform)
FFT	: Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform)
LDV	: Lazer Doppler Anemometri (Laser Doppler Velocimetry)
PIV	: Parçacık Görüntüsel Hız Belirleme Yöntemi (Particle Image Velocimetry)
HWA	: Sıcak Tel Anemometresi (Hot Wire Anemometer)
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
PDE	: Kısmi Diferansiyel Denklem (Partial Differential Equation)
SPL	: Ses Basıncı Seviyesi (Sound Pressure Level)
KGF	: Kanat Geçiş Frekansı

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1 Basınç çal kartı ölçümleri [16]	7
Tablo 3.1 Akış-yapı sistemlerinde temel uyarım mekanizmaları	23
Tablo 3.2 Pompalarda rastlanan titreşimlerin frekans aralıkları [2]	26
Tablo 5.1 Priz doğal frekansları	36
Tablo 6.1 Deneyde kullanılan pompa listesi	40
Tablo 7.1 Test edilen pompalardan elde edilen değerler	82
Tablo E.1 POMPA 1’den alınan verilerin tablo halinde gösterimi	105
Tablo E.2 POMPA 2’den alınan verilerin tablo halinde gösterimi	106
Tablo E.3 POMPA 3’den alınan verilerin tablo halinde gösterimi	107
Tablo E.4 POMPA 4’den alınan verilerin tablo halinde gösterimi	108
Tablo E.5 POMPA 5’den alınan verilerin tablo halinde gösterimi	109

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Salyangoz üzerinde basınç sinyali alınan noktaların yerleşimi [16]	6
Şekil 2.2 : 1 numaralı noktadan alınan basınç sinyalinin spektrumu (Bar RMS) [16]	7
Şekil 2.3 : KGF’deki basınç çalkantı genliğinin 2D yöntemiyle hesaplanmış salyangoz çevresinde dağılımı [16]	8
Şekil 2.4 : 3D yaklaşımına hesaplanmış spektrumlar [16]	8
Şekil 2.5 : Giriş kenarı eğik difüzör tasarımı	9
Şekil 2.6 : Difüzör giriş kenarı boyunca sıralanmış si nüs dalgalarının süperpozisyonu	10
Şekil 2.7 : Pompa geometrisi ve sözü edilen ölçüm yerlerinin kroki si [22]	15
Şekil 2.8 : Jeon’un çalışması nda modellenen geometri [26].....	17
Şekil 2.9 : Çark-engel etkileşimi etkisi altında vorteks dağılımı [26]... ..	18
Şekil 2.10 : Çark-engel arası mesafesi ne (δ) bağlı olarak ses basınç seviyeleri [26]	18
Şekil 2.11 : Rotor- Stator sırası modeli [28]	19
Şekil 4.1 : 1 ve 2 numaralı pompaların bağlandığı tesisat	27
Şekil 4.2 : 3 ve 4 numaralı pompaların bağlandığı tesisat	28
Şekil 4.3 : 5 numaralı pompanın bağlandığı tesisat	28
Şekil 4.4 : Veri toplama sisteminin şematik gösterimi	29
Şekil 4.5 : Transdüser kalibrasyon eğrisi	30
Şekil 4.6 : Zamana bağlı sinyal [32]	33
Şekil 4.7 : Zamana bağlı sinyalin Fourier transfor mu [32]	33
Şekil 5.1 : Priz boyutları	37
a, b, c, d, e : Çark temel boyutları	41
Şekil 6.1 : 1 numaralı pompadan veri toplanan noktalar	41
Şekil 6.2 : Pompa 1’den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	42
Şekil 6.3 : Pompa 1’den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	43
Şekil 6.4 : Pompa 1’den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	43
Şekil 6.5 : Pompa 1 den 1’ numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	44
Şekil 6.6 : Pompa 1’den 2’ numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	44
Şekil 6.7 : Pompa 1’den 3’ numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	45
Şekil 6.8 : Pompa 1’den 1’’ numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	46

Şekil 6 10	: Pompa 1' den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	46
Şekil 6 11	: Pompa 1' den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	47
Şekil 6 12	: Pompa 1' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi	48
Şekil 6 13	: 2 numaralı pompadan veri toplanan noktalar	49
Şekil 6 14	: Pompa 2' den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	50
Şekil 6 15	: Pompa 2' den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	50
Şekil 6 16	: Pompa 2' den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	51
Şekil 6 17	: Pompa 2' den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	52
Şekil 6 18	: Pompa 2' den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	53
Şekil 6 19	: Pompa 2' den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	53
Şekil 6 20	: Pompa 2' den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	54
Şekil 6 21	: Pompa 2' den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	54
Şekil 6 22	: Pompa 2' den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	55
Şekil 6 23	: Pompa 2' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi	56
Şekil 6 24	: 3 numaralı pompadan veri toplanan noktalar	57
Şekil 6 25	: Pompa 3' den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	58
Şekil 6 26	: Pompa 3' den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	58
Şekil 6 27	: Pompa 3' den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	59
Şekil 6 28	: Pompa 3' den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	59
Şekil 6 29	: Pompa 3' den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	60
Şekil 6 30	: Pompa 3' den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	61
Şekil 6 31	: Pompa 3' den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	61
Şekil 6 32	: Pompa 3' den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	62
Şekil 6 33	: Pompa 3' den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	62
Şekil 6 34	: Pompa 2' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi	63
Şekil 6 35	: 4 numaralı pompadan veri toplanan noktalar	64

Şekil 6.36	: Pompa 4' den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	65
Şekil 6.37	: Pompa 4' den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	66
Şekil 6.38	: Pompa 4' den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	66
Şekil 6.39	: Pompa 4' den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	67
Şekil 6.40	: Pompa 4' den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	67
Şekil 6.41	: Pompa 4' den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	68
Şekil 6.42	: Pompa 4' den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	69
Şekil 6.43	: Pompa 4' den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	69
Şekil 6.44	: Pompa 4' den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	70
Şekil 6.45	: Pompa 4' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi	71
Şekil 6.46	: 5 numaralı pompadan veri toplanan noktalar	72
Şekil 6.47	: Pompa 5' den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	73
Şekil 6.48	: Pompa 5' den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	73
Şekil 6.49	: Pompa 5' den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	74
Şekil 6.50	: Pompa 5' den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	75
Şekil 6.51	: Pompa 5' den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	75
Şekil 6.52	: Pompa 5' den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	76
Şekil 6.53	: Pompa 5' den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	76
Şekil 6.54	: Pompa 5' den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	77
Şekil 6.55	: Pompa 5' den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu	78
Şekil 6.56	: Pompa 5' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi	79
Şekil 7.1	: Re- St grafiği	81
Şekil 7.2	: nç- St grafiği	81
Şekil 7.3	: nç-boyutsuz genlik grafiği	83
Şekil 7.4	: Çark-dil arası mesafeye bağlı olarak boyutsuz genlik [14]	84
Şekil A.1.1	: Pompa 1, basma borusu	92
Şekil A.1.2	: Pompa 1' den basınç sinyali alınan priz	92
Şekil A.2.1	: Pompa 1 ve 2' nin bağlandığı tesisatın basma hattı	93
Şekil A.2.2	: Pompa 2 ve bağlandığı tesisatın basma hattı	93
Şekil A.2.3	: Pompa 2' den basınç sinyali alınan priz (vidayla kapatılmış)	93

Şekil A2.4 : Pompa 2' den basınç sinyali alınan priz	94
Şekil A2.5 : Pompa 1 ve 2' nin bağlandığı tesisatın emme hattı	94
Şekil A3.1 : Pompa 3 ve 4' ün bağlandığı tesisatın basma hattı (Pompa 3 bağlı halde)	94
Şekil A3.2 : Pompa 3'ten basınç sinyali alınan priz (üzerinde transdüser ile birlikte)	95
Şekil A3.3 : Pompa 3'ten basınç sinyali alınan priz (üzerinde transdüser ile birlikte, yakınlştırılmış).....	95
Şekil A4.1 : Pompa 4. basma hattına bağlı	95
Şekil A4.2 : Pompa 3 ve 4' ün basma hattı üzerinde debi ölçümünde kullanılan hacimsel sayaç	96
Şekil A4.3 : Pompa 3 ve 4' ün bağlandığı emme hattı....	96
Şekil A4.4 : Pompa 4'ten basınç sinyali alınan priz	96
Şekil A4.5 : Pompa 4'ten basınç sinyali alınan priz (yakınlştırılmış)	97
Şekil A4.6 : Pompa 3 ve 4' ü tahrik etmekte kullanılan doğru akım motoru	97
Şekil A5.1 : Pompa 5 tesisata bağlı halde	97
Şekil A5.2 : Pompa 5 basınç sinyali alınan priz	98
Şekil C1 : Transdüser kalibrasyon sertifikası	102
Şekil G1 : Pompa 1 karakteristik eğrileri	110
Şekil G2 : Pompa 2 karakteristik eğrileri	111
Şekil G3 : Pompa 3 karakteristik eğrileri	112
Şekil G4 : Pompa 4 karakteristik eğrileri	113
Şekil G5 : Pompa 5 karakteristik eğrileri	114
Şekil H1 : 5 numaralı pompada kablo bağlantısının yanlış olduğu halde alınan sinyalin spektrumu	116
Şekil H2 : 5 numaralı pompada kablo bağlantısı düzeltildikten sonra alınan sinyalin spektrumu	116
Şekil H3 : Doğru kablolaştırma diyagram	116

SEMBOLLER

b_2	: çark çıkış genişliği, [mm]
b_3	: salyangoz giriş genişliği, [mm]
d_1	: çark giriş çapı, [mm]
d_2	: çark çıkış çapı, [mm]
d_3	: salyangoz giriş çapı, [mm]
D_E	: emme flanş çapı, [mm]
D_B	: basma flanş çapı, [mm]
E	: çark dîl arası mesafe, [mm]
f_s	: örneklem frekansı, [Hz]
f_{kg}	: kanat geçiş frekansı, [Hz]
f_n	: rezonans frekansı, [Hz]
f_b	: baskın frekans, [Hz]
H_{opt}	: optimum çalışma noktasında hidrolik yükseklik, [m]
$\tilde{H}$	: basınç kartı sırtının periyodik bileşeni (tepeden tepeye m olarak)
n	: mil devri, [d/d]
n_q	: özgül hız ($n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}}$, n [d/d]; Q [m ³ /s]; H [m]), [d/d]
$\tilde{P}$	: basınç kartı sırtının periyodik bileşeni (tepeden tepeye m olarak), [m]
Q_{opt}	: optimum çalışma noktasında debi değeri, [l/s]
Re	: Reynolds sayısı, [-]
St	: Strouhal sayısı, [-]
St_b	: baskın frekansa göre tanımlanmış Strouhal sayısı, [-]
w	: belirsizlik, [%]
z	: kanat sayısı, [-]
Z_R	: rotor kanat sayısı, [-]
Z_S	: statör kanat sayısı, [-]
Z_{OF}	: statör ve rotor kanat sayılarının ortak çarpanı, [-]
β_2	: çark kanat çıkış açısı, [°]
β_3	: salyangoz dîli giriş açısı, [°]
ϕ	: debi sayısı, [-]
ψ	: basınç sayısı, [-]
η	: verim, [%]
δ	: dîl çark arası açıklığın çark çapına oranı, [%]
Ω	: mil devri, [d/d, Hz]

RADYAL POMPA ÇIKIŞINDA BASINÇ ÇALKANTILARI

ÖZET

Merkezkaç pompalar akış sistemlerine enerji besleyen birincil kaynaklardır. Bu enerjinin bir kısmı pompa çıkışında basınç çalkantıları olarak ortaya çıkar. Bu durum pompa mühendisinin pompa çıkışındaki basınç çalkantı karakteristiğini tasarımı yaparken hesaba katmasını gerektirir. Bu tez çalışmasında amaçlanan, pompa ya da pompalı sistemler tasarlayan mühendislerin kullanabileceği şekilde pompa çıkışındaki basınç çalkantılarının karakteristiklerini belirleyebilmesidir. Bu amaçla İstanbul Teknik Üniversitesi Maki Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı'nda, özgül hızları 12,5 ile 40 arasında değişen 5 adet merkezkaç pompa üzerinde deneyler yapılmıştır. Boyutsuz sayılar kullanılarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir ve çalışılmıştır. Ayrıca elde edilen sonuçlar literatürde bulunan çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın en çok çaba harcanan bölümü, deneysel çalışmaların genel karakteristiğine uygun olarak, veri toplama sistemi ni toplandığı ve deneylere hazır hale getirildiği bölümdür. Bu çalışmada, veri toplama ve sinyal işleme amacıyla MATLAB yazılımı kullanılmıştır.

Deney sonuçları değerlendirildiğinde, kanat geçiş frekansında ve mil devri frekansında karşılaşılan çalkantıların en yüksek genliklere sahip oldukları ve bu bileşenlerin tepeden tepeye genlik değerlerinin pompadan veri toplanan çalışma noktasındaki manometrik yüksekliğe oranının %0,5 ile %5 değerleri arasında değiştiği görülmektedir.

Sonuç olarak, pompa seçimi yapılırken mil devri ve kanat geçiş frekansının belirlenmesi ve tesisatın modal yapısının ortaya çıkarılması gerektiği açıktır. Bunun içi tesisatın modal analizini yapması, tesisatın karışık bir yapı teşkil etmesi ve modal analizin bu nedenle zorlaşması durumundaysa modal testler yapılması gerekmektedir. Halihazırda kurulmuş olan bir tesisatta böyle bir titreşim sorunu yaşanması halinde ise ilk yaklaşım olarak çark torkalabilir ve çark dil arası mesafe artırılabilir. Böylece pompa çıkışında oluşan basınç çalkantılarının genlikleri düşürülmüş olacaktır; ancak bu, pompa-tesisat etkileşimini engelleyebilecek kalıcı bir çözüm değildir. Kalıcı bir çözüm sağlanamıyorsa temel yolu vardır. Bu yollardan biri pompanın uyarım karakteristiğini diğeri de tesisatın modal yapısını değiştirmektir. Pompanın uyarım karakteristiğini değiştirmek dendiğinde ilk aklı gelen mil devrini değiştirmektir. Bununla birlikte pratikte salyangoz dili üzerinde delikler açmak, pompa çıkışına basınç dalgalanmasını söndürücü hava kazanı beenzeri hacimler eklemek yöntemleri de kullanılmaktadır. Tesisatın modal yapısını değiştirmekten kast edilen ise tesisatı oluşturan elemanların uygun biçimde modifiye ederek hidrolik, akustik, mekanik sistem karakteristiğini değiştirilmesidir.

PRESSURE FLUCTUATIONS AT CENTRIFUGAL PUMP DISCHARGE

SUMMARY

Centrifugal pumps are the primary sources which feed energy into the system and a part of this energy converts into pressure fluctuations at the pump exit. Therefore, the pump engineer should consider characteristics of flow induced vibrations developed by the pump at design stage. The aim of this thesis is to give the pumping system designer a useful means of predicting the characteristics of pressure fluctuations at pump discharge. In order to do that, a set of experiments has been carried out in Hydromechanics Laboratory of Department of Mechanical Engineering of İstanbul Technical University with 5 different pumps of different specific speeds varying from 12,5 to 40. Results are presented in terms of appropriate dimensionless numbers and have been compared to the experimental and numerical works reported in the literature.

Most of the effort in this work has been given to set up the test equipment as it is usual for many experimental works. In this work MATLAB software has been used for data acquisition and signal processing.

Experimental results show that, the blade passing frequency and shaft rotation frequency are the dominant frequencies and the peak to peak amplitudes of these frequencies to the manometric head at the operation point vary in a range from 0,5 % to 5 %.

In conclusion, it is important that the rotational speed and the blade passing frequencies are to be determined and a modal analysis of the pumping system has to be carried out in selecting a pump into an installation. On the other hand, if it is suspected that in a pumping installation there are vibration problems due to the mismatch of the pump to the system, the impeller can be trimmed and/or distance between the impeller and the volute tongue can be increased. This would reduce the amplitudes of pressure fluctuations at the pump discharge but do not eliminate coupling problem, thus will not yield to a permanent solution. In order to avoid pressure fluctuations caused by pump-installation interaction permanently, two main methods may be in order. First method is to change the fluctuation characteristics at the exit of the pump. In order to do this, one can propose to change the rotational speed of the pump. However, there are other practical methods such as drilling holes on the volute tongue and inserting devices such as air chamber in order to damp the pressure fluctuations at the pump discharge. Secondly, the modal structure of pumping installation can be changed by appropriate modifications of installation components.

1 GİRİŞ

Makina mühendisliğinin en önemli iki sorunu titreşim ve sürtünmenin kontrol altında tutulmasıdır. Bu ikisi aslında birer enerji dönüşüm mekanizmasıdır ve çoğu zaman istenmeyen enerji kayıpları olarak karşımıza çıkarlar. Bazı hallerde ise titreşim ve sürtünmeden kontrollü olarak faydalandırılabilir. Örneğin, viskoz sürtünme ilkesiyle çalışan amortisörler, titreşimli taşıyıcı (konveyör) bantlar, türbülanslı yanma odaları, köprü, gökdelen gibi büyük yapıların arkasında oluşan büyük ölçüdeki vorteksleri kırarak için yapıya eklenen daha küçük vorteks üreticileri vb... Titreşim ve sürtünmeden yarar sağlanan daha bir çok örnek aklı gelebilir. Bütün bu örnekler ortak yanı ise titreşim veya sürtünme olaylarının kontrol altında tutulabilmesi gerekliliğidir.

Pompa sistemler söz konusu olduğunda birincil titreşim kaynağı pompadır. Ya da diğer bir deyişle pompalar tesisatlara enerji özellikle de akustik enerji besleyen birincil kaynaktır [1]. Sisteme enerji besleyen eleman pompa olduğu için sistemi analiz etmeye pompadan başlamak gerekir. Pompanın yarattığı mekanik ve akustik titreşimler önemli olmakla birlikte sistemde enerjiyi taşıyan eleman akışkan olduğundan hareketle, akış dinamiği açısından önemle incelenmesi gereken titreşim tipinin çark kanat çıkış kenarında oluşan ve salyangoz dilile etkileşen, vortekslerden kaynaklanan titreşimler olduğu düşünülmektedir.

Ancak pompanın yarattığı titreşimin karakteristiği belirlendikten sonra tesisatta hidrolik, mekanik, akustik, termik yapılarla akuplaj olasılığı olup olmadığı incelenebilir, önceden kestirilerde bulunulabilir. Kaynak taraması bölümünde bu konularla ilgili nispeten güncel çalışmalara yer verilmiştir. Pompa sistemlerde karşılaşılan titreşim problemlerinin yarattığı sorunlar oldukça büyük zararlara sebep olabilmektedir [1,2]. Piyasada sıklıkla kullanılan standart merkezkaç pompalı tesisatlarda akış kaynaklı titreşimlerle ilgili bir sorun meydana gelse bile bu sorunun teşhisi ile uğraşılınmakta, sorunun üzerine gidilmemektedir. Enerji santrallerinde kullanılan kazan besleme pompası gibi yüksek güçlü pompaların kullanıldığı tesisatlarda pompa-tesisat akuplajı gözden kaçamayacak derecede etkili olmaktadır [1].

Ya da uzaya uydu taşıyan roketlerin yüksek basınçlı yakıt pompalarında pogo kararsızlığı gibi bir sorun çıkması halinde sorun incelenmeyi hak etmektedir [2]. Pogo kararsızlığı ile ilgili açıklama üçüncü bölümde verilmektedir. Açık ki pompalı sistemlerde akış kaynaklı titreşimlerin yarattığı ya da yaratabileceği sorunlar gözle görünür derecede büyük olmadığında göz ardı edilmektedir; ancak günümüzde yüksek hızlı, yüksek basınçlı, yüksek yoğunluklu sıvılar basan, performanslı zorlanmış pompalar tasarlanma eğiliminin bu alanda karşılaşılan sorunları da beraberinde artıracığını ve büyüteceğini düşünmek yanlış olmayacaktır.

Kaynak taraması iki bölüm halinde gruplanmıştır. Birinci grup doğrudan çark-dil etkileşimini ve sonucunda oluşan basınç çalkantılarını konu edinen çalışmaları kapsarken, ikinci grup pompa içindeki süreksiz, zamana bağlı akışı görüntülemeyi yada modellemeyi amaçlayan çalışmaları kapsamaktadır. Tabi ki pompa içi akışın doğası gereği ikinci gruptaki çalışmalar da basınç çalkantıları hakkında değerli bilgiler içermektedir.

Bu çalışmada piyasada bulunan merkezkaç pompalardan seçilen beş adeti çıkış kesitlerindeki basınç çalkantılarının yapısını incelemek amacıyla test edilmiştir. Merkezkaç pompaların tasarımı maralığını taramak amacıyla pompaların özgül hızları 10 ile 40 arasında olacak şekilde seçilmiştir. Deneyler İ. T. Ü. Maki na Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiş olup, akışkan olarak normal şartlarda su kullanılmıştır. Yapılan çalışmanın en çok zaman ve çaba gerektiren kısmı deney düzeneğinin hazırlanması ve veri toplama sisteminin kurulması olmuştur. Dördüncü bölümde bu sürece değinilmiştir. Arkasından yapılan belirsizlik analizi, deney sonucunda elde edilen verilerin işlenmesi sonucu elde edilen spektrumlardaki basınç genliklerindeki belirsizliğin %10'dan küçük olduğunu göstermektedir ki böyle bir deneysel çalışma için bu değerin yeterli olduğu düşünülmektedir.

Pompalardan toplanan verilerin altıncı bölümde değerlendirilmesinden sonra tanımları verilmiş olan boyutsuz sayılar kullanılarak yedinci bölümde genel bir değerlendirme yapılmaya çalışılmıştır. En son olarak da gerçekleştirilen deneyler ışığında elde edilen sonuçlar ve bu sonuçlardan yola çıkarak pompalarda ve pompalı sistemlerde akış kaynaklı titreşimlerin oluşumunu ve yapısını incelemek için gelecekte nasıl bir çalışma programı izlenmesi gerektiği tasarlanmış ve aktarılmıştır.

2 KAYNAK TARAMASI

Pompa lar ın ık ışı ndaki basın  ve/veya hız al kantılar ıyla ilgili literatür tarandı ğı nda ortaya ı kan manzarada, yapı lmış ve yayın lanmış olan alış malar ın ikiye ayrıldı ğı görülmektedir. Birinci grup alış ma tipi doğrudan çark ık ışı ndaki ve sal yangoz içindeki basın  veya hız alan ındaki al kantılarla ilgilenil miş olan alış malar olup ikinci grup ise asıl olarak pompan ın içindeki akış ı çözümü neyi amaçlayan ancak olay ın doğası gereği çark-dil etkileş imi ve çark ık ışı ndaki basın / hız al kantıları hakk ında da ipuçları içeren alış malar dır. Ayrıca bütün bu alış maları sayısal ve deneysel olarak da ikiye ayır mak mümkün ol nakla birlikte pompan ın içindeki üç boyutlu zama na ba ğı akış ın kar naş ıklı ğı ndan dolayı he men her sayısal alış man ın deneysel verilerle doğrulanmaya alış ıldığı görülmektedir. Deneysel alış malar da, Lazer Dopler Ane mometresi (LDV), Parçacık Görüntü sel Hz Belirleme (PI V) ve Sıcak Tel Ane mometrisi (HWA) gibi geliş miş akış görüntü leme ve ölç me tekniklerini kullanıldığı nı, sayısal yöntem lerde ise hesaplanalı akış kanlar mekani ğinde (CFD) en çok kullanılan sonlu farklar yönteminin yanında ayrık vorteks, tekil lik gibi yöntemlerin kullanıldığı görülmektedir.

2.1 Doğrudan ark-Dil Etkileş imi Ve Basın  al kantılar ın Konu Alan alış malar

Çakmak [3] gerçekleştirmiş oldu ğı alış mada herhangi bir ark ın geometrik özellikleri ve dön me sayısına ba ğı olarak uyarım karakteristi ğini belirlemek için akış kan olarak havanın kullanıldığı deneyler yapı mış boyutsuz sayılar kullanarak genelleştir meye git meye alış mıştır. Deney sisteminde dört adet alü minyumdan imal edil miş radyal çark hacmi 1728 lt olan bir tank içinde denenmiş olup, Choi'nin [4] yapı mış oldu ğı alış mada da oldu ğı gibi çark-dil etkileş imi göz önüne alınmamıştır.

Karado ğan ve Urun [5] pompa pazar ında hali hazırda satıl nakta olan çift emiş li bir pompa üzerinde deneyler yapı mış, pompa ık ışı nda basın  sinyalleri toplayarak spektrumlarını de ğerlendir miş lerdir. al kantı genliklerini yüksek de ğerler aldığı nı belirt miş lerdir.

Parrondo ve diğ'inin [6] çalışmaları daha önce yapılmış olan bir çalışma [7] genişletilerek boyutsuz özgül hızı $\omega=0,48$ ($n_q=25,5$) olan standart bir merkezkaç pompamın salyangozu içindeki basınç dalgalanmaları araştırılmıştır.

İlk yapılan çalışmada salyangoz dili ile çark arasındaki açıklık çark yarıçapının %10'u büyüklüğündeyken devam niteliğindeki bu çalışmada bu oran %15,8'e çıkarılmıştır. Deneyde kullanılan çarkın çapı 200 mm 7 adet geri yatık kanata sahiptir; çark çıkış genişliği $b_2=16,9$ mm çıkış açısı $\beta_2=29^\circ$ olarak verilmiştir. β_2 açısı çark çıkışındaki kanata teğet doğru ile çark çıkışına teğet doğru arasında kalan açı olarak tarif edilmiştir.

Bu çalışmayla amaçlanan salyangoz boyunca basınçtaki dalgalanmanın genlik ve kanat pozisyonuna göreceli olarak faz farkı hakkında bilgi edinmek olduğu için salyangoz çevresinde 36 adet priz açılmış ve 4 adet piezo-rezistif transduseri çeşitli konbinyasyonlarla bu prizlere yerleştirilerek debi değerinin optimum debinin %0'ı ile %160'ı aralığında basınç sinyalleri alınıp FFT algoritmasıyla basınç spektrumları çıkarılmıştır. Salyangoz içindeki basınç titreşimleri sinyal alınan noktanın salyangozdaki açisal konumuna ve debi değerine bağlı olduğu ve en yüksek genliklerin dile en yakın bölgede ve optimum nokta dışı çalışmada halinde gözlenmiş olup dil çark çıkışı arasındaki açıklığın çark yarıçapının %15,8'inden %10'una düşmesi halinde optimum nokta dışında karşılaşılan en yüksek genliklerin %50 oranında arttığı görülmüştür.

Parrondo ve diğ' çalışmaları bu deneylerden yola çıkarak akustik bir model [8,9] kurmuşlar, bu modeli uygulamak için bir hesap yöntemi geliştirmişler ve daha önce yapılmış oldukları deneysel çalışmalardan dil çark çıkışı arasındaki açıklığın çark yarıçapının %10'u olduğu hal için modelden elde edilen ve deneyden gelen sonuçları karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak salyangoz içindeki kanat geçiş frekansındaki basınç dalgalanmasının geliştirilen modelle benzetilebildiği ve beklendiği gibi tasarım noktası dışında çalıştırılması halinde pompamın salyangozu içinde baskın olan dalgalanmanın kanat geçiş frekansında görüleceği belirtilmiştir.

Timouchev ve Pavić [10] yayınlamış oldukları çalışmada pompa içindeki basınç çalkantılarının aşağıdaki akustik-vorteks dalga denklemiyle ifade edilebileceğini belirtmektedirler:

$$\Lambda^2 \frac{\partial^2 h}{\partial \tau^2} - \nabla^2 h = s \quad (2.1)$$

Denkle m 2.1.'de;

$\Lambda = \frac{u_2 Z}{2\pi a}$, ba ğ l kanat geçi ŝ frekans ı,

$h = (H + H_a) = \frac{p - p_0}{\rho u_2^2}$, ortal p i (bas ı nç) çal kant ı s ı,

H sanki (pseudo) ses çalkant ı s ı,

H_a : akusti k çal kant ı,

s: mevcut h ız alan ı na ba ğ l ı kaynak fonksiyonu,

a: ses h ız ı,

olarak tanı ml an maktadı r.

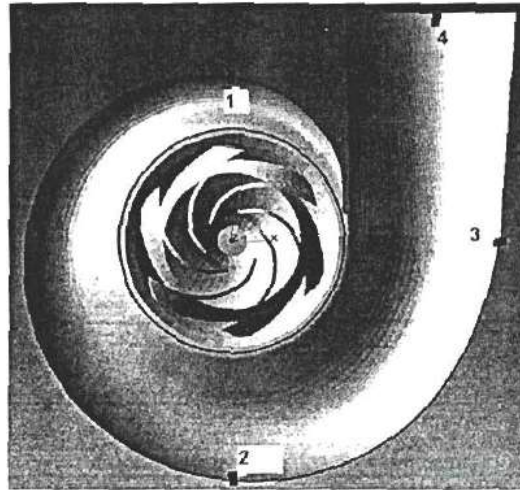
Bu temel denkle mi ncelendi ğ i nde i ki nci dereceden k ı s m i t ürevli diferansi yel (PDE) bir dal ga denkle mi oldu ğ u ve genel s ı nı flandı rmaya göre hiperbolik bir denkle m oldu ğ u anlaşı l maktadı r [11]. Bili ndi ğ i üzere i ki nci mertebeden hiperbolik PDE'leri çö z me ki ç i n Euler FTFS, Euler FTCS, Lax, Orta nokt a sı ç rama, Lax- W endroff, Euler FTCS kapalı (i mPLICIT), Crank- Nicolson, Ayırma, Çoklu basamak, Beam and Warming gibi yöntemler kullanılabil mektedir [11].

Bu çalış mada ise Timouchev'in baş ını çekti ğ i bir ekibi n geli ş tir mi ş oldu ğ u "HARMONY" [12] adlı yazılı mın MK1 sür ü nü kullan ı lmı ş oldu ğ u belirtil mektedir. Pompa ç ı kışı ndaki akustik empedans ı n yani ç ı kışı na ba ğ l anan tesisat ı n yapı s ı nın pompa ç ı kışı ndaki basınç çalkant ı lar ı nın yapı s ı nı etkiledi ğ i belirtil mi ş tir. Pompa-tesisat etkile ş i m i n i n basınç çalkant ı lar ı üzerindeki etkileri ile ilgili deneysel bir çalış ma da Alansatan ve Karado ğ an [13] tarafından gerç ekle ş tiril mi ş, deneysel sonuç lar ı n pompaya ba ğ l anan yapıdaki rezonans hal i n i n $f_{kg} = f_n$ oldu ğ u durumda ortaya ç ı kt ı ğ ı ancak yapılan kuramsal çalış mada rezonans ı n $f_{kg} = f_n/2$ de ğ erinde ortaya ç ı kacağı belirtil mektedir.

Di ğ er bir çalış mada Timouchev ve Tourret [14] yine "HARMONY" program ı nı kullanarak pompa iç i akışı hesaplanmaktadırlar. Bu çalış mada "HARMONY" program ı nın MK1 ve MK2 sür ü nlerinden bahsedil mekte, her ikisi n i n de aynı

prosedürü kullanmasına karşın MK1'in basit salyangozlu pompa geometrisi için MK2'nin ise kanatlı difüzörlü bir pompa geometrisi için geliştirilmiş olduğu belirtilmektedir. Her iki süründe de çark içi akışın statordan etkilenmediği, dolayısıyla aksel simetrik bir olarak modellendiği belirtilmektedir. Makalenin yayınlandığı tarihte geliştirme aşamasında olduğu belirtilen MK3 sürümünün ise ister salyangoz ister kanatlı difüzör olsun, çark çıkışında yer alan sabit elemanın çark içi akışa olan etkisini de hesaba katabilme avantajına sahip olacağı bildirilmektedir. Radyal açıklığın kanat geçiş frekansındaki basınç dalgalanmasının üzerinde oynadığı oldukça bir deneysel çalışmayla [15] karşılaştırılmalı olarak bu çalışmanın içinde verilmiştir.

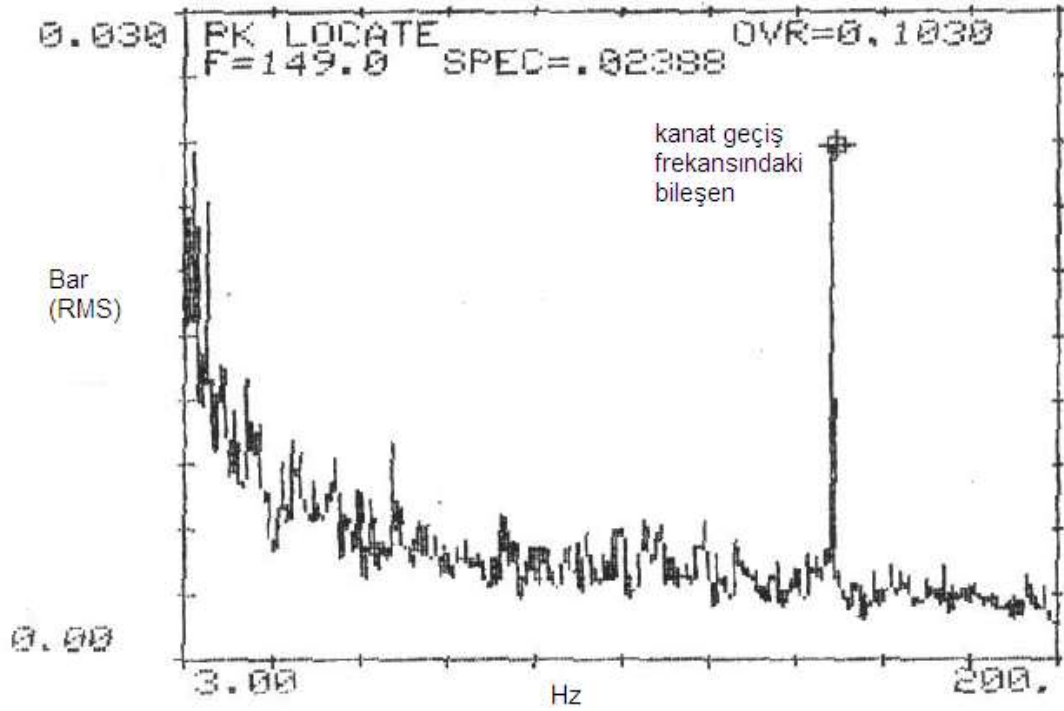
Timouchev, de Botton ve Reznik'in yapmış olduğu çalışmada ise yine "HARMONY" yazılımının kullanıldığı ve özgül hızı 80 olan diyağonal bir pompa ile test edilmektedir. Çalışmada ayrıca 3 boyutlu çözümleme için "FlowVision" adlı kodun kullanıldığı belirtilmektedir. Çalışmanın deneysel kısmında ise pompanın salyangozu içindeki basınç çalkantılarının dağılımını belirlemek amacıyla dört ayrı noktada basınç sinyalleri toplandığı bildirilmektedir. Bu noktaların yerleri şekil 2.1.'de gösterilmektedir. Daha sonra bu noktalardan alınan sinyallerin spektrumlarının elde edildiği ve sayısal olarak hesaplanan spektrumlarla karşılaştırılarak kanat geçiş frekansındaki basınç bileşeninin salyangoz içindeki dağılımının karşılaştırıldığı görülmektedir.



Şekil 2.1. Salyangoz üzerinde basınç sinyali alınan noktaların yerleşimi [16]

Deneysel olarak bulunan sonuçlara göre 1, 3 ve 4 numaralı noktalarda kanat geçiş frekansındaki bileşenin gayet belirgin olduğu, kanat geçiş frekansındaki bileşenin en

yüksek değerini salyangoz diline en yakın nokt a olan 1 numaralı nokt ada aldığı ifade edil mektedir (Şekil 2.2).

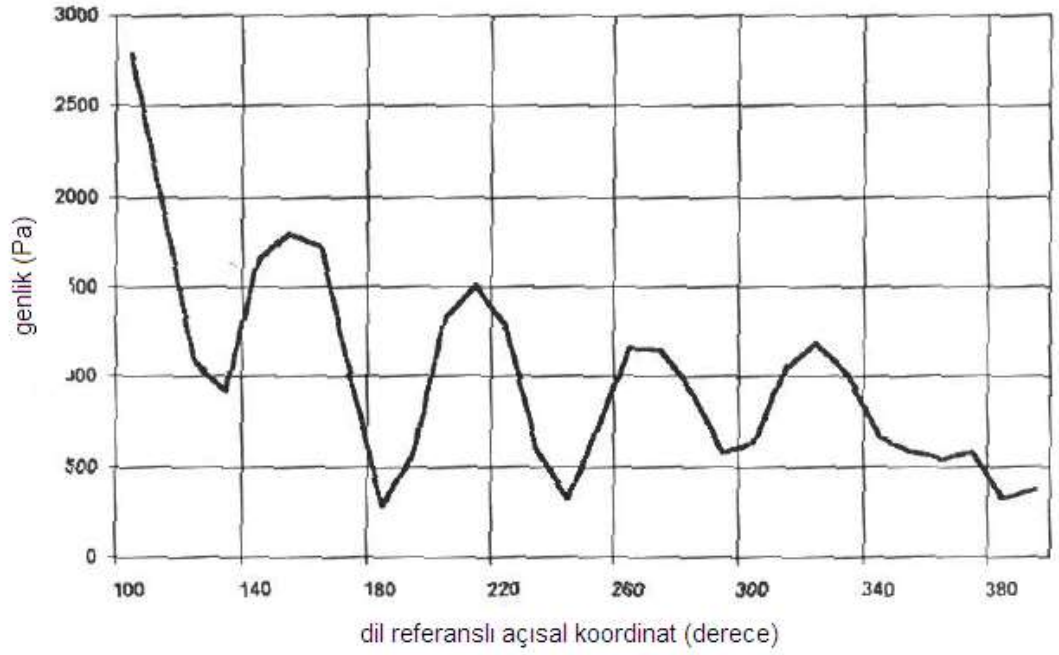


Şekil 2.2 1 numaralı noktadan alınan basınç sinyalinin spektrumu (Bar RMS) [16]

Tablo 2.1. Basınç al kartı ölçümleri [16]

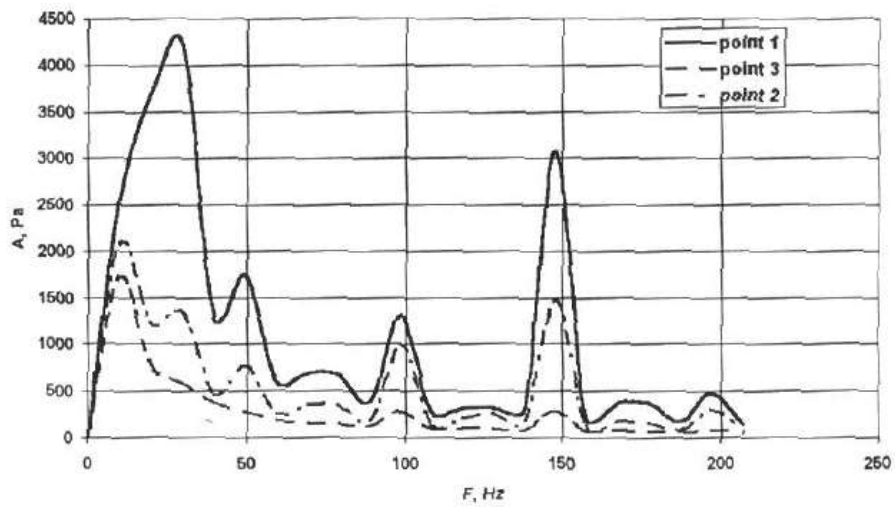
Nokt a	Topl a m basınç al kartısı (bar RMS)	KGF’deki bileşen (bar RMS)
1	0,1	0,0238
2	0,007	0,00005
3	0,0425	0,0049
4	0,0440	0,0047

Salyangoz diline yakın olan 1 numaralı noktada testlerde karşılaşılan genliklerin salyangoz çıkışında yer alan 3 ve 4 numaralı ölçüm noktalarında görülen genliklerin yaklaşık 5 katı olduğu ve bu durumun iki boyutlu sayısal yaklaşım a elde edilebildiği makalede belirtil mektedir. İki boyutlu yaklaşım a yapılan hesaplara göre basınç genliğinin salyangoz içindeki dağılım Şekil 2.3.’de veril miş olup bu grafiğe göre salyangoz içinde duran dalga benzeri bir yapı nın oluştuğu söylenebilir.



Şekil 2.3. KGF’deki basınç dalga genliğinin 2D yöntemiyle hesaplanmış salyangoz çevresinde dağılımı [16]

Ayrıca özgül hızın yüksek olmasından dolayı söz konusu diyağonal pompanın salyangozu içerisindeki akış alanının karışık ve üç boyutlu olduğu, ikincil spiral akışın görüldüğü belirtilmiş, bu etkinin ise çark-salyangoz dili arasındaki hidrodinamik etkileşimi artırarak salyangoz içinde basınç dalgalanmalarının şiddetinin yükselmesine neden olduğu ifade edilmiştir. Üç boyutlu yaklaşım kullanan “Flow Vision” adlı kod kullanılarak elde edilen basınç spektrumları Şekil 2.4’de verilmiş, üç boyutlu yaklaşımın daha iyi sonuç verdiği belirtilmiştir.



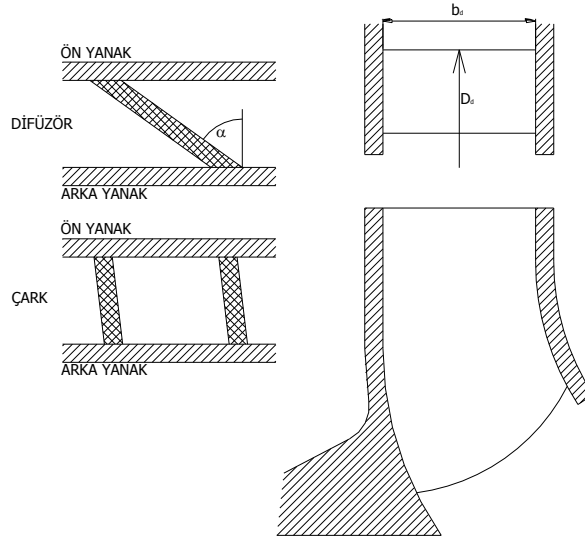
Şekil 2.4. 3D yaklaşım ile hesaplanmış spektrumlar [16]

Bross Aman ve Müller'in [17] yapmış oldukları çalışma, çok kademeli ve yüksek basınçlı pompaların difüzör tasarımlarıyla oynayarak, genel gürültü ve basınç çalkantı seviyesini düşürmeye yönelik bir çalışmadır. Bu amaçla araştırdıkları ve uyguladıkları yöntemi ise difüzör kanatlarının giriş kenarını eğik tasarlamak olarak bildirmektedirler (Şekil 2.5).

Bir de teorik yaklaşım geliştiren araştırmacılar, difüzör ve çark kanat geçişlerinde ve bunların harmoniklerinde oluşan basınç çalkantılarını karmaşık Fourier serileri olarak modelleyip üst üste bindirerek kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinde oluşan basınç çalkantılarını şu seriyle ifade etmektedirler:

$$x(t) = \sum_{j=1}^{\infty} \hat{x}_{La_j} \cdot e^{i(j \cdot 2\pi \cdot n \cdot z_{Le})t} + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{x}_{Le_k} \cdot e^{i(k \cdot 2\pi \cdot z_{La})t} \quad (2.2)$$

Bu denklemde, j ve k indisleri kanat geçiş frekansı ve harmoniklerini, $\hat{x}_{La}$ ve $\hat{x}_{Le}$ terimleri ise sırasıyla çark çıkış kenarında ve difüzör giriş kenarında oluşan basınç dalgalanmalarının genliklerini temsil etmektedirler. z_{Le} difüzör kanat sayısı, z_{La} ise çark kanat sayısı olarak verilmiştir.

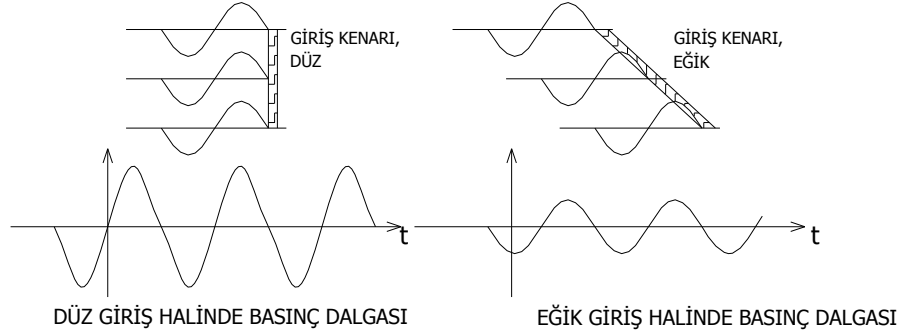


Şekil 2.5 Giriş kenarı eğik difüzör tasarımı

Yalnızca difüzör giriş kenarındaki kanat geçiş frekansındaki harmonik ele alındığında denklem (2.2)'nin basitleşmiş sinüzoidal hali şöyle verilmektedir:

$$X(t) = \hat{x}_{Le}(t) = \hat{x}_{Le} \cdot e^{i(2\pi \cdot n \cdot z_{La})t} \quad (2.3)$$

Çalışmada teorik olarak bu sinüzoidal basınç çalkantısının giriş kenarı boyunca üst üste bindirilmiş $m+1$ adet sinüs dalga olarak modellendiği ve bu modelin giriş kenarını eğik hale getirerek tekrarlanması sonucu eğik halde genliğinin azaldığının tespit edildiği belirtiliyor (Şekil 2.6). Yapılan deneylerle karşılaştırıldığında sonucun tatmin edici olduğu da ekleniyor.



Şekil 2.6 Difüzör giriş kenarı boyunca sıralanmış sinüs dalgalarının süperpozisyonu

Sonuç olarak $\phi=2$ b₁, α D₁ olaraktan alınan ϕ eğiklik açısının 20° değerini aldığı anda basınç çalkantı genliklerinde elde edilebilen en yüksek düşüşün sağlandığı 10-15 derecelerde de yeterli sonuç alınabildiği, bununla birlikte difüzör kanadının giriş kenarının eğik tasarlanması halinde hidrolik verimde %2 mertebelerinde hesaba katılması gereken bir düşüş gözlemlendiği ve eğik kanat girişi tasarısının üretilmesinde kullanılmaya başlandığı belirtiliyor.

Rzentkowski ve Zbroja [1] ise merkezkaç pompaları, bağlı oldukları tesisatı kanat geçiş frekansında akustik olarak uyaran bir kaynak olarak modelleyerek deneylerle elde edilen basınç çalkantı karakteristiklerinden rezonans ve akuplaj etkilerini çıkararak pompanın akustik kaynak karakteristiğini elde etmeyi amaçlayan deneysel bir yöntem önermektedirler. Yöntemin temelini, pompa giriş ve çıkışındaki basınç çalkantılarının analizi ve basınç dalgalarının iletimi ve uyarımı üzerine kurulmuş basit bir pompa modellenmesi ne dayandığı belirtilmektedir.

2.2 Pompa İçindeki Akışı Görüntülemeye Veya Modellemeye Yönelik Çalışmalar

LDV, PIV, HWA yöntemleri türbomakinalarındaki akış olaylarının incelenmesinde sıkça kullanılanleri ölçme teknikleridir. Literatüre bakıldığında türbomakinalardaki akışı inceleyen deneysel çalışmaların pek çoğunda bu yöntemlerin biri ya da

birkaçının birlikte kullanıldığını görmekteyiz. Tabi bu yöntemlerin de kendine göre zorlukları mevcuttur. LDV ve PIV optik yöntemler olduğu için söz konusu akış alanının yani türbomakinanın içinin görünür olması gerekmekte, saydamlığının sağlanması bazı hallerde sorun olabilir.

El Haje mve diğ yapmış oldukları çalışmada [18] karakteristik detayları söz konusu makalede verilen kanatlı difüzörlü merkezkaç pompadaki çark ve difüzör kanatları arasındaki etkileşimi deneysel olarak incelemişler, bunun için de LDV yöntemini kullanmışlardır. Öçümler pompanın iki farklı çalışma noktasında alınmıştır. Çalışmada elde edilen görüntülerin, akış olayının daha iyi anlaşılması için ayrıca zanaana bağlı olarak canlandırıldığı animasyonların oluşturulduğu belirtilmektedir.

Genel olarak pompanın tasarımı noktasında difüzör kanatlarının çark içindeki akış üzerindeki etkisinin kısıtlı olduğu, bu durumun istisnasıyla ise çark kanatlarının emme tarafının difüzör kanatlarıyla karşılaştığı anda görüldüğü belirtilmektedir.

Deneyde kullanılan LDV sistemi mavi (488nm) ve yeşil (514,5nm) dalga boylarında iki ışın yayan 5 Wlık bir argon iyon lazerinden ve üç ışınlı konfigürasyon elde edilmesi için kullanılan 310 mm odaklı lens ve modüller optik üniteden oluşmaktadır. Hız ölçümünü ve çarkın açısal konumu arasındaki ilişkiyi belirleyebilmek ve ölçümü ile pompanın hareketini eş zamanlı hale getirebilmek için bir zamanlayıcı (encoder) kullanıldığı bildirilmiştir.

Deneylerin gerçekleştirildiği çalışma noktaları, pompanın tasarımı noktası olan Q_1 ve $0,8Q_1$ olarak verilmiştir. Akış açısal olarak 7 konumda ve her bir konum için radyal doğrultuda ise 8 kesitte incelenmiştir. Ayrıca LDV yönteminin iki boyutlu olmasından dolayı hızın çevresel ve radyal bileşenlerinin bulunabildiği eksenel bileşenin ise göz ardı edilebilir seviyede kabul edildiği belirtilmiştir.

Sonuçlar beş ayrı başlık halinde sunulmuştur. Bu başlıklar; hız çalkantıları, çark içindeki bağıl hız dağılımı, tasarımı debisinde difüzörün bağıl akış üzerindeki etkisi, çark çıkışında bağıl akış açısının dağılımı ve Q_1 ve $0,8Q_1$ debilerindeki mutlak akış dağılımı olarak sıralanmaktadır.

Yapılan çalışma sonucunda difüzörün çark içindeki akışa etkisinin göz ardı edilebilecek denli az olduğu, çark çıkışındaki karışma bölgesindeki akışın ise difüzör kanatları ve debi değerinden etkilendiği belirtilmiştir.

Yine LDV yönteminin uygulandığı başka bir çalışmada, Ubalde ve diğ. [19] yedi kanatlı bir merkezkaç pompa ve onu çevreleyen kanatsız difüzörün içindeki akışın radyal, çevresel hız bileşenleri ve bunlara eşlik eden türbülans bileşeni, dördü çark içinde üçü kanatsız difüzör içinde olmak üzere yedi farklı radyal kesitte ölçülmüştür. Deneyler, Genova Üniversitesi IMSE Enstitüsü Turbo Makineler Laboratuvarında tasarlanmış bir çarkla yine bu laboratuarda gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan radyal çarkın detaylı özellikleri makalede bulunabilir.

Çalışmada kullanılan LDV sisteminin 488nm (mavi) ve 514,5nm (yeşil) dalga boylarında çalışan 300mW gücünde bir argon-iyon lazeri üzerine kurulduğu belirtilmektedir. Algılayıcı optik başlığın 60mm çapında olduğu, yayıcı optik elemanlara ve foto çoğaltıcılara (photomultiplier) fiber optik kablolarla bağlandığı bildirilmektedir. Pompa içindeki akışın görüntülenebilmesi için ise 3mm kalınlığında 130x80mm boyutlarında borosilikat camdan bir plakanın modelin sabit kısmına yerleştirildiği belirtiliyor. Akışta oluşacak rahatsızlığın en az seviyede tutulabilmesi için emme borusu girişinde mineral yağ beslemesinin 0,5-2µm boyutunda atomize sprey olarak yapıldığı belirtiliyor.

LDV yöntemiyle toplanan verilerin set ortalama tekniğiyle [20] işlenmesi sonucunda daimi olan mutlak akışın hız alanının kanat geçiş frekansı ile ilişkili olan periyodik bileşene ve rastlantısal daimi olan bileşene ayrılabilindiği belirtilmiş ve bu bileşenlerden periyodik olanın pompanın çalışması sırasındaki daimi akışı temsil ettiği, rastlantısal daimi olan bileşenin ise akışın içindeki türbülansla ilişkili olduğu eklenmiştir.

Çark ön yanağı ve kanat basıncı tarafının birleştiği köşede, kanat ucu aralığındaki akıştan kaynaklı bir vorteks gözlemlendiği ve bu vorteksin kanat boyunca gelişerek çark çıkışında çark genişliğinin ortasına yerleştiği belirtilmekte, kanat emme yüzeyinde jet ve vorteks oluşumu gözlenmesi ise çarkın hafif yüklenmiş bir çark olmasına bağlanmaktadır. Difüzör girişinde akışın hayli bozulduğu, kanat ardında oluşan vorteksler boyunca hız dağılımında 30°'yi aşan farklılıklar gözlemlendiği belirtilmektedir. Kanat çıkışında kanat genişliği boyunca karşılaşılan akışın uniform olma durumu çark yanağı ardında akışta üç boyutlu ayrılma olayına işaret ettiği belirtilmekte, çarkı terk eden akıştaki bozulmaların ve düzensizliklerin

karışımın akış içinde azaldığı ancak çark çıkışından yaklaşık çark çapının %10'u uzakta bile kanat arkası vortekslerinin izine rastlandığı belirtiliyor.

Türbülans yoğunluğu ile ilgili ölçümlerin çark içinde geniş bir düşük türbülans bölgesini işaret ettiği, bunun da izantropik akış çekirdeği hipoteziyle örtüşüğü belirtilmekte, difüzör içindeyse tersi bir durumla karşılaşıldığı, çark çıkışında oluşan akış bozulması ve türbülans oluşumunun etkisiyle difüzör içinde yüksek türbülansla karşılaşıldığı söylenmektedir.

Akışla ilgili deneysel çalışmalarda uygulanan diğer bir gözde yöntemde bilindiği gibi “Parçacık Görüntüsel Hız Belirleme” (PIV) yöntemidir. Wübbö ve diğ. [21] daha önceden sıvı akış hızı ölçümü için lazer dopler anemometri yöntemi ile de denenmiş olan kanatsız difüzörlü merkezkaç pompada gözlenen rotor stator etkileşimini daha iyi anlayabilmek için PIV yöntemi kullanmanın uygun olacağını düşündüklerini belirterek çark çıkışı ve kanatsız difüzör girişindeki akışa tasarımı ve tasarımı dışı debilerde hız alanının belirlenmesini amaçladıklarını ifade etmektedirler.

Akış, pompanın dönme eksenine dik düzlemde, kanat çıkış genişliği b_3 'e ve arka yanağa bağlı olarak tarif edilen b koordinatında, duman jeneratörü kullanılarak akışkana katılan poli-etilen-glikol parçacıkları yardımıyla görüntülenmiştir. Deney düzeninde KODAK marka 1008x1016 piksel çözünürlüğe CCD kamera ve YAG lazeri kullanıldığı belirtilmiş, bunların çarkın dönme hareketiyle senkronizasyonunun elektronik olarak gerçekleştirildiği eklenmiştir. Her bir lazer vuruşunun içerdiği enerji 250 mJ, vuruş süresi 10 ns, iki vuruş arasındaki gecikme ise 35 μ s olarak verilmiştir. Deneylerin gerçekleştirildiği koşullar ise şöyle sıralanmıştır: 1710 d/d; bağlı debi Q/Q_N : 0,26-0,45-0,63-0,91-1,02-1,61; ölçüm düzlemleri (arka yanaktan ön yanağa doğru) B/B_3 : 0,12-0,25-0,50-0,74-0,87; ölçüm bölgeleri: 1-çark çıkışında iki kanat arası boğaz bölümü, 2-kanat çıkış uç bölümü. Her bir ölçüm noktası ve koşulu için 230 adet ikili ardışık görüntü alındığı ve her ikili ardışık görüntünün işlenmesi sonucu 230 adet hız alanı elde edildiği belirtilmektedir.

Mutlak hızın anlık bileşenlerini $u=u(x,y,t)$ ve $v=v(x,y,t)$ olarak gösterilmesi halinde elde edilen hız alanının her bir noktasında ortalama hızın şu aritmetik ortalamalarla hesap edilebileceği bildirilmektedir:

$$\bar{u}(x, y) = \frac{1}{230} \sum_{i=0}^{229} u(x, y, t_0 + i\Delta t) \quad (2.4a)$$

$$\bar{v}(x, y) = \frac{1}{230} \sum_{i=0}^{229} v(x, y, t_0 + i\Delta t) \quad (2.4b)$$

Reynolds ayrırma yöntemi kullanılarak (2.5, 2.6) kinetik türbülans enerjisinin (K) hız çalkantılarının karelerinin aritmetik ortalamaları hesaplanarak elde edilebileceği belirtilmiştir.

$$u(x, y, t) = \bar{u}(x, y) + u'(x, y, t); v(x, y, t) = \bar{v}(x, y) + v'(x, y, t) \quad (2.5)$$

$$\overline{u'^2}(x, y) = \frac{1}{230} \sum_{i=0}^{229} u'^2(x, y, t_0 + i\Delta t) \quad (2.6a)$$

$$\overline{v'^2}(x, y) = \frac{1}{230} \sum_{i=0}^{229} v'^2(x, y, t_0 + i\Delta t) \quad (2.6b)$$

$$K(x, y) = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2}(x, y) + \overline{v'^2}(x, y) \right) \quad (2.7)$$

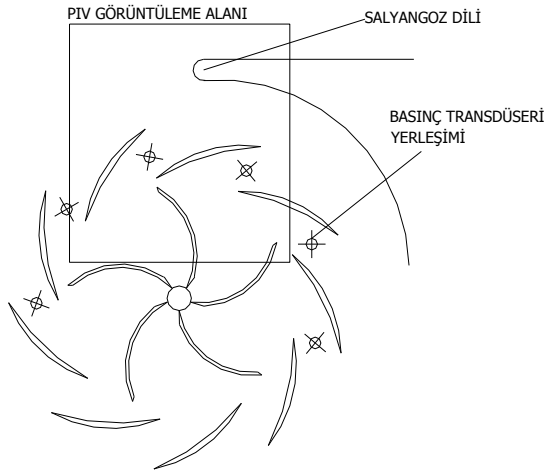
$$Tu(x, y) = \frac{\sqrt{K(x, y)}}{R_2 \Omega} \quad (2.8)$$

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen bulgular makalede şu şekilde sıralanmaktadır: kanatsız difüzör gövdenin aksel simetrisinden dolayı tasarım noktasında, kanatlar arasında karşılaşılan akış daimi olarak kabul edilebilir; jet ve vorteks yapısı çark ve kanatsız difüzör içinde gözlemlenebilir; kanatların basınç tarafındaki bölge difüzör kaynaklı kararsızlıklardan etkilenirken emme tarafı daha çok çark giriş koşullarından ve çark boyunca gelişen akıştan etkilenmektedir; düşük debilerde kanatsız difüzör içinde büyük kararsızlıklar oluşmakta hatta çark dışındaki kısımlarda yayılmaktadır.

Sinha ve diğ. [22] yapmış oldukları deneysel çalışmada yine PIV yöntemi uygulayarak detaylı özellikleri makalede belirtilmiş olan merkezkaç difüzörlü pompamın çarkı ile difüzöründe düşük debideki kararsızlık (dönel ayrılma, rotating stall) halinde hız alanını görüntülemişler ve yorumlamışlardır. PIV yöntemiyle görüntülenen alan şekil 2.7.'de gösterilmektedir. Ayrıca bu çalışmada difüzör

kanatlarının içine basınç transdüserleri yerleştirilerek difüzör içinde karşılaşılan basınç çal kartıları da incelenmiştir.

Difüzör kanatları arasındaki pasajların birinden alınan basınç sinyalinin spektrumunda pompa mil devrindeki bileşenin zor olmakla birlikte fark edilebildiği $2n$ ve $3n$ 'deki bileşenlerin belirgin olduğu, en yüksek genliğine ise çark kanat sayısı $5n$ frekansında ortaya çıktığı, bu frekansın ikinci üst harmoniğindeki bileşenin de fark edilebildiği, ayrıca difüzörün 9 kanatlı olması nedeniyle $9n$ frekansında da bir bileşen gözlemlendiği belirtiliyor. Kısmi debide dönmeli durma koşullarında (rotating stall) çalışması halinde ise alınan basınç sinyallerinin içerdiği $2n$, $5n$ ve $9n$ frekanslarındaki bileşenlerin küçüldüğü buna karşın $3n$ frekansında ve n 'in altındaki frekanslarda tepelerin büyüdüğü bildirilmektedir. Özellikle $0,93 \text{ Hz}$ 'de 5 dB 'lik bir artış kaydedildiği ve bu bileşene difüzör içinde sinyal toplanan altı pasajdan ardışık beş tanesinde rastlandığı belirtiliyor.



Şekil 2.7. Pompa geometrisi ve sözü edilen ölçüm yerlerinin kroki [22]

Pasajlardan alınan basınç sinyallerinin ikili gruplar halinde çapraz spektrumları kullanılarak $0,93 \text{ Hz}$ frekansında bir bileşen gözlemlendiği ve bunun da dönel ayrılma olayının pompa gövdesini dolaşma hareketinin frekansı olduğu belirtiliyor. Dönel ayrılma olayının tespit edilmesi ile birlikte pompanın bu koşullarda çalıştığında oluşan hız alanı PIV yöntemiyle görüntülenerek yorumlanmış, özellikle hareketli kanatlarla sabit kanatlar arasındaki mesafenin artırılması halinde dönel ayrılma olayının şiddetlendiği ve daha kolay ortaya çıktığı vurgulanmıştır.

Choi ve diğ. [4] ise yapmış oldukları çalışmada ticari bir merkezkaç pompa çarkı içindeki büyük ölçekli akış alanı kararsızlıklarını ve bu kararsızlıklardan kaynaklanan gürültünün yapısını incelemişlerdir. Deneyler havayla yapılmış olup, çark çıkışında difüzör ya da salyangoz konulmuş, deney düzeneği çark çıkışı serbest olacak şekilde tasarlanmıştır. Bununla incelenen akış alanı ve gürültü olayındaki kanat geçişi etkisinin kaldırılmasının amaçlandığı belirtilmektedir. Ölçümler sıcak tel anemometresi algılayıcıları ve kanat yüzeyine yapıştırılan basınç transdüserleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

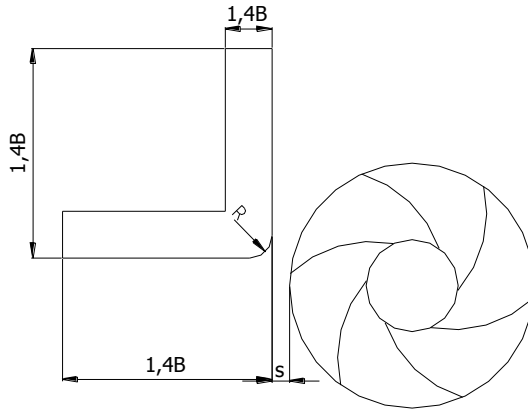
Alınan sinyallerin spektrumları ve çapraz korelasyonları elde edilmiş, bunların değerlendirilmesi sonucunda elde edilen bulgular ise şöyle sıralanmıştır: Kanat pasajları içindeki jet-vorteks yapıları akış her kanatın çıkış kenarı civarında güçlü bir vorteks alanı oluşmasına yol açmakta, bu vorteks yapısı kararsız bir yapı olup yandaki pasajdan geçen akışı da etkileyerek pasaj içindeki jet-vorteks yapısını kararsız hale getirmektedir. Pasaj içindeki akıştaki bu kararsızlık kanat yüzeylerinde basınç dalgalantılarına yol açmaktadır. Bu yapı her kanat arası pasajda benzer biçimde gözlenmekte, çark çıkışında dönel ayrılma (rotating stall) benzeri bir akış kararsızlığına sebep olmaktadır. Ayrıca çark-dil etkileşiminden kaçınarak kanat geçiş etkisi azaltılmak istenmesine karşın, kanat çıkış ucundan transdüserle alınan basınç sinyallerinin spektrumlarında baskın frekansların kanat geçiş frekansı ve harmoniklerinde ortaya çıktığı belirtilmektedir.

Sayısal ağırlıklı çalışmalardan biri Shi ve Tsukamoto [23] tarafından gerçekleştirilmiştir. Söz konusu çalışmada temel hatlarıyla iki ve üç boyutlu, zaman bağı, Reynolds ortlamalı Navier-Stokes denklemlerinin standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak difüzörlü merkezkaç bir pompaya uygulanması ve sonuçların daha önce yapılmış deneylerle ve tekillik (ayrık vorteks) metoduyla yapılmış [24] hesaplarla karşılaştırılmasından oluşmaktadır. Çalışmada modellenen pompanın çarkı beş kanatlı, difüzörü ise sekiz kanatlıdır. Çözümü için kullanılan kodun “STAR-CD” isimli ticari bir yazılı molduğu belirtilmektedir. Makalede bu yazılımın uygulandığı, türbo makinelerle ilgili bir çalışma olarak Schachenmann ve diğ.’nin [25] yapmış olduğu çalışmanın da adı geçmektedir. Türbülans viskozitesinin standart $k-\varepsilon$ modeliyle hesaplandığı, zaman bağıli terimi ayrıklaştırmak için birinci dereceden implisit bir şema kullanıldığı, aşırı sayısal dağılmayı engellemek için üçüncü mertebeden doğruluğa sahip “QUICK” isimli verilen bir enterpolasyon şeması

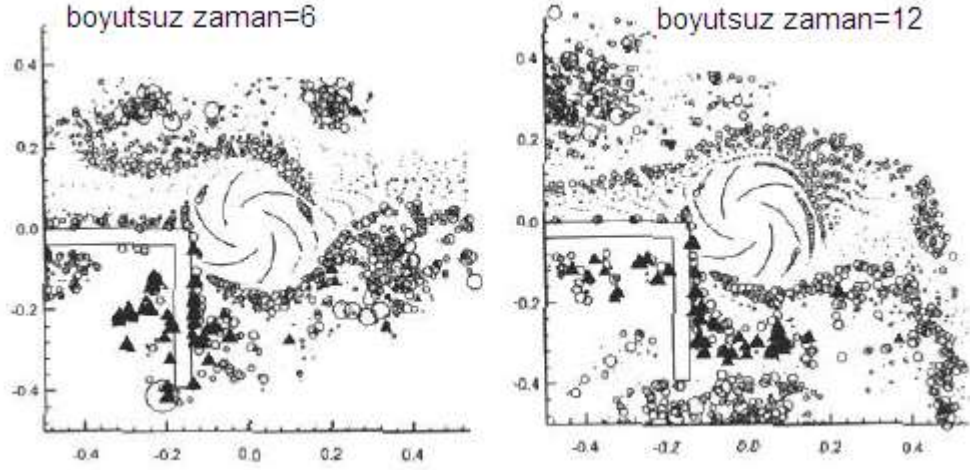
kullanıldığı belirtilmektedir. Ayrıklaştırılmış ana denklemlerin (governing equation) çözülmesi için kullanılan algoritmanın ise kısaca PISO (Pressure Implicit Split Operation) olarak adlandırılan bir algoritma olduğu açıklanmaktadır.

Çalışmada elde edilen sonuçlar kısaca şöyle sıralanmaktadır: Difüzör pasajlarında karşılaşılan basınç çalkantılarının nedeninin çark çıkışında oluşan viskoz ardiz yapılarının difüzör kanatlarıyla etkileşerek çalkantı genliklerini artırması olduğu görülmektedir. Basınç çalkantıları içinde en baskın olanları çark kanat geçiş frekansı ve onun yüksek harmonikleri olduğundan hareketle, çark difüzör etkileşimini olayının çarktan ayrılan ardizin difüzör kanatlarına çarpmasıyla oluştuğu söylenebilir. Jet-ardiz yapısı çark difüzör etkileşimini etkilemekle birlikte pompa içindeki viskoz ardiz etkileşimi yanında küçük kalmaktadır.

Jeon'un [26] yapmış olduğu sayısal çalışmada ise sürtünmesiz ve sıkıştırılabilir akış kabulleri altında ayrık vorteks yöntemi kullanarak bir çark ve çarka karşı gelen bir dilden oluşan sistemi (Şekil 2.8, 2.9.) ağırlıklı olarak akustik açıdan çözülmüştür.

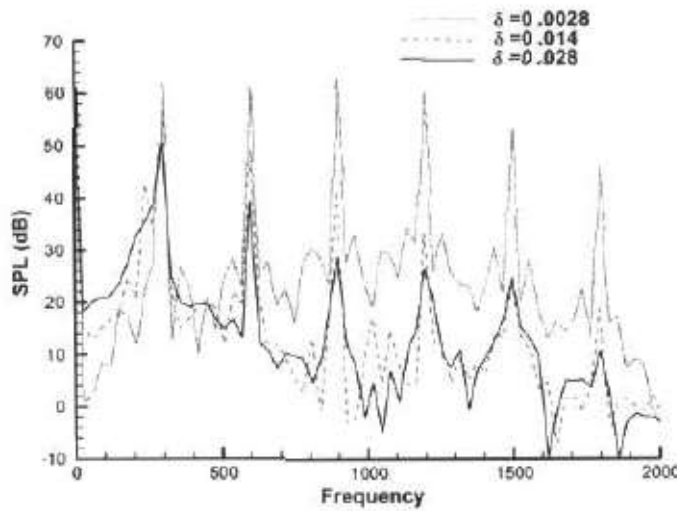


Şekil 2.8 Jeon'un çalışmasında modellenen geometri [26]



Şekil 2.9. Çark-engel etkileşimi etkisi altında vorteks dağılımı [26]

Deneysel verilerle karşılaştırılabilirliği için daha önce Weideman'ın [27] yaptığı deneysel çalışmada kullandığı çark-dil sistemi hesaplamalarda esas alınmıştır. Karşılaştırma sonucunda deneysel verilerle sayısal çözümlerin uyumlu olduğu belirtilmiş, akustik basınç karakteristiğini en çok etkileyen parametrenin çark-dil arası uzaklık olduğu bildirilmiştir. Bu uzaklığın artırılması halinde kanat geçiş frekansının yüksek harmoniklerinin genliğinin hızla düştüğü kaydedilmiştir (Şekil 2.10.). Burada sözü geçen çark dil arası mesafenin salyangozlu pompalarda çark-salyangoz dili arası mesafeye karşılık geldiği düşünülebilir.



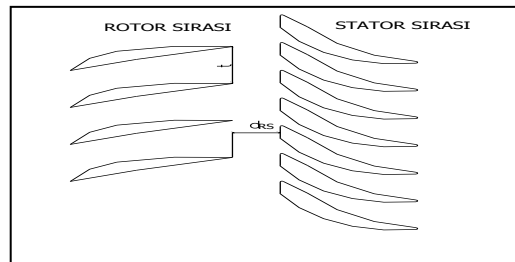
Şekil 2.10. Çark-engel arası mesafesine (δ) bağlı olarak ses basınç seviyeleri [26]

Bakır ve diğ [28] iki aşamalı bir çalışmanın ilk bölümünde, daimi olmayan potansiyel akışta sabit ve hareketli kaskadlar arasındaki etkileşimi de hesaba katan, tekillik yöntemi kullandıkları bir algoritma geliştirdiklerini belirtmektedirler. Kanat başına 200 tekil vorteks kullanılması halinde, hesapların günümüzde kullanılan yüksek performanslı kişisel bilgisayarlarla 10-15 dakika sürdüğü belirtilmiştir.

Bu algoritmayı öncelikle eksenel çarkların aero-akustik çözümlemekte kullanmış, 4 rotor ve onlara karşılık gelen 7 stator kanadı arasındaki etkileşimi (Şekil 2.11.) iki yönden incelemiştir.

İlk olarak rotor ve stator sıraları arasındaki etkileşimin kanat profiliinden ve sıralar arasındaki mesafe d_{RS} 'den nasıl etkilendiği araştırılmış ve d_{RS} 'in 23 mm ve 6 mm'ye eşit olduğu iki durumu incelenmiştir. Makalede rotor stator etkileşiminin rotor stator sıraları arasındaki akışın dolanımına yani aradaki mesafeye bağlı olduğu ve değişik profillerde değişik sonuçlar alındığı belirtilmiştir. Rotor stator etkileşiminin maksimum değerini rotor stator arası mesafenin sıfıra inmesi durumunda görüleceği eklenmiştir.

Daha sonra rotor kanatları arasındaki açıklığın etkisi üç farklı durumu çini incelenmiş, rotor sırasının gerisinde, sıradan 20 mm uzakta bir noktadaki basınç çalkantıları hesaplanmıştır. Rotor kanatları arasındaki açıklığın sabit olduğu birinci durumu çin yapılan hesaplamalar sonucu basınç çalkantılarının kanat geçiş frekansı 133 Hz ve katlarındaki bileşenleri içerdiği belirtilmiştir. İkinci olarak her iki rotor kanadı arasındaki mesafe farklı olduğu halde hesap yapılmış, bu haldeki basınç spektrumunun yalnızca dönme sayısının bileşenindeki karakteristik sinyali içerdiği belirtilmiştir. İmalat sırasındaki hatalar ve belirsizliklerin yol açabileceği küçük şekil bozukluklarını modellemek için kanatlar arasındaki mesafelerdeki farklılıklar %1'den az olacak şekilde tasarlanarak yapılan hesaplar da geniş bant gürültüsüyle karşılaşıldığı belirtilmiştir.



Şekil 2.11. Rotor-Stator sırası modeli [28]

Aynı algoritmanın bir merkezkaç pompaya uygulanmasının, kanat başına 200 vorteks düşmesi halinde 1200x1200'lük bir matrisin çözümü haline geldiği ve hızlı bir kişisel bilgisayarla çözümün yaklaşık 5 dakika sürdüğü belirtiliyor. Elde edilen sonuçlara göre salyangoz diline yakın olan kanat pasajı içerisinde bağlı hız üzerinde şiddetli bir ivmenin gözlemlendiği, bunun da boğaz kısmında ve nominal debi üstü debilerde yüksek basınçlara neden olduğu bildiriliyor.

Bakır ve diğ yayınlamış olduğu çalışmanın ikinci bölümünde [29] geliştirmiş oldukları algoritmayı uyguladıkları vakaları bir de deneysel olarak inceleyip, yaptıkları karşılaştırmayı sunmaktadırlar. Birinci bölümde teorik olarak inceledikleri eksenel çarkla yapılan deneylerde kademeli çıkışından 1,2m uzaklıkta ölçülen global gürültü seviyesinin debiye göre değişimi incelenmiş, ayrıca rotor stator sırası arasındaki mesafe azaldıkça ses basıncının artma eğilimi gösterdiği belirtilmiştir.

Kademeli çıkışından 20mm geride alınan basınç sinyalinin spektrumunun birinci bölümde hesapla elde edilen spektrumla uyumlu olduğu gösterilmektedir. Bunun yanında bir motor soğutma çarkıyla yapılan çalışmada deneysel olarak elde edilen spektrumun hesapla edilene göre daha fazla geniş bant gürültüsü içerdiği belirtilmektedir. Makalede bunun nedeni olarak türbülansın yarattığı çalkantı gösterilmektedir.

Merkezkaç pompayla yapılan deneylerin sonuçlarının birinci bölümde hesaplanan değerlerle karşılaştırıldığında basınç çalkantılarının kanat boyunca ve salyangozda büyük bir doğrulukla tahmin edilebildiği; ancak çark girişinde deney ve hesap arasındaki farkın büyük olduğu, bunun nedeni nin de tek boyutlu akış varsayımından uzaklaşılması olduğu belirtilmektedir.

3 AKIŞ KAYNAKLI TİTREŞİMLERİN SINIFLANDIRILMASI

Mühendislikte problem çözümü öncelikle sorunun ortaya çıkmasıyla başlar. Daha sonra belli bir süre problem tanımlanmaya ve problemin bileşenleri sınıflandırılmaya kadar sorunu göz ardı etme eğilimi vardır. Ancak problemin içerdiği bileşenler sınıflandırıldıktan ve sorun tüm karmaşıklığıyla değil de basite indirgenmiş parçaları göz önüne alınarak incelendiğinde hızla çözüm ve çözümü getiren yollar bulunabilir.

Akışın yarattığı titreşimleri, von Karman'ın vorteks caddelerini tanımladığı zamandan beri daha iyi bilinmekte ve üzerinde çalışılmaktadır. Bu konunun kapsamı içine giren problemlerden bazıları, Tacoma köprüsü faciası, Kanada Darlington'daki CANDU tipi nükleer santralin devreye alınmasındaki problemler [1], kontrol vanalarında karşılaşılan gürültü problemi [30] olarak sayılabilir. Kolayca görülebileceği gibi akışın yarattığı titreşim problemleriyle bir çok yerde karşılaşılır. Türbinlerde karşılaşılan akış kaynaklı titreşimlerin de bu alandaki özel bir sınıflandırmaya dayanarak incelenmesinde fayda olacaktır.

3.1 Akışın Yarattığı Titreşimlerin Sınıflandırılması

1980 yılında yayınlanmış olan çalışmalarda, Naudascher ve Rockwell [31] akışın yarattığı yada akış kaynaklı titreşimlerin karmaşık yapısını anlayabilmek için bir sınıflandırmaya gereksinim olduğundan hareketle, örnek bir depo boru tank sistemi üzerinde akışın yarattığı çeşitli tipte titreşim olaylarını basitleştirilmiş parametrik denklemlerle ifade ederek üç temel gruba ayırmaktadırlar (Tablo 3.1.). Bu üç temel grup şu şekilde sıralanmaktadır:

- a) Dıştan yaratılan uyartım
- b) Kararsızlığın yarattığı uyartım
- c) Hareketin yarattığı uyartım

Dıştan yaratılan uyartım uyartım veya titreşimin titreşim yapan sistemden bağımsız olduğu uyartım tipi olarak tanımlanmaktadır. Bu tip uyartım örnek olarak şiddetli

türbülanslı akışa maruz kalan silindirik yapı gösterilebilir (Tablo 3.1.). Dıştan yaratılan uyarı madının ele verdiği gibi dış bir kaynaktan beslenmektedir. Bu tanımın bir başka ifadesi de uyarıcı etkinin uyarılan sistemin hareketinden önce ve ondan bağımsız olarak oluşmasıdır.

Kararsızlığın yarattığı uyarı madından anlaşılabilceğı gibi akıştaki bir kararsızlık sonucu ortaya çıkan uyarıdır. Genellikle de titreşen sistemin bir parçasıdır. Bu tip uyarı msonucu oluşan titreşimlere örnek olarak, silindirik rijit bir cismin arkasında oluşan von Karman vorteks caddesi, tesisatlarda yer alan bütün yersel kayıp elemanlarının arkasında oluşan ayrılma ve tekrar yapışma, ardiz, jet-vorteks yapıları gösterilebilir. Naudascher ve Rockwell [31] bu tip uyarı mntemel özelliğinin akış kararsızlığının az yada çok periyodik bir biçimde asıl akıştan enerji alarak bununla titreşen yapıyı (mekanik, akustik, hidrolik) uyarması olduğunu belirtmektedirler. Bu mekanizmayı açıklamak için negatif sönümüne sahip akım osilatör kavramını kullanmaktadırlar. Dolayısıyla akım osilatör kendi kendini uyar maktadır denebilir. Kararsızlığın yarattığı uyarı m üç alt gruba ayrılmaktadır. Uyarı mın osilatörden etkilenmediği durum akışkan-dinamik veya akışın kararsızlığına bağlı uyarı m uyarı mın akışkan osilatörden etkilendiği durum akışkan rezonatör, cismi osilatörden etkilendiği durum ise cisim rezonatör olarak adlandırılmaktadır.

Hareketin yarattığı uyarı m ise akış içinde yer alan bir cismin hareketinin akış içerisinde uygulanmış olduğu kuvvetlerden doğmaktadır. Hareket eden, titreşim yapan cismi makışı rahatsız ettiğinde akışın cismin hareketini geri beslemesi de kararsızlığın yarattığı uyarı mda olduğu gibi negatif sönüm olduğunu göstermektedir.

Naudascher ve Rockwell [31], bu sınıflandırmanın daha ileri götürülebileceğini ve daha fazla alt gruplara ayrılabilceğini belirtmekte; ancak anlaşılabilirlik açısından bu sınıflandırmanın uygun olacağını aktarmaktadırlar. Karışık bir akış-yapı sisteminde oluşabilecek muhtemel titreşim sorunlarını çözmek için bu sınıflandırmayı kullanarak önce sistemdeki tüm akışkan ve cismi osilatörlerin tanımlanmasını ve potansiyel dıştan yaratılan uyarı m kaynaklarını, akışta kararsızlık yaratabilecek bileşenleri ve hareketin yarattığı uyarı m kaynaklarını bulmayı, daha sonra da osilatörler ile uyarı m kaynakları arasındaki olası etkileşimleri gözden geçirerek değerlendirmeyi önermektedirler.

Tablo 3.1. Akış-yapı sistemlerinde temel uyarmı mekanizmaları

BASİT UYARIM MEKANİZMALARININ SINIFLANDIRILMASI	DIŞTAN YARATILAN UYARIM	KARARSIZLIĞIN YARATTIĞI UYARIM			HAREKETİN YARATTIĞI UYARIM
		1. DURUM: UYARIM OSİLATÖRDEN ETKİLENİYOR	2. DURUM: UYARIM AKIŞKAN-OSİLATÖRDEN ETKİLENİYOR	3. DURUM: UYARIM CİSİM-OSİLATÖRDEN ETKİLENİYOR	
UYARIMIN NEDENİ	SİSTEME BAĞLI OLMAYAN ÇALKANTILAR	AKIŞIN KARARSIZLIĞI	AKIŞKAN-REZONATÖR tarafından kontrol edilen AKIŞIN KARARSIZLIĞI	CİSİM-REZONATÖR	YAPININ KENDİNDEN UYARIMLI HAREKETLERİ
UYARIMI OLUŞTURAN ETKEN	YALNIZ AKIŞ ŞARTLARI	AKIŞKAN-OSİLATÖR	AKIŞKAN-OSİLATÖR	AKIŞKAN-OSİLATÖR	YAPI + AKIŞ ŞARTLARI
ÖRNEKLER	SİLİNDİRİK YAPI	TÜRBÜLANS-SAĞANAK ETKİSİ ALTINDA SANAYİ BACASI	RÜTİL SİLİNDİR	ELASTİK SİLİNDİR	KARE PRİZMA
	KAYAR KAPAK	BİLYA	RÜTİT KAPAK	ELASTİK KAPAK	LASTİK CONTA
	DİĞER	EŞANJÖR BORU DEMETİNİN ARKA SİRALARI	AÇIKTAKİ DİYAFRAM	BORU-KOVUK ETKİLEŞİMİ	EV MUSLUKLARININ ÖTMESİ

Herhangi bir akış-yapı sistemi bu şekilde değerlendirildiğinde, global olarak sorun yaratacak noktalar kolaylıkla belirlenebilir, akışın yarattığı titreşimlerden kaynaklanabilecek potansiyel zararlar önceden kestirilerek önlenmelidir.

3.2 Pompalarda Karşılaşılan Akış Kaynaklı Titreşimler

Brennen [2], ise özel olarak pompalarda karşılaşılan ve büyük oranda akış kaynaklı titreşimleri sınıflandırmaktadır. Aslında bu sınıflandırma daha ziyade pompa tasarımıda karşılaşılmış olan titreşim problemlerinin gruplandırılarak sıralanması olarak göze çarpmaktadır. Bu sınıflandırmaya göre pompalarda karşılaşılan titreşim olayları üç gruba ayrılmıştır:

- A Global akış çalkantıları
- B Yersel akış çalkantıları
- C Radyal ve rotodinamik kuvvetler

3.2.1 Global Akış Çalkantıları

- Dönel ayrılma (rotating stall) olarak adlandırılabileceğimiz durum ve dönel kavitasyon pompaların kanat girişinde akışın yüksek atak açılarıyla girmesine neden olacak düşük debiler civarında gözlenmektedir. Dönel ayrılma önce ardışık birkaç kanat pasajında oluşmaya başlayan daha sonra oluşan bu ayrılma hücresinin çark içiinde çevresel olarak mil devrinden az bir açısal hızla yayılır. Bu olaya genelde çark kanat sayısı yüksek olan kompresör gibi makinalarda rastlansa da merkezkaç pompalarda da görüldüğü bildirilmiştir. Pompanın kavitasyonlu çalışması halinde de yine ardışık kanatlar arasındaki etkileşim sonucu çevresel yayılma gözlenebilir, dönel kavitasyon adı verilen durum gözlenebilir.
- Kararsız pompa karakteristiğinden kaynaklanan basınç dalgalanmaları da global akış çalkantılarındanr. Bilindiği üzere bu olayın meydana gelmesi için, pompa karakteristik eğrisinin kapalı vanadan sonraki bir bölümünde artı eğme sahip olması ve sistem karakteristiğinin de pompa karakteristiğini, manometrik yüksekliğin kapalı vana değerinden yükseliş, tekrar aynı değere düştüğü debi aralığında kesmesi gerekmektedir. Bu kararsızlık bir sistem kararsızlığı olup, pompaya ve bağlı olduğu sistemin dinamiğine bağlıdır. Eğer işletimsirasında kavitasyon da mevcut ise bu duruma kendi den-titreşim

(auto-oscillation) [2] denmektedir ve pompa karakteristiğinin eğimi eksi olsa bile gözlenebileceği belirtilmektedir.

- Boşluk uzunluğu yeterince büyürse kısmi kavitasyon yada süper kavitasyon olayının kararsız hale gelebileceği belirtilmektedir. Bu uzunluğun kanat uzunluğuna yaklaşması durumunda boşluğun kanat çıkış kenarı yakınında patlayarak şiddetli titreşimiye yol açabileceği belirtilmektedir.
- Hat ile akuplaj olarak adlandırılabilir olan durum ise pompanın kanat geçiş frekanslarından biri (rotor-stator) yada harmoniklerinden birinin emme veya basma hatlarından birinin akustik rezonans frekansı ile üst üste düşmesi halinde gözlenmekte ve yapıda önemli zararlara yol açabilmektedir.
- Yukarıda sıralanan titreşim olaylarında söz konusu türbo makinenin rijit bir biçimde mesnetlendiği, hareket etmediği, pompalar söz konusu olduğunda pompanın oturtulduğu kaidede hareketli durduğu varsayılmaktadır; ancak gerçekte bir çok durumda türbo makinenin kendisi titreşim hareketi yapmaktaki bu hareket makinenin içindeki akışta oluşan basınç ve hız çalkantılarını etkilemekte bunlarda bir geri besleme mekanizmasıyla sistemdeki diğer elemanları etkileyebilmektedirler. Bu tip bir kararsızlığa Brennen [2] pogo kararsızlığı dediğini belirtmektedir.

3.2.2 Yersel Akış Çalkantıları

- Kanat çırpınması (Blade Flutter) olayı aerodinamik teori den de bilindiği gibi, atak açısı, hız gibi akış koşullarına ve kanadın rijitliği ve mesnetleme biçimine bağlı olarak bir kanadın titreşimine sebep olan bir durumdur.
- Rotor-stator etkileşimine bağlı olarak gerçekleşen kanat titreşimleri de yersel akış kaynaklı titreşimlerdenidir. Çark kanadından kopan vortekslerin difüzör kanadına, salyangoz diline çarpması veya kanatsız difüzör içinde yayılması sonucu oluşan etkileşimin doğurduğu basınç çalkantıları bugün bir çok çalışmanın konusu olmuştur.

- Rotör-stator etkileşimi olmasa bile vorteks kopması, ardiz oluşumu ve yersel kavitasyon oluşumları da yersel çalkantıların bir bölümünü oluşturmaktadır.

3.2.3 Radyal Ve Rotodinamik Kuvvetler

Dönme eksenine dik yönde global olarak etki eden kuvvetler bu tip problemlerin kaynağıdır.

- Pompa girişindeki akışta, salyangoz yada gövde içindeki akışta meydana gelen düzensizlikler radyal kuvvetlere neden olmaktadır. Bu kuvvetler sabit koordinat sisteminde sabit kuvvetler olarak görünebilir ve birlikte çarkın dönmesinden dolayı çark periyodik bir titreşim oluşturmaktadır.
- Dönme ekseninin hareketi dolayısıyla çark-mil'in birlikte hareket etmesinde çark içinden geçen akış etkileyeceğinden akış bir takım çalkantıları uyarak rotodinamik kuvvetlerin oluşmasını sağlayacaktır. Akış kaynaklı rotodinamik kuvvetlerin oluşturduğu çalkantılar karakteristik olarak genellikle senkron altı yani mil devrinin bazı kesirlerinde görülür.

Pompa lar da sıkça görülen bu akış kaynaklı titreşimlerin frekans aralığı tablo 3.2 'de verilmiştir.

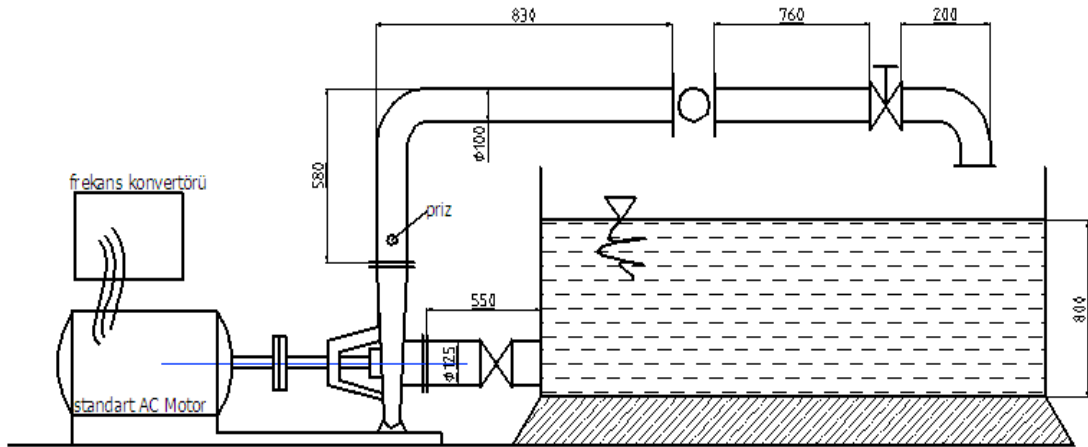
Tablo 3.2 Pompa lar da rastlanan titreşimlerin frekans aralıkları [2]

TİTREŞİM TİPİ	GÖRÜLDÜĞÜ FREKANS ARALIĞI
Sistem kararsızlığı	Sistem dinamiğine bağlı, kompresörlerde 3-10 Hz
Dönel durma, ayrılma	$0,5n-0,7n$
Auto-oscillation	Sisteme bağlı, $0,1n-0,4n$
Kanatlızdifüzörde ayrılma	$0,05v-0,2n$
Dönel kavitasyon	$1,1n-1,2n$
Kısmi kavitasyon	$<n$
Düzensiz aşırı radyal kuvvet	n 'nin kesri
Rotodinamik titreşim	Kritik hıza yaklaşıldığında, v 'nin kesri
Kanat geçişindeki uyarım	$Z_R \cdot n / Z_{OF}$; Z_{Rn} ; $m Z_{Rn}$ (statorda oluşan çalkantı) $Z_S \cdot n / Z_{OF}$; Z_{Sn} ; $m Z_{Sn}$ (rotorda oluşan çalkantı)
Kanat çırpması (blade flutter)	Kanatın akışkan içindeki doğal frekansları
Vorteks kopması	Vorteks kopma frekansı
Kavitasyon gürültüsü	1 kHz- 20 kHz

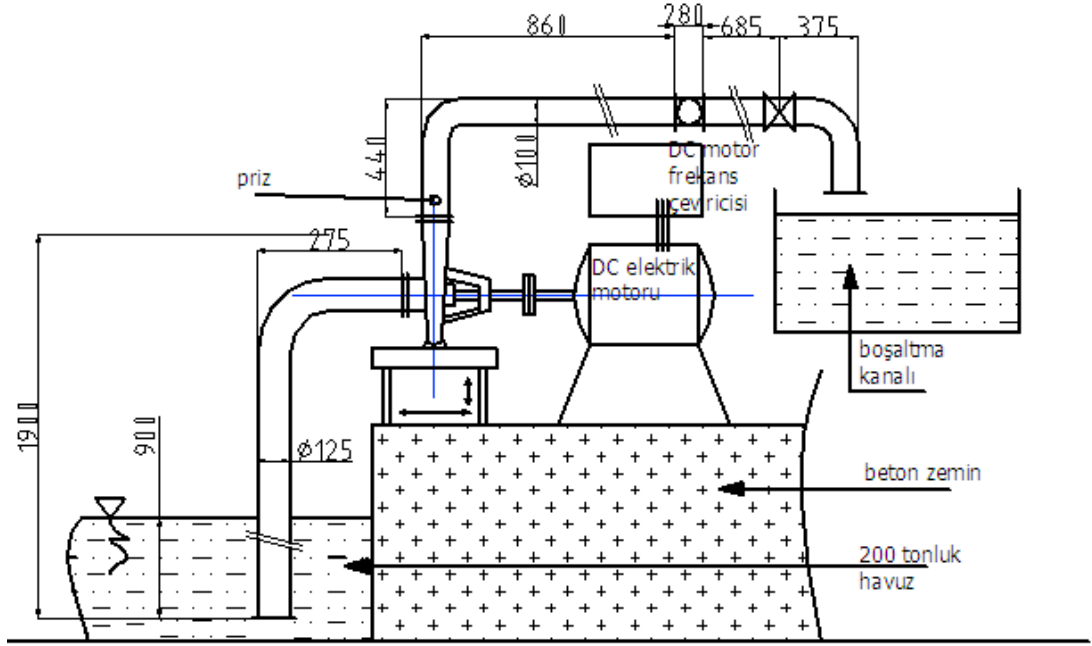
4 DENEY DÜZENİ

4.1 Deneyler İçin Kurulan Tesisatlar

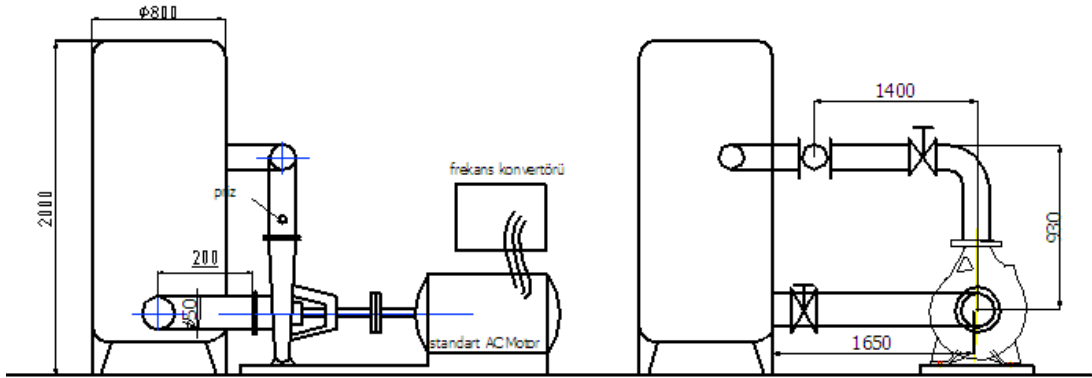
Deneyler İ. T. Ü. Maki na Fakültesi Hidron ekanik Laborat uarı' nda gerçekleştiril miştir. 1 ve 2 numaralı pompalar laborat uarın üst katında kurulan, şekil 4.1.'de gösterilen ortak bir tesisata bağlanmıştır. 3 ve 4 numaralı pompalar için yine ortak bir tesisat şekil 4.2'de gösterildi ği gibi laborat uarın alt katında kurulmuştur. 5 numaralı pompa hali hazırda bağli oldu ğu tesisatta (Şekil 4.3.) transdüserin yerleştirilebil mesi için bir manşon kaynatılmak suretiyle uygun de ğişiklik yapılarak denenmiştir. Ek A'da deney için kurulan tesisatların çeşitli açılardan çekil miş dijital resimleri yer almaktadır.



Şekil 4.1. 1 ve 2 numaralı pompaların bağli oldu ğu tesisat



Şekil 4.2 3 ve 4 numaralı pompaların bağlandığı tesisat



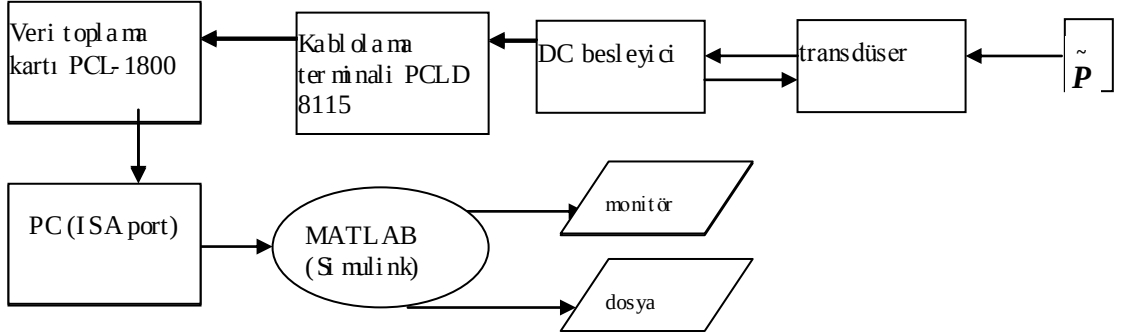
Şekil 4.3 5 numaralı pompanın bağlandığı tesisat

Debi ölçümleri için laboratuvar da kullanılan hacimsel sayaçlar, basınç ölçümleri için yine laboratuvar da bulunan, kalibrasyonu yapılmış muhtelif mekanik manometreler kullanılmıştır.

4.2 Veri Toplama Sistemi

Veri toplama sistemi (Şekil 4.4) her bir pompa çıkışında o pompaya uygun olarak açılmış bir prize bağlanmış olan bir transdüserden, bu transdüserin içindeki MOSFET yükseltici devresini besleyen bir doğru akım besleyicisi, bu besleyici den çıkan koaksiyel (eşeksenli) sinyal kablusunun bağlandığı kablodan terminali ve alınan analog sinyali bilgisayarda işleyebilmek için gerekli sayısal sinyale

dönüştüren ve bilgisayarın ISA yuvasına takılan veri toplama kartından (Data Acquisition Card) oluşmaktadır. Ek B’de bu elemanların temel özellikleri çizelge biçiminde verilmiştir.



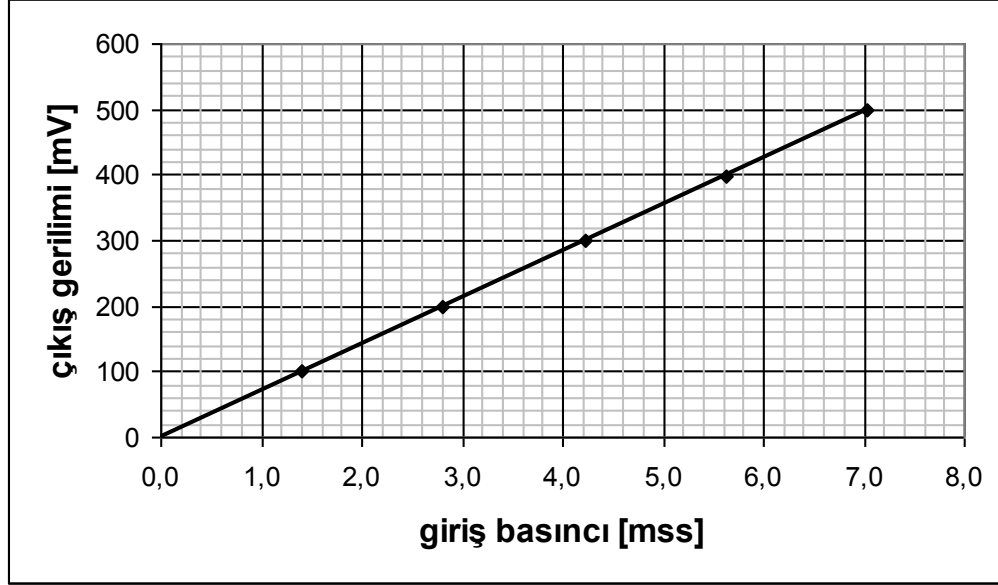
Şekil 4.4 Veri toplama sisteminin şematik gösterimi

4.3 Deney Yöntemi Ve Uygulama

Gerçekleştirilen deneylerde temel amaç akışı en az seviyede rahatsız ederek çark çıkışında rastlanılan periyodik basınç çalkantılarının en hassas biçimde elde edilmesidir. Bunun için kurulan veri toplama sistemi, tipik bir veri toplama sisteminde bulunan bütün elemanlara sahiptir.

Algılayıcı eleman olan transdüser basınç sinyallerini orantılı (kalibrasyonlu) olarak elektrik sinyallerine çevirmektedir. Deneylerde kullanılan PCB 112A21 model transdüserin kalibrasyon sertifikası Ek C’de verilmiş olup SI birim sistemine çevrilmiş olan kalibrasyon eğrisi şekil 4.5.’de görülmektedir. Transdüser, piezo-elektrik tip olduğu için sabit basınç sinyallerini gösteremekte, sabit basınçta bir basamak girişi yapıldığında, üstel olarak azalan ve sıfıra ulaşan bir basamak cevabı vermektedir. Dolayısıyla bu tip transdüserlerle yalnız belli bir frekansın üzerindeki değişken basınçlar algılanabilmekte, ortalama basınçtaki değişimlerin alınan veriler üzerinde etkili olmasının için pompa kısmı vanası kullanılarak istenilen debiye getirildikten sonra sinyal alınmadan önce en az 5 dakika beklemek gerekmektedir. Bununla birlikte belli bir frekansın altındaki periyodik basınç bileşenleri de transdüser tarafından doğru bir biçimde elektrik sinyaline çevrilemeyecektir. Düşük frekans cevabı olarak adlandırılan bu alt sınır 0,5Hz olduğu için deneylerde bir sorun yaratmamaktadır. PCB 112A21 transdüserin en önemli özelliği entegre işlemsel yükselticiye devreye sahip olmasıdır. Bu yükseltici transdüserin algılayıcı eleman

olan kuvars kristalinin basınç altında ürettiği yüksek empedanslı gerilimi düşük empedanslı çıkış gerilimi ne dönüştürmesidir. Yani böylece transdüser çıkışında gürültü problemi bertaraf edilip harici yükseltici kullanmadan sinyali AD çevirici karta iletebilmek mümkün olmaktadır.



Şekil 4.5. Transdüser kalibrasyon eğrisi

Deneylerde kullanılmış olan veri toplama kartı (DAQ) 12 bit çözünürlüğe sahiptir. Ölçme aralığı $\pm 0,625$ V seçilmiştir. Dolayısıyla A/D çevrimişleminde çözünürlük $\frac{2.0,625}{2^{12}} = 0,0003$ V = 0,3 mV olmaktadır. Bu değer transdüser'in çözünürlüğü yanında düşük kalıktır; ancak transdüserin hassasiyetinin 7,3 mV/kPa olduğu hesaba katıldığında bu değer 4 mss basınca karşılık geldiği görülmektedir. Gerçekleştirilen deneylerde karşılaşılan basınç çalkantılarının şiddeti c mss mertebelerindedir. Dolayısıyla bu çözünürlük değerinin basınç çalkantılarını hassas bir şekilde algılamak için yeterli olacağı düşünüldüğünden ve sinyalin yükseltilmesi sinyalde bir miktar bozulmaya yol açacağından [32] transdüser çıkışında yükseltici (amplifikatör) bağlanmıştır.

4.4 Yazılım

Veri toplama kartlarının bir anlamda bilgisayarla iletişimini sağlayan yazılımlar karttan etkin bir biçimde yararlanabilmek açısından son derece önemlidir. Veri toplama veya otomasyon kartlarını bir bilgisayara adapte etmek için gereken yazılım

üç türlü olabilir [33]. Birincisi, kartın veri giriş çıkışını kontrol eden adresleri (register) öğrenip C, C++, DELPHI gibi bir programlama diliyle kendi yazılımını kullanmaktır. Bu yöntem veri aktarma işleminin tamamen program yazar kullanıcının kontrolünde gerçekleşmesini sağlar; ancak ileri derecede programlama bilgisi gereklidir. İkinci yöntem ise söz konusu kartların A/D çeviri, D/A çeviri gibi sık kullanılan özelliklerini, başka bir program içinden çağırılacak biçimde önceden yazılmış olan sürücü (driver, genellikle .dll, .exe uzantılı) dosyalarını kullanmaktır. Üçüncü yöntem ise kartı kontrol etmek için hazır programlar kullanmaktır. Bu tür programların iyi yanı programlama bilgisi gerektirmemesidir; ancak genel olarak bu programlar kartı üreten firmalar tarafından yazıldığından maliyetleri yüksek olmaktadır. Bu tip kullanıcı dostu olarak tabir edilen programlar genellikle kart işlevlerini temsil eden grafik simgeler kullanmaktadırlar.

İ. T. Ü. Maki ne Fakültesi H drone kanik Laboratuvarı'nda daha önce başka bir çalışmada da yine bu kart kullanılmış [34], kartın işlevlerini kontrol etmek için ise bir takım BASIC diliyle yazılmış programlar ve "SCOPE1800" adlı hazır program kullanılmıştır. Halen sürmekte olan bir yüksek çalışmasında da yine aynı kart "SCOPE 1800" adlı programla kontrol edilmektedir [35]. "SCOPE 1800" adlı program kartın üreticisi ADVANTECH tarafından geliştirilmiş bir program olup bu çalışmada gereken spektrum analizi yapma özelliğine sahiptir. Ayrıca kart ile birlikte yine kartın üreticisi ADVANTECH tarafından tedarik edilmiş olan GEN E- DAQ adlı diğer bir programda dene me sürümü olarak deney düzeninin kurul ma aşamasında kullanılmıştır.

Bu çalışmada ise karşılaşılan birtakım sorunlar nedeniyle "SCOPE 1800" program kullanılmamıştır. Veri toplama sisteminin kurul ma aşamasında karşılaşılan sorunlara Ek H'de daha detaylı değinilmiştir. İ. T. Ü. Maki ne Fakültesi içinde yapılan bir araştırmada yine ADVANTECH markasına ait bir başka kartın bir yüksek lisans tez çalışmasında kullanıldığı bulunmuş, bu çalışmada kullanılan yazılımın kullanılabileceği belirlenmiştir [36]. "Pnömatik bir sistemin tanımlanması ve gerçek zamanlı model öngörül ü kontrol ü" adlı bu çalışmada yine ADVANTECH markasının üretmiş olduğu PCL 818HG model kart MATLAB programının SIMULINK araç kutusundaki Real-Time Windows Target modülü kullanılarak kontrol edilmiştir. Bu modül ADVANTECH ve piyasada bulunan diğer pek çok veri toplama kartı üreticisinin ürün yelpazelerinde yer alan kartların ortak özellikleri olan analog giriş-

çıkış, sayısal giriş-çıkış, sayıcı çıkış, kodlayıcı giriş işlevlerini basit grafik programlama yöntemiyle kullanılabileceği sağlanmaktadır. Bilindiği gibi MATLAB programının SIMULINK modülü daha çok sistem simülasyonu ve otomatik kontrol amaçlı bir yazılımdır.

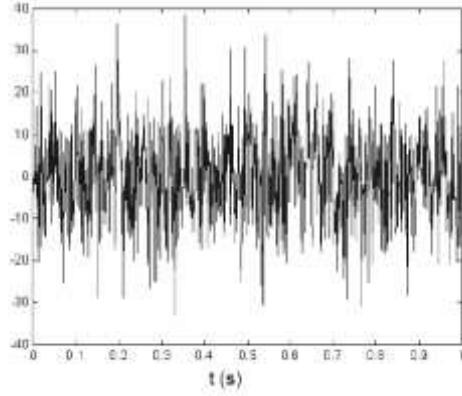
Akyıldız [36] yapmış olduğu çalışmada kapalı çevrim kontrol uyguladığı sistemden veri almak ve bu sistemi kontrol sinyalleriyle beslemek için veri toplama kartının analog giriş-çıkış ve sayısal giriş-çıkış işlevlerinin hepsini kullanmıştır. Merkezkaç pompa çıkışındaki basınç çal kartlarının spektral yapısının araştırıldığı bu çalışmada ise amaç yalnızca transdüser çıkışından gelen analog elektrik (gerilim) sinyallerinin sayısal sinyaller çevrilmesi olduğundan kartın yalnız analog giriş işlevinin kullanılması gerekmektedir. Bunun için grafik olarak “SIMULINK-Real Time Windows Targeting” modülü içindeki analog giriş bloğunu seçmek gerekmektedir.

Bu işlem gayet basit olmakla birlikte bu aşamada yine bir yazılım sorunuyla karşılaşmıştır. Şöyle ki SIMULINK modülünde bir sistemi modellemek veya harici bir kartla iletişim kurmak için kullanılan grafik öğelerinin temsil ettiği blokların matematiksel modellere çevrilmesi için MATLAB programı C, C++ programlama dillerinden birini kullanmaktadır; ancak MATLAB piyasada bulunan her C derleyici programıyla uyumlu çalışmamaktadır. Hatta MATLAB programının içinde yer alan LCC derleyici garip bir biçimde PCL 1800 model kartın analog giriş bloğunu derlemede yetersiz olmuştur. Bu sorunun çözümü ise Visual C derleyicisini bilgisayara yükleyerek MATLAB’in bunu kullanmasını sağlamaktır. Bu sorun da aşıldıktan sonra deney düzeneğinin veri toplama kısmı kullanılır hale gelmiştir.

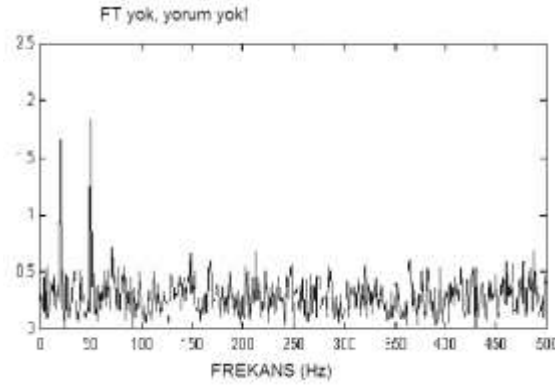
4.5 Sinyal İşleme Yöntemi

Merkezkaç pompa çıkışındaki periyodik basınç çal kartlarının yapısını elde etmek ve anlamlı bir sonuç çıkarmak için bu çal kartlarının spektral yapısının ortaya çıkarılması, yani basınç sinyalinin zamana bağlı olarak elde edilmiş olan fonksiyonunun içindeki periyodik bileşenlerin şiddetleriyle birlikte belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için transdüser çıkışından alınarak sayısal sinyallere çevrilmiş olan zamana bağlı basınç sinyalini içerdiği periyodik bileşenler ayrılmalıdır. Aksi halde yalnızca örneklenen basınç sinyalinin zamana bağlı fonksiyonuna (Şekil 4.6) bakarak değerlendirme yapmak ve pompa çıkışındaki basınç çal kartlarının yapısı hakkında bilgi edinmek

kolay olmayacak hatta mümkün olmayacaktır [32]. Bu işlem de bilindiği üzere Fourier dönüşümü (Şekil 4.7.) kullanılarak yapılabilir.



Şekil 4.6. Zamanı bağı sinyal [32]



Şekil 4.7. Zamanı bağı sinyalin Fourier transformu [32]

Fourier dönüşümü herhangi bir periyodik fonksiyonun denklem (4.1.) 'de gösterildiği biçimde harmonik fonksiyonların toplamı olarak ifade edilen sonsuz bir seriye eşdeğer olacağını göstermektedir.

$$x(t) = a_0 + 2 \cdot \sum_{k=0}^{\infty} \left(a_k \cos \frac{2\pi kt}{T} + b_k \sin \frac{2\pi kt}{T} \right) \quad (4.1.)$$

Bu denklemde T fonksiyonun bir periyodunu temsil etmekte, Fourier dönüşümünün ayrıştırılarak sinyal işlemede kullanılması sonucunda ise örnekleme zamanına tekabül etmektedir. Cos ve Sin fonksiyonlarının diklik (orthogonality) özellikleri kullanılarak a_k ve b_k katsayılarının bulunması Fourier dönüşümünün temelini oluşturmaktadır [37]. Bu katsayıların bulunması için şu denklemler kullanılır:

$$a_k = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt, k \geq 0 \quad (4.2.a)$$

$$b_k = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \sin \frac{2\pi kt}{T} dt, k \geq 1 \quad (4.2.b)$$

Euler eşitliğine göre $X_k = a_k - i.b_k$ olmak üzere ayrıklaştırılmış Fourier dönüşümü (DFT):

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r \cdot e^{-i(2\pi kr/N)} \quad (4.3)$$

Merkezkaç pompa çıkışında alınan sinyaller göz önüne getirildiğinde yukarıdaki denklemlerle N harfiyle gösterilen değişken Fourier dönüşümü uygulanan sinyaldeki toplam örnek sayısını, r harfiyle gösterilen indis ise örnek sırasını belirtmektedir. Ayrık Fourier dönüşümü uygulamasında çözünürlük, yani belirlenebilecek en küçük frekans değeri f_s/N olmaktadır [38], s. 151]. k indisi frekans'ı X_k ise k'nci frekansta görülen harmonik bileşenin kompleks genliğini ifade etmektedir. Bu durumda X_k 'nin mutlak değeri ise $k f_s/N$ frekansındaki bileşenin genliğini vermektedir.

Gerçekleştirilen deneylerde her nokta için 2kHz örnekleme frekansında 10 saniye boyunca toplam 20000'er adet veri toplanmıştır. Bu veriler deney sırasında kaydedilmiş, daha sonra 2'şer saniyelik her biri 4000 veriden oluşan 5 ayrı set olarak, yine MATLAB programı kullanılarak işlenmiş ve 5 set veriden elde edilen spektrumların ortalaması alınarak spektrumda bulunan gürültünün bir miktar azaltılması amaçlanmıştır. Spektrum çözünürlüğü $f_s/N = 2\text{kHz}/4000 = 0,5\text{Hz}$ olup, basınç sinyallerinin spektrum açılımlarında okunabilen en küçük frekans aralığı bulunur.

Verilerin işlenmesinde basit ayrık Fourier dönüşümü kullanılmamış, onun yerine 1965 yılında Cooley ve Tukey [39] tarafından geliştirilmiş olan ve "Fast Fourier Transform" (FFT) diye adlandırılan yöntem kullanılmıştır. Bu yöntem DFT yöntemiinden tamamen farklı bir yöntem olmayıp, hesaplama süresini kısaltan bir algoritmadır [38]. Aynı sayıda örnek için DFT uygulandığında hesaplama sırasında gerçekleştirilen işlemler sayısı N^2 ile orantılı olurken FFT uygulandığında işlemler sayısı N'in asal çarpanlarına bağlı olarak çok daha az işlem gerektirmektedir. Örnek

sayısının 2^n nin bir üssüne eşit olması optimum bir duruma karşılık gelmekte ve gerekli işlem sayısı $N \log_2 N$ mertebesine inmektedir.

MATLAB program içerisinde FFT algoritması hazır bir alt rutin olarak kayıtlı olup, ayrıca bir FFT algoritması yazmaya gerek yoktur. Toplanan verilerin işlenerek spektrum açılımlarının görüntülenmesinde kullanılan MATLAB programı Ek D'de verilmiştir.

5 HATA KAYNAKLARI VE BELİRSİZLİK ANALİZİ

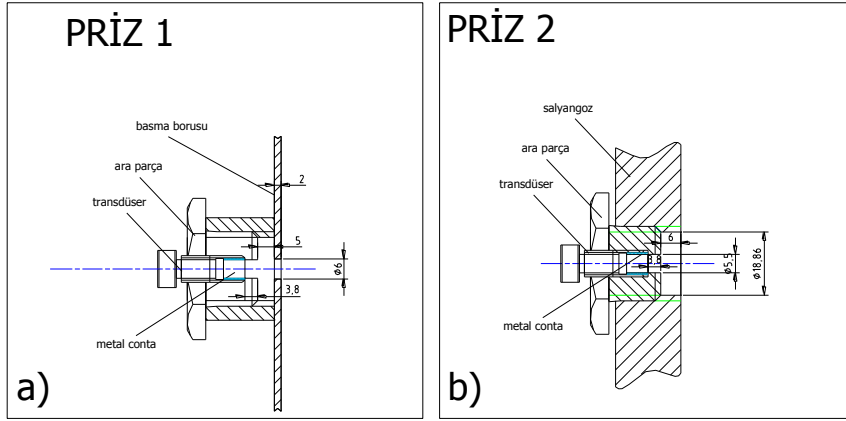
Gerçekleştirilen deneyler için kurulmuş olan deney düzeneğini oluşturan elemanlar 4. bölümde Şekil 4.4’de gösterilmektedir. Buna göre basınç sinyalleri transdüser tarafından analog elektrik sinyallerine çevrilmekte daha sonra bu analog sinyal veri aktarım sistemi sayesinde sayısal bir sinyale dönüştürülerek bilgisayarın sabit belleğine kaydedilmekte daha sonra MATLAB programı kullanılarak işlenip basınç sinyallerinin spektrumu elde edilmektedir.

Bu akış içerisinde belirsizliğe sahip olan nokta ve elemanlar, transdüser, veri aktarım kartının çözünürlüğü, veri aktarım sistemindeki belirsizlik ve veri işlemeindeki belirsizliktir. Hatalı ölçüme sebep olabilecek noktalar ise bir önceki bölümde de değinildiği gibi kablolanma ve transdüserlerin bağlandığı prizlerin akustik davranışlarıdır.

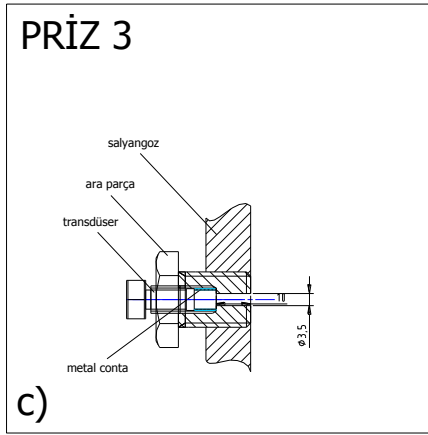
4. bölümde de değinildiği üzere kablolanmadan kaynaklanabilecek bir hata, belirsizlik katalogda verilen şemaya uygun kablolanma yapılarak bertaraf edilmiştir. Prizlerin yaratabileceği en büyük belirsizlik bu prizlerin Helmholtz rezonatörü olarak davranıp doğal frekanslarından ilkinin ölçme aralığı olan 0-1000 Hz aralığında bulunması olarak göze çarpmaktadır. Prizlerin boyutları Şekil 5.1.’de verilmiştir. Evins’in [40] çeşitli yapıların (mekanik, hidrolik, akustik) titreşim modlarını hesaplamakta kullanılan yöntemleri toplamış olduğu kitabında verilmiş olan, Aster [41] tarafından geliştirilen, Ek E’de detaylı olarak verilen formül kullanılarak hesaplanan priz doğal frekansları şöyledir:

Tablo 5.1. Priz doğal frekansları

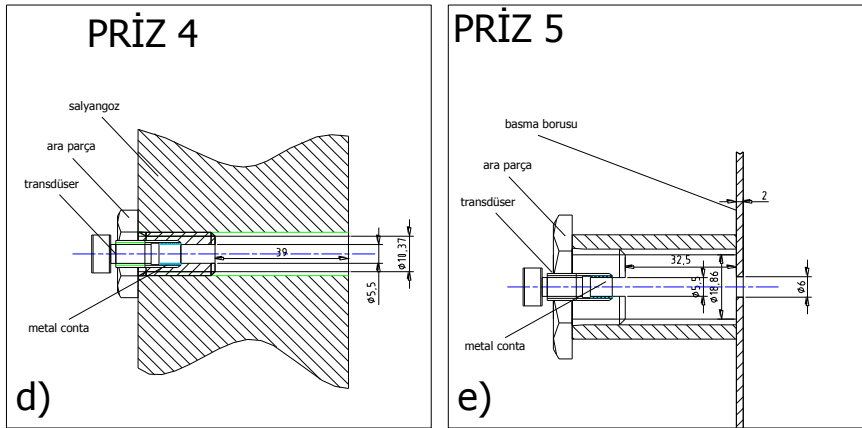
	f (Hz)
Pri z 1	13799
pri z 2	20716
pri z 3	28080
pri z 4	6093
pri z 5	5103



Şekil 5.1. a, b Priz boyutları



Şekil 5.1. c Priz boyutları



Şekil 5.1. d, e Priz boyutları

Tablo 5.1.'de de görüldüğü üzere prizlerin doğal frekansları ölçme aralığı olan 0-1000Hz'in çok üstündedir. Dolayısıyla bu prizlerin akıştan transdüsera aktarılan basınç sinyalleri üzerindeki statik kazancının %5 mertebesi ni geçmeyeceğini

beklemek mantıklı olacaktır. Transdüserin belirsizliği ise %0,64 olarak verilmiştir (Ek B). Veri toplama sistemindeki belirsizliğin bulunması için bir osilatör yardımıyla yapay sinüs sinyalleri veri toplama kartının girişine bağlanmış, osilatörden çıkan sinyallerin genliği ile veri toplama sistemi tarafından %1'i geçmeyen hat a oranlarıyla çevirildiği görülmüştür. Veri toplama kartının çözünürlüğü de 12 bittir. Kart giriş aralığı $\pm 0,625V$ olarak ayarlandığı için çözünürlük $1,25/2^{12} V$ olacaktır. Bu değer $0,03 mV$ a eşittir. Transdüserin hassasiyetinin $7,23 V/kPa$ olduğu düşünülürse kartın çözünürlüğü $0,4c mss$ olacaktır. Bunun anlamı karta giren analog sinyaldeki bir farklılığın bu değerin altında A/D çevrimişi sırasında yuvarlanacağıdır. Bir diğer deyişle A/D çevrimi yüzünden $0,4c mss$ değerinde bir belirsizlik meydana gelmektedir.

Sırasıyla akışkandan alınan basınç sinyalinin veri işleme sisteminden geçerek görüntülenene kadar oluşan belirsizlik noktalarını sayarsak:

1. prizin akustik frekans cevabı karakteristiği yüzünden $< \%5$
2. transdüserin belirsizliği $< \%0,64$
3. veri toplama sistemindeki belirsizlik $< \%1$
4. veri toplama kartının çözünürlüğü/ belirsizliği $< 0,4c mss$

Veri toplama işlemini şu denklemlerle karakterize edersek

$$P_o = \tilde{P} \cdot K_H \cdot K_T \cdot K_V \cdot K_K \quad (5.1.)$$

P_o : sayısal çevrilmiş basınç; $\tilde{P}$: akışkandan algılanan basınç; K_H : prizin Helmholtz rezonatörü olarak basıncı yükseltme veya sönülmeme etkisi katsayısı (frekans cevabı); K_T : transdüser belirsizliği katsayısı; K_V : veri toplama sistemindeki belirsizlik katsayısı ve K_K : veri toplama kartının çözünürlüğünden kaynaklanan belirsizlik katsayısı olarak tanımlanmıştır. Veri toplama kartı dışındaki elemanların belirsizlikleri yüzdeyle ifade edilebildiği için sıfır hatalı bir çevrimde $P_o = \tilde{P}$ olacağı göz önüne getirildiğinde K_H , K_T , K_V ve K_K 'yı 1'e eşit tutmak ve mutlak belirsizlikleri yüzde cinsinden ifade etmek doğru olacaktır.

Spektrumu değerlendirilen basınç sinyalleri içerisinde okunan ve önem taşıyan en küçük bileşenlerin $7-8c mss$ mertebelerinde olduğu görülmektedir. Dolayısıyla veri

kartının çözünürlüğünden kaynaklanan belirsizlik 7c mss basınç için %5,7 değerinde olur.

Toplam belirsizlik ise:

$$w_T = \sqrt{(P_o \cdot w_H)^2 + (P_o \cdot w_T)^2 + (P_o \cdot w_V)^2 + (P_o \cdot w_K)^2} \quad (52)$$

$$= \sqrt{(7.0,05)^2 + (7.0,0064)^2 + (7.0,01)^2 + (7.0,057)^2} = 0,54 \text{ c mss}$$

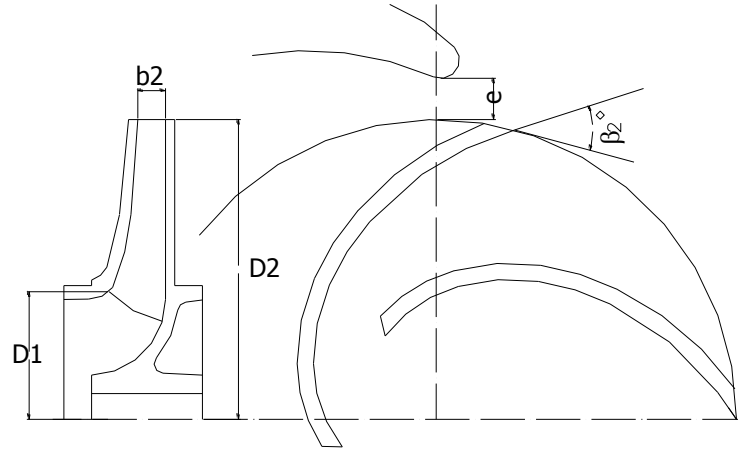
Dolayısıyla en büyük belirsizliğin değerlendirilen en küçük basınç mertebesi olan 7c mss değeri için gerçekleşeceğini varsayarsak oluşacak belirsizlik $0,54/7 = \underline{\underline{\%7,7}}$ den küçük olacaktır. Kart çözünürlüğünün karta giren analog sinyalin büyüklüğüne bağlı olmasından dolayı, 7c mss'dan düşük basınçlarda belirsizlik artacak, yüksek basınçlarda ise azalacaktır. Sonuç olarak yaklaşık $\pm \%10$ belirsizlik oranıyla gerçekleştirilmiş olan deneylerin tatmin edici olduğu düşünülmektedir.

6 BASINÇ ÇALKANTI SI SPEKTRUMLARI NN DEĞERLENDİRİLMESİ

Deneylerde merkezkaç pompalarını tasarımı aralığı olan $n_q=10$ dan $n_q=40$ ' a kadar beş farklı özgül hızı sahip pompa kullanılmıştır. Öncelikle pompaların performans deneyleri yapılarak karakteristik eğrileri elde edilmiş, bu eğriler üzerinde tasarım noktası, düşük debi ve yüksek debi değerlerine karşılık gelen veri toplama noktaları belirlenmiştir. Her bir pompa da üç farklı devirde toplam dokuz adet noktada veri toplanmış, 4. bölümde anlatıldığı biçimde işlenerek değerlendirilmiştir. Bu bölümde her bir pompa için veri toplanan noktalar pompa karakteristiği üzerinde gösterilmiş, her bir noktadan alınan basınç sinyallerinin spektrumları ayrı ayrı grafikleriyle birlikte değerlendirilerek verilmiştir. Her pompadan toplanan verilerin işlenmesi ile elde edilen spektrum açılımlarının tablo halinde detayları Ek F' de verilmiştir. Pompaların karakteristik eğrileri Ek G' de, detaylı olarak verilmiştir. Denenen pompaların genel boyutları ve özelliklerini içeren listesi tablo 6.1.'dedir, bu boyutların geometrik yerleri şekil 6.1.'de gösterilmektedir. D_E ve D_B emme ve basma flanşlarının ana çaplarıdır.

Tablo 6.1. Deneyde kullanılan pompaların listesi

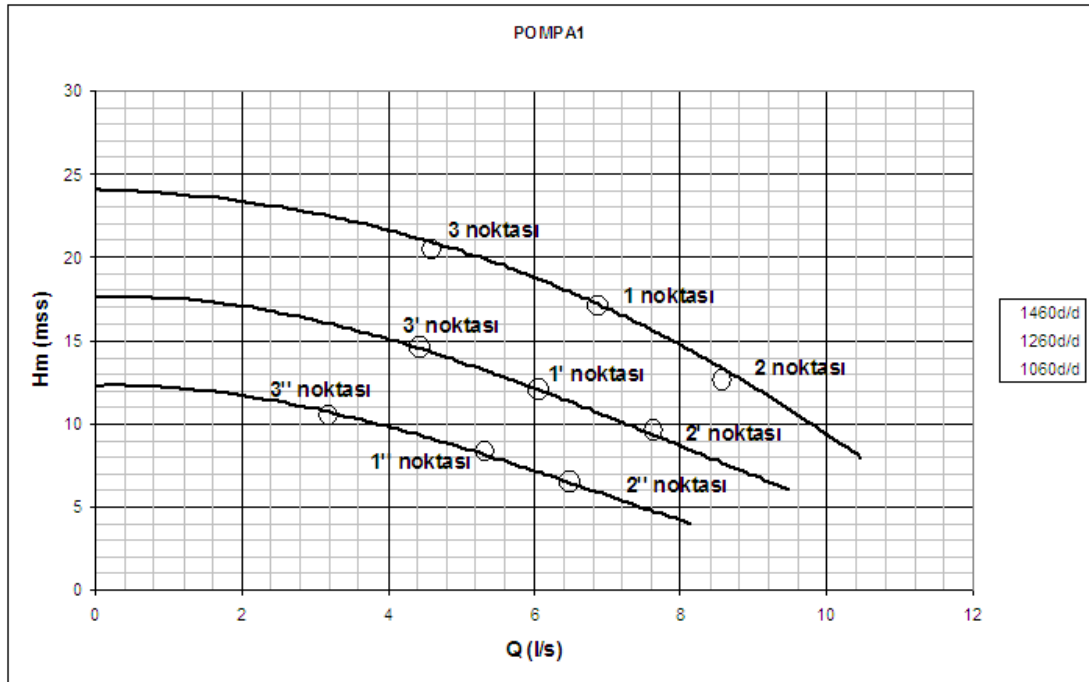
Pompa	n_q	Z	D_E (mm)	D_B (mm)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	b_2 (mm)	e (mm)	$\beta_2(^{\circ})$
1	12,4	6	65	40	64	280	7,5	2	32
2	20	6	65	50	86	235	9	25	32
3	33,3	7	125	125	126	250	22,5	14	26
4	37,6	6	125	100	137	214	32,5	15	27
5	27,2	6	50	50	60	135	10	5	36



Şekil 6.1. Çark temel boyutları

6.1 Pompa 1

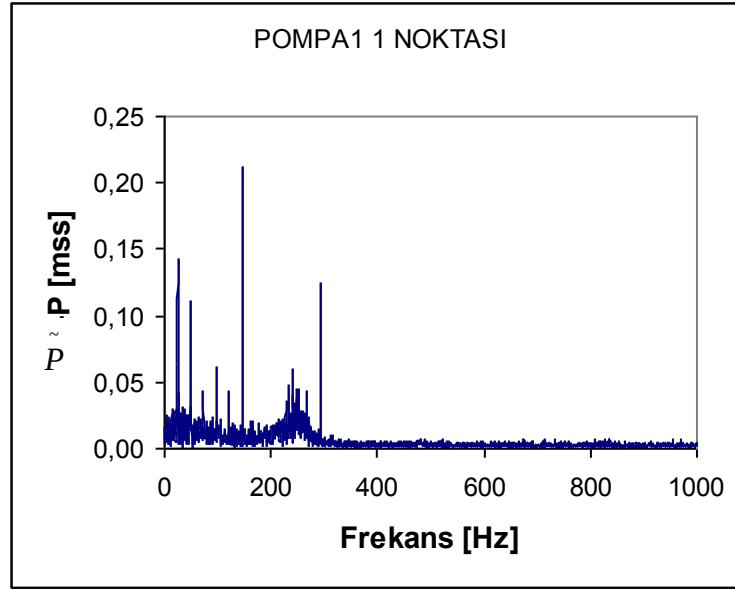
1 numaralı pompanın veri toplanan çalışma noktaları Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2. 1 numaralı pompadan veri toplanan noktalar

1 numaralı optimizasyon noktası varlığında mil devri ve katlarını, $2x_n$, $3x_n$, $4x_n$, $5x_n$ açığa seçilebiliyor ve kanat geçiş frekansı na yaklaştıkça azalan bir genlik karakteristiğine sahipler. Kanat geçiş frekansı na tepeden tepeye (peak to peak) genliğinin en yüksek değerini aldığı görüyoruz. Daha sonra $10x_n$ değerindeki frekans çevresinde dağınık

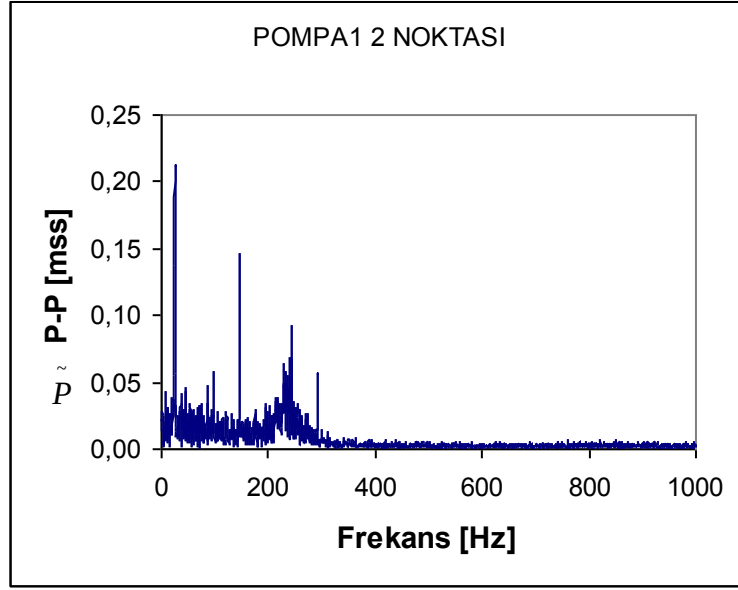
bir tepe daha görülüyor ve en son olarak da $2xf_{kg}$ frekansı nda yaklaşık değeri mil devri ndeki basınç dalgasına eşit olan bir sinyal görülüyor (Şekil 6.3).



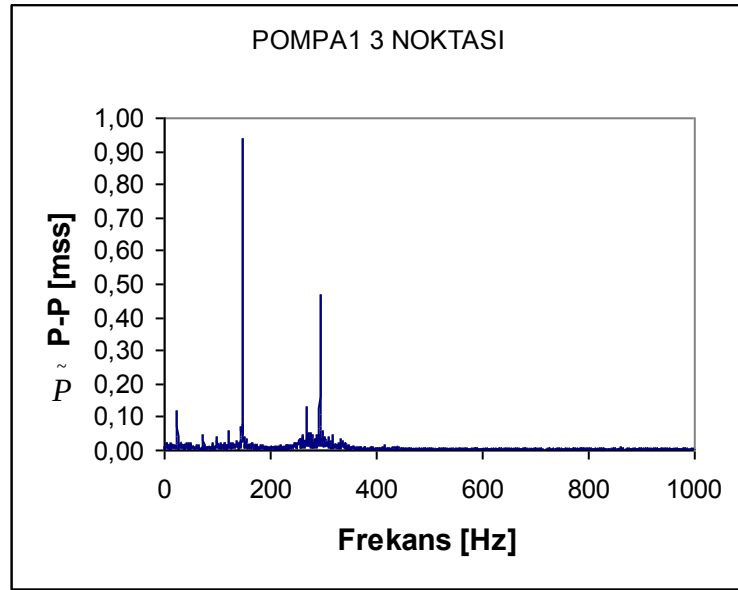
Şekil 6.3 Pompa 1 den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyali nin spektrumu

Optimum noktadan debisi yaklaşık %25 daha fazla olan 2 numaralı noktada alınan sinyalin karakterine bakıldığında, $4x_n$, $f_{kg}=6x_n$ ve $10x_n$ frekanslarındaki tepeler yine açıkça seçilebiliyor. Yine 1 numaralı noktada olduğu gibi $10x_n$ frekansı çevresinde dağınık bir görüntü göze çarpıyor. Tepelerin genel karakteristiği ise azalan bir eğilime sahip en yüksek genliğe sahip olan n frekansı ndaki tepenin değeri 1 noktası nda en yüksek genliğe sahip olan f_{kg} tepesinin genliğiyle aynı mertebededir (Şekil 6.4).

Optimum noktadan debisi yaklaşık %25 daha az olan 3 numaralı noktada alınan sinyalin karakterine bakıldığında ilk göze çarpan f_{kg} ve $2xf_{kg}$ frekansları nda görülen tepelerin diğer tepelerden bariz büyüklük farkına sahip olması. $3x_n$, $5x_n$, $11x_n$ frekanslarındaki tepeler de farkedilmekle birlikte bu iki frekansın yanında çok küçük mertebede oldukları görülüyor. Dikkat çeken bir diğer özellik de kanat geçiş frekansı nda gözlenen en yüksek genlik değerinin 1 numaralı optimum noktada görülen en yüksek genliğin yaklaşık 4 katı olmasıdır (Şekil 6.5).



Şekil 6 4 Pompa 1 den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

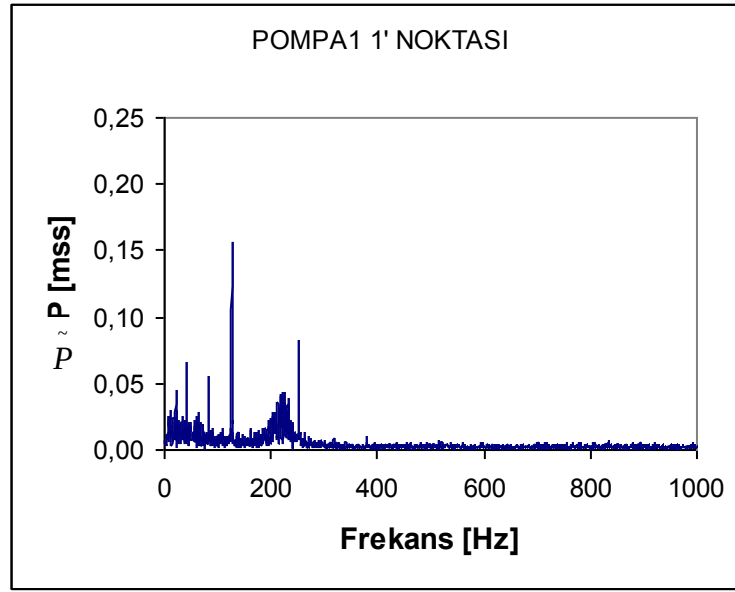


Şekil 6 5 Pompa 1 den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

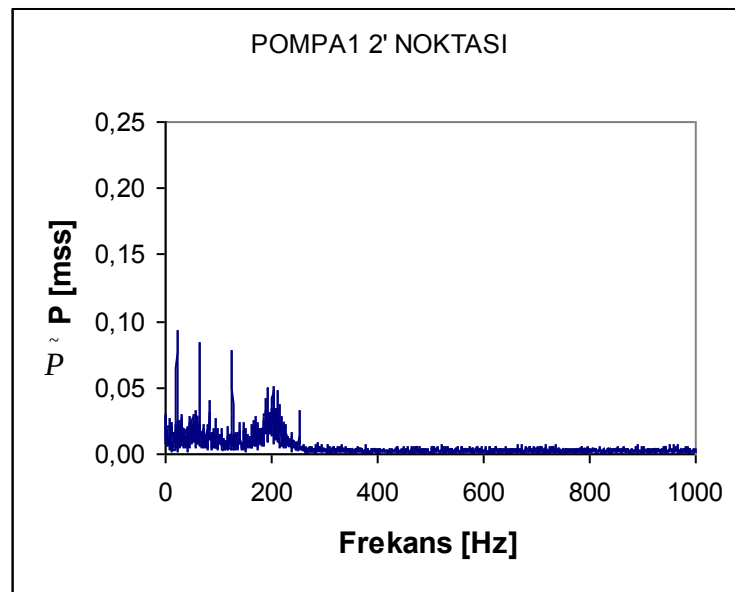
İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasına ait spektruma baktığımızda yine birinci devirdeki eşleniği (homologu) olan 1 numaralı noktadaki karaktere benzer bir karakter görüyoruz. 2xn, 4xn frekanslarında azalan karakteristik tepeler, 3xn ve 5xn frekanslarındaki tepelerin seçilemez kadar küçük olmasına karşın 1. devirdeki spektruma benzer bir görünüme sahip daha sonra yine 1 nol u noktaya benzer biçimde en yüksek genliğe sahip olan fkg ve onu izleyen 2xfkg tepeleri. Yine 1 nol u eşlenik noktadaki ne benzer biçimde 11xn frekansı çevresinde dağılmış bir spektrum

görüyoruz. Genliklerin 1 noktasındaki genliklere oranı ise yaklaşık %75 seviyesindedir (Şekil 6.6).

İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasından yaklaşık %25 daha çok debiye sahip 2' noktasına ait spektruma baktığımızda birinci devirdeki eşleniği 2 noktasındaki spektruma çok benzer tabloyu yine görüyoruz. Yine en yüksek genliğe n devri n 'de rastlıyoruz; $3 \times n$, $4 \times n$, f_{kg} , $2 \times f_{kg}$ de genlikleri azalantepler belirgin bir biçimde görülebiliyor ve yine $10 \times n$ frekansı çevresinde saçılmış bir dağılım vardır (Şekil 6.7).

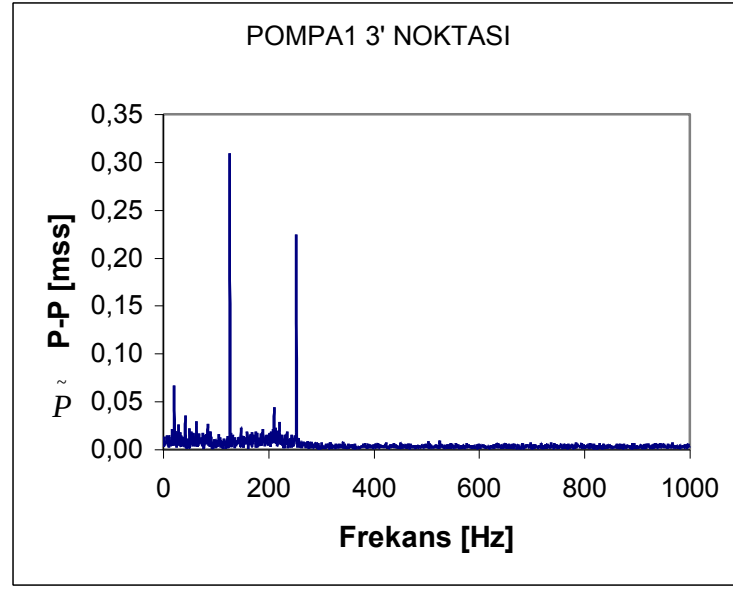


Şekil 6.6 Pompa 1 den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



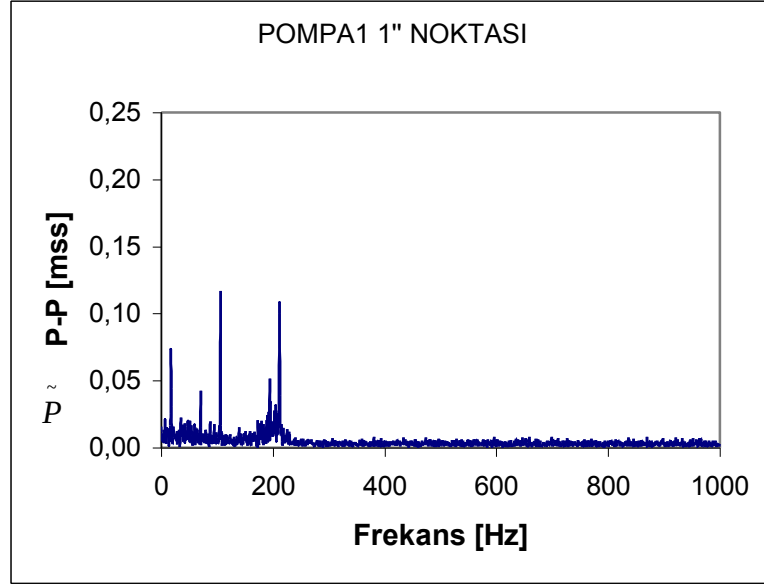
Şekil 6.7 Pompa 1 den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasından yaklaşık %25 daha az debiye sahip 3' noktasına ait spektruma baktığımızda birinci devirdeki eşleniği 3 noktasındaki spektruma çok benzer tabloyu yine görüyoruz, n , $2x_n$, $3x_n$, $4x_n$, $10x_n$ frekanslarında ufak ama seçilebilen tepecikler ve büyüğü kanat geçiş frekansında olmak üzere bariz büyüklük farkına sahip olan f_{kg} ve $2xf_{kg}$ frekanslarındaki tepeler. Genlikler birinci devirdeki eşleniğine göre üçte bir oranında azalmış görünmekle birlikte ikinci devir için en yüksek genlikler yine 3' noktasında yakalanıyor (Şekil 6.8).



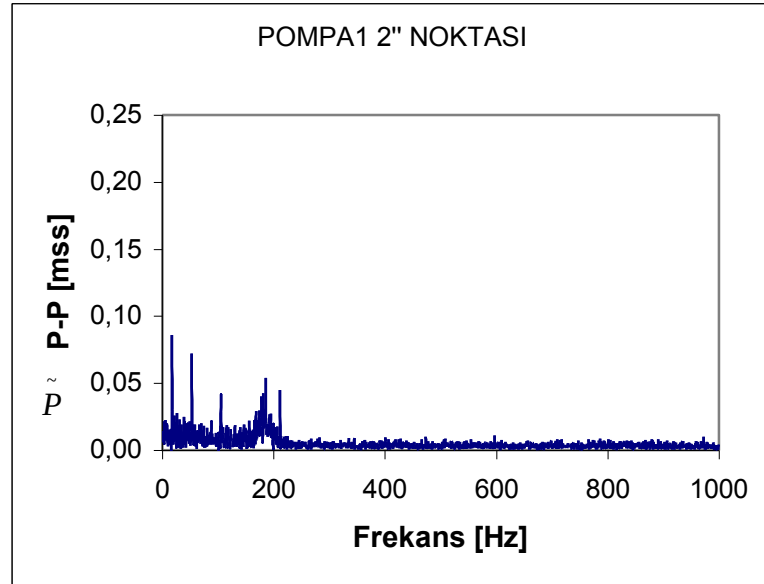
Şekil 6.8 Pompa 1 den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

Üçüncü devirdeki 1'' noktasında eşleniği olan 1 ve 1' noktalarında elde edilmiş olan spektruma çok benzer bir spektruma karşılaşıyoruz, en büyük genlik yine kanat geçiş frekansında karşımıza çıkıyor, n ve $4x_n$ deki tepeler de belirgin bir biçimde görülebiliyor, buna ek olarak $11x_n$ deki tepe daha belirginleşmiş ve 1, 1' noktalarına göre $11x_n$ frekansı çevresindeki saçılma daha azalmış ve $2xf_{kg}$ frekansındaki tepenin de göreceli olarak büyüdüğünü ve belirginleştiğini görüyoruz. Genliklerin de birinci devire göre yaklaşık yarı yarıya azaldığını görüyoruz (Şekil 6.9).



Şekil 6.9 Pompa 1 den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

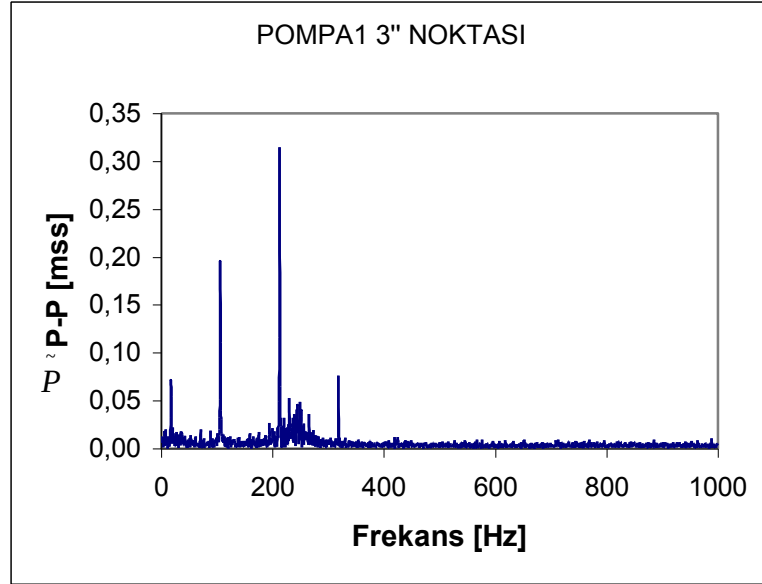
2'' noktasında karşılaştığımız spektrum diğer devirlerdeki eşlenikleri olan 2 ve 2'' noktalarındaki spektrumların karakteriyle aynı karaktere sahip olup 11xn ci varında (10,5xn) karşılaşılan saçılmış tepeni n toparlandığını ve göreceli olarak daha yüksek bir genliğe sahip olduğunu görüyoruz (Şekil 6.10.).



Şekil 6.10 Pompa 1 den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

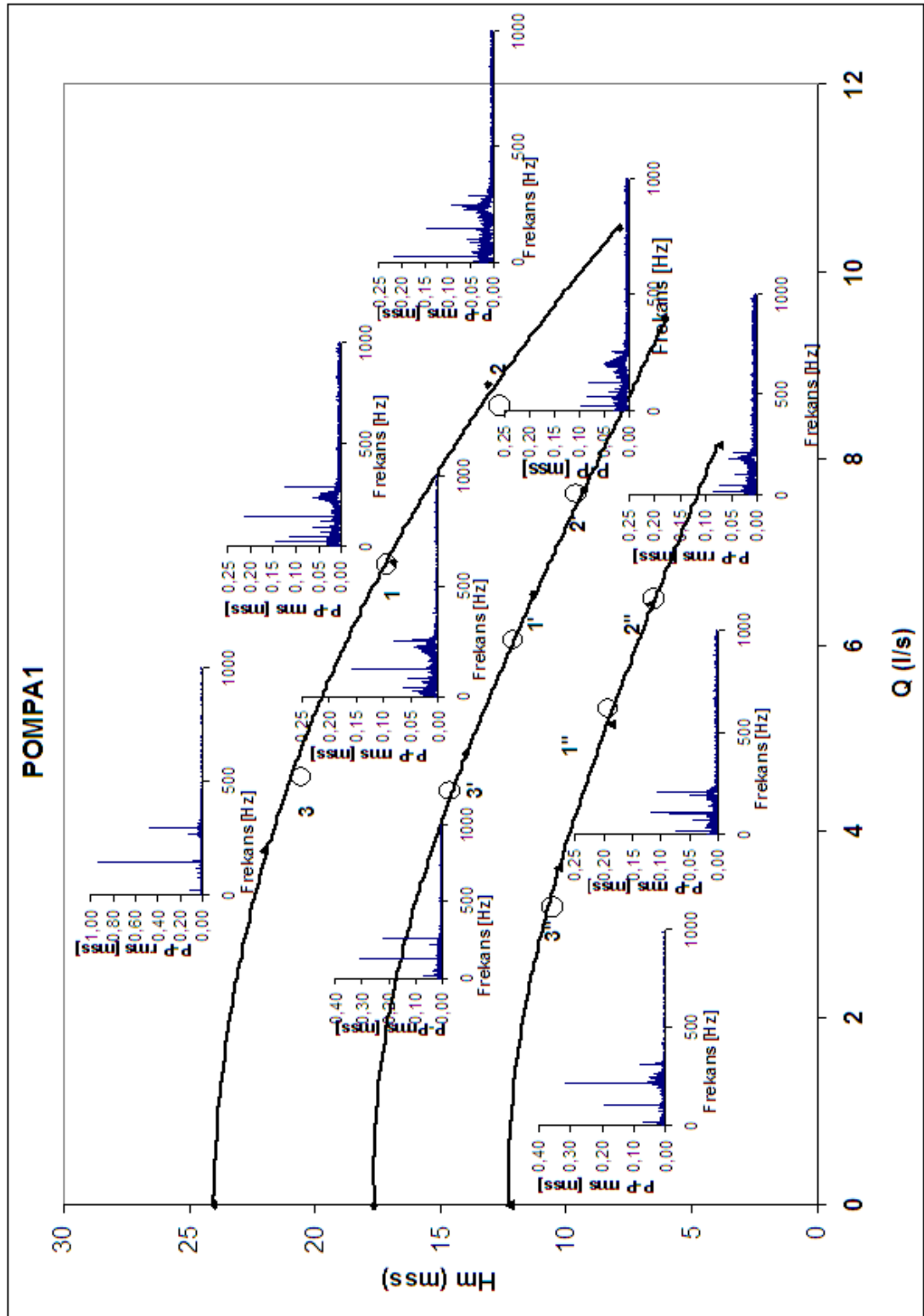
3'' noktasında karşılaştığımız spektrum diğer devirlerdeki eşlenikleri olan 3 ve 3'' noktalarındaki spektrumların karakteriyle aynı karaktere sahip olup 2xfkg frekansındaki tepenin en yüksek değere sahip olması ve 3xfkg frekansında tepe

gözl enmesiyle eşleniklerinden ayrıl maktadır. Ayrıca genel olarak devir düştükçe genliklerin azal masına karşın 3'' noktasında en yüksek tepesine sahip $2x f_{kg}$ frekansının ikinci devire ait 3' noktasının en yüksek tepesine sahip f_{kg} tepesiyle he men he men aynı genliğe sahip ol ması da dikkat çekiyor (Şekil 6.11).



Şekil 6.11. Pompa 1 den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

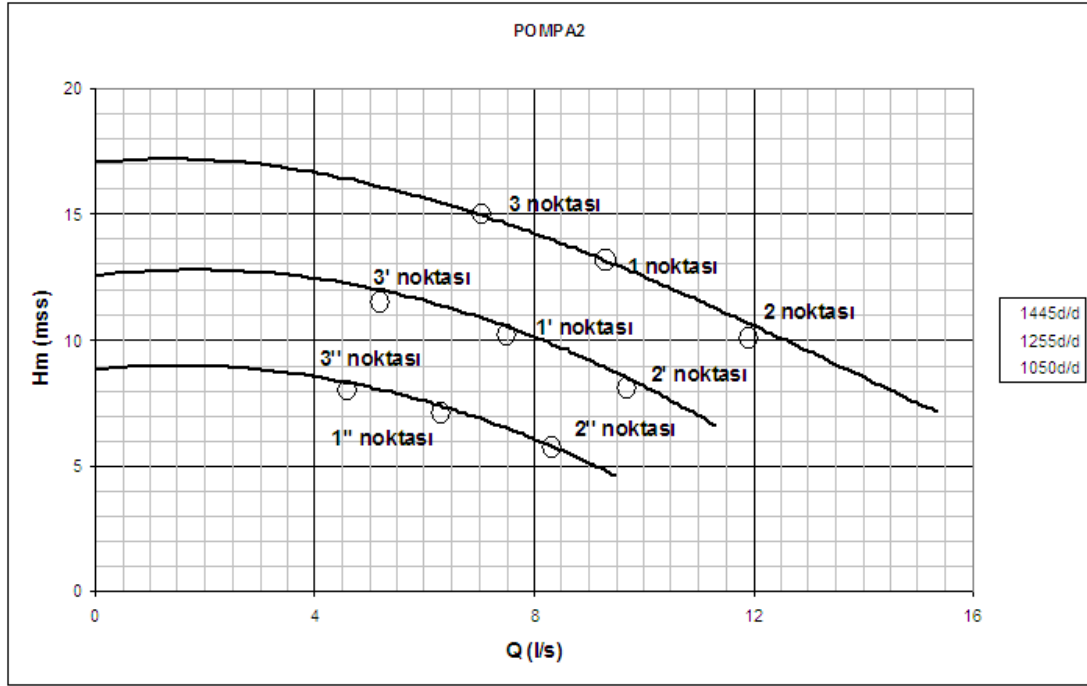
Sinyal alınan bütün noktalar bir arada bakıldığında (Şekil 6.12) pompanın optimum nokta ci varlarında çalışması halinde çark çıkışındaki basınç titreşimlerinin mil devri ve katlarında dağıldığı; ancak en yüksek genliklerin kanat geçiş frekansı ve bunun ikinci katında olduğu görülüyor. Kapalı vanaya doğru gidildikçe titreşim enerjisinin daha ziyade kanat geçiş frekansı ve katlarında toplandığı ve buna bağlı olarak da genliklerin büyüdüğü gözleniyor. Açık vanaya doğru gidildikçe en yüksek genliklere mil devrinde ulaşan daha saçılmış bir spektrum dağılımıyla karşılaşyoruz ve bu saçılmışlık en çok $10x n$ frekansı çevresinde kendini belli ediyor.



Şekil 6.12 Pompa 1' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi

6.2 Pompa 2

2 numaralı pompanın veri toplanan çalışma noktaları şekil 6.13'de gösterilmiştir.



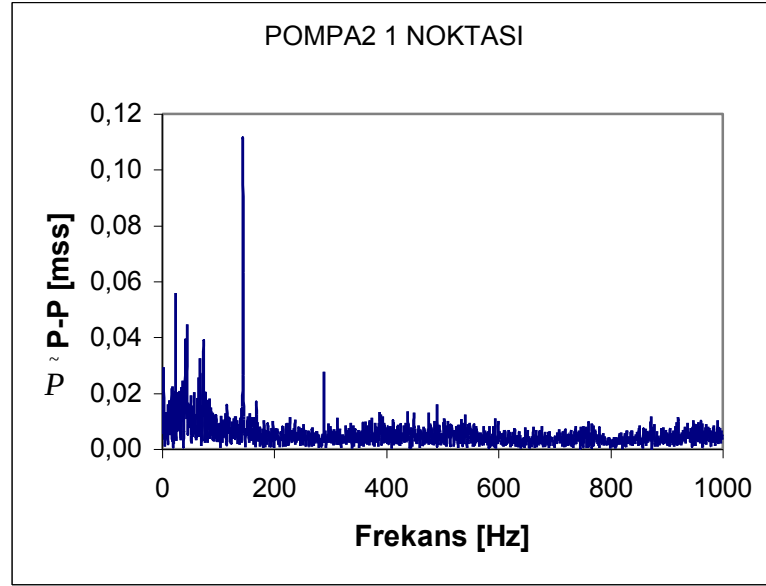
Şekil 6.13. 2 numaralı pompadan veri toplanan noktalar

Özgül hızı $n_q=20$ olan ve deneylerde kullanılan pompalar içinde çark-salyangoz dili arası en az mesafeye sahip olan 2 numaralı pompadan alınan sinyaller de kendi içinde tutarlılık göstermektedir.

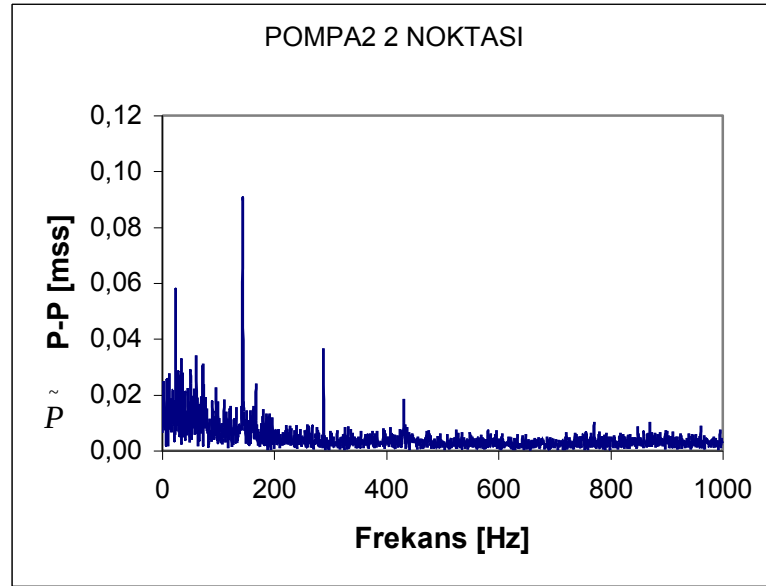
En yüksek devirde, optimum çalışma noktası yakınında (1 numaralı nokta) alınmış olan sinyalin spektrumuna baktığımızda en yüksek genliğin kanat geçiş frekansında yaklaşık 0,11 mss değeriinde karşımıza çıktığını görüyoruz. n , $2n$, $3n$ frekanslarındaki belirgin tepeler artan frekansla birlikte azalma eğilimi gösteriyorlar. Kanat geçiş frekansının ikinci harmoniğinde ($2f_{kg}$) görülen tepenin büyüklüğü n ve harmoniklerinde görülen tepelerle aynı mertebededir (Şekil 6.14).

Debisi 1 numaralı optimum noktadan debisinden yaklaşık %25 daha fazla olan 2 numaralı noktada yine en yüksek genliğin yaklaşık 0,09 mss değeriinde olduğu ve kanat geçiş frekansında ortaya çıktığı görülüyor. İkinci büyük tepe mil devri n 'de karşımıza çıkıyor. Kanat geçiş frekansının ikinci harmoniğine ek olarak üçüncü harmoniğinde ($3f_{kg}$) belirginleştiği görülüyor. Bununla birlikte mil devrinin harmoniklerinin ($2n$, $3n$,...) belirginliklerini kaybettikleri, mil devri n ve kanat geçiş

frekansı f_{kg} arasında basınç enerjisinin dağılık bir spektral yapıya sahip olduğu görülmektedir (Şekil 6.15.).



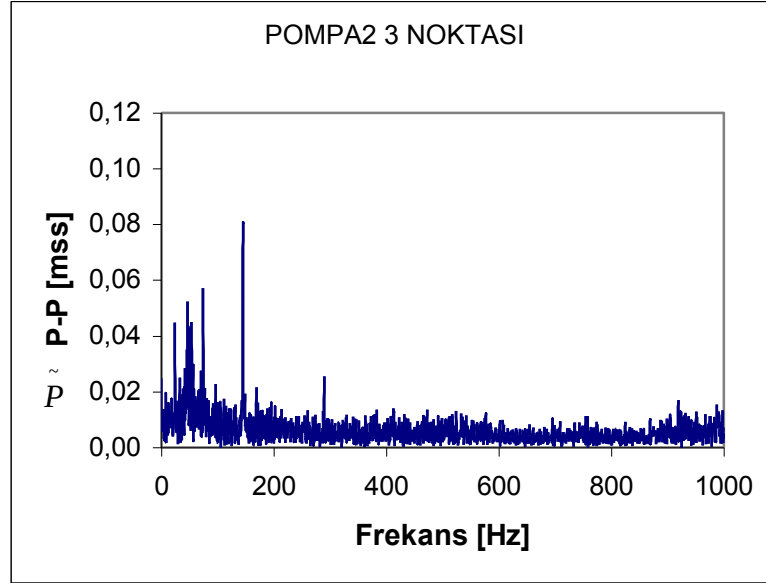
Şekil 6.14 Pompa 2 den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



Şekil 6.15 Pompa 2 den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

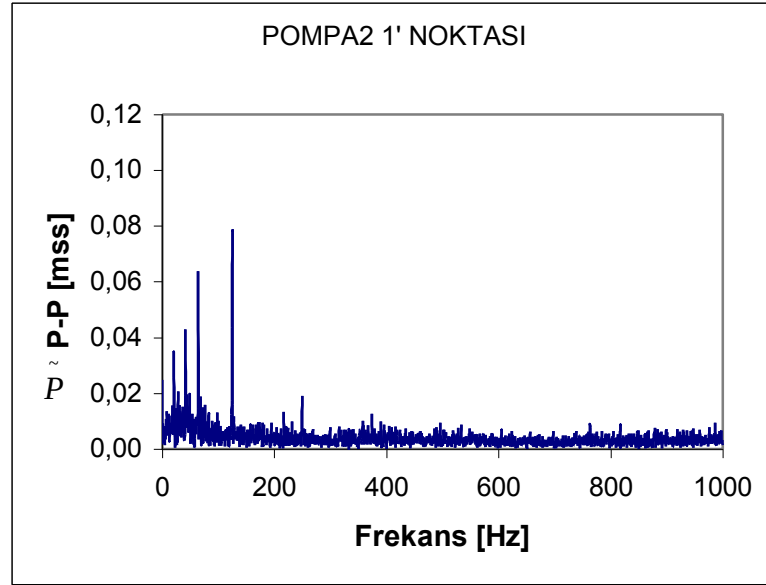
Debisi 1 numaralı optimum noktanın debisinden yaklaşık %25 daha az olan 3 numaralı noktada en yüksek genlik yine kanat geçiş frekansı f_{kg} karşımıza çıkmakta, bununla birlikte kanat geçiş frekansının altında n , $2n$, $3n$ ve $4n$ frekanslarında, üstünde ise $7n$ ve kanat geçiş frekansının ikinci harmoniği olan $2n=2f_{kg}$ frekansı f_{kg} basınç titreşimlerinin bileşenleri belirgindir. N frekansındaki tepenin genliği en

yüksek genliğe sahip olan kanat geçiş frekansındaki tepenin yaklaşık yarısı kadardır. Sırasıyla $2n$ ve $3n$ 'deki tepeler yükselen bir görüntü arz etmekte, daha sonra ani bir düşüşle $4n$ 'deki tepe ile karşılaşmaktadır. $7n$ ve $2f_{kg}$ de karşılaşılacak bileşenlerin genlikleri aynı mertebede olup en yüksek tepenin yaklaşık dörtte biri değeriindedirler. Kanat geçiş frekansında karşılaşılacak en yüksek genliğin optimum nokta olan 1 numaralı noktada yine en yüksek genliğe sahip kanat geçiş frekansının yaklaşık % 75-80' i civarında olduğu görülmektedir (Şekil 6.16.).



Şekil 6.16 Pompa 2 den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

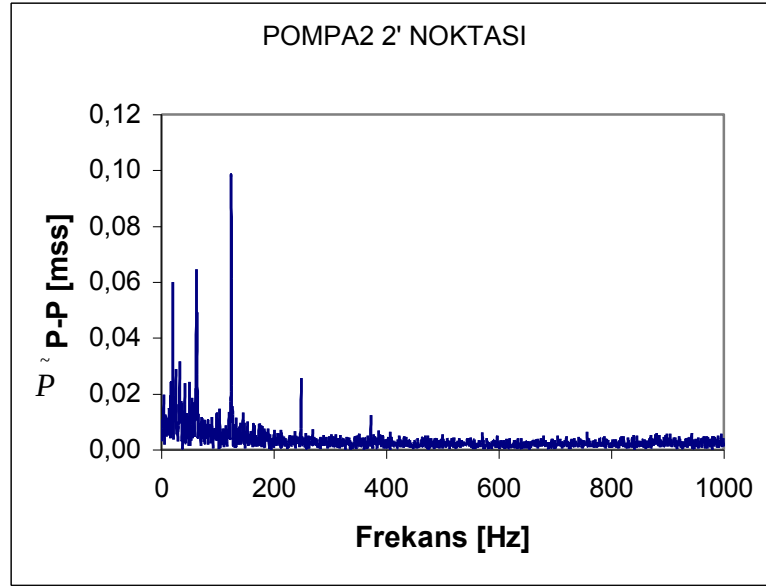
İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasından alınan basınç sinyalinin spektrum açılımına baktığımızda, en yüksek devirdeki eşleniği olan 1 numaralı noktanın spektrumaçılımından çok kısmi debide alınan (3 numaralı nokta) sinyale benzediği görülmektedir. Yaklaşık 0,08 mss değerindeki en yüksek tepe kanat geçiş frekansında görülmekte; n , $2n$, $3n$ frekanslarında oluşan tepeler 3 numaralı spektrumda olduğu gibi artan bir karakter göstermektedirler. Kanat geçiş frekansının üstünde ise yine $2f_{kg}$ frekansındaki bileşen gözlenmektedir. En yüksek devirdeki eşleniği olan 1 noktasındaki en yüksek genlik 0,11 mss civarındayken 1' noktasında bu genliğin bir miktar düştüğünü görülmektedir (Şekil 6.17.).



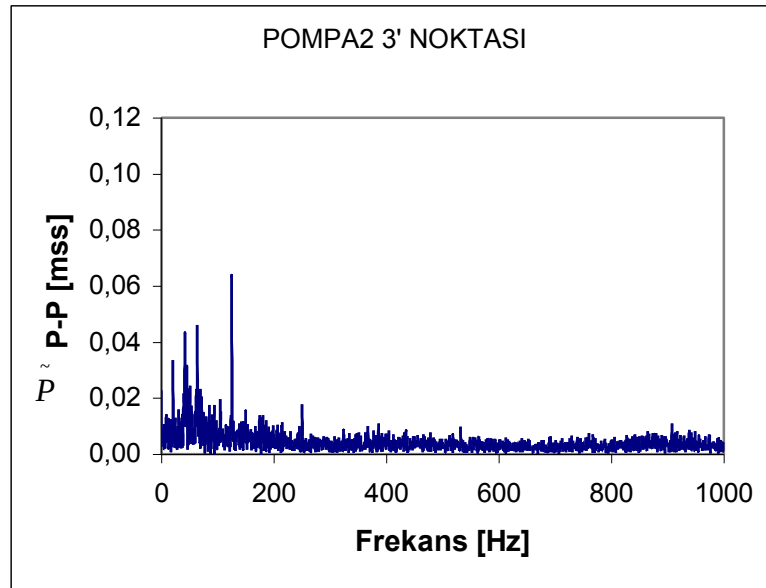
Şekil 6.17. Pompa 2 den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

İkinci devirdeki optimum noktanın debisiinden yaklaşık %25 daha fazla debiye sahip olan 2' noktasından alınan sinyalin spektrumu incelendiğinde, en yüksek devirdeki eşleniği olan 2 noktasında olduğu biçimde en yüksek genliğin kanat geçiş frekansında ortaya çıktığı ve kanat geçiş frekansının ikinci, üçüncü harmoniklerinin de belirgin olduğu görülmektedir. Kanat geçiş frekansındaki bileşenin genliğinin 2 numaralı eşlenik noktaya göre az bir miktar yükseldiği, kanat geçiş frekansının ikinci ve üçüncü harmoniklerindeki bileşenlerini ise bir miktar alçaldığı görülmektedir. M1 devriindeki (n) bileşen yaklaşık aynı değerde karşımıza çıkmakta; ancak 2 numaralı eşlenik noktadan farklı olarak 2n frekansında da bir tepe görülmektedir (Şekil 6.18).

İkinci devirdeki optimum noktanın debisiinden yaklaşık %25 daha az debiye sahip olan 3' noktasında sanki ilk devirdeki eşleniği 3 noktasındaki spektrum açılımının ölçekle küçültülmüş bir hali ortaya çıkmıştır. En yüksek genliğe sahip tepe yine kanat geçiş frekansında yer almakta; n, 2n, 3n ve 2fkg frekanslarındaki tepelerde 3 numaralı noktadaki ne benzer şekilde ve temayüle belirgin olmaktadır. Yalnız 3' noktasında görülen tepelerin genliği 3 noktasındaki tepelerin yaklaşık %75' i büyüklüğündedir (Şekil 6.19).



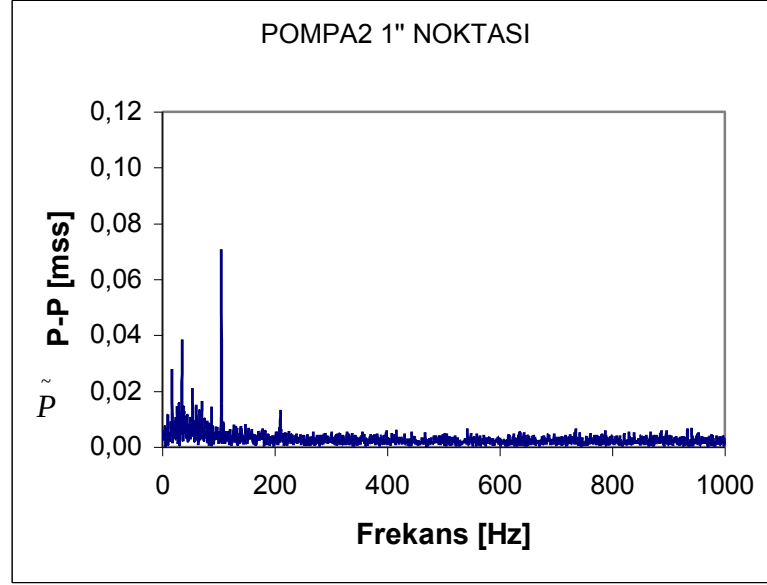
Şekil 6.18. Pompa 2 den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



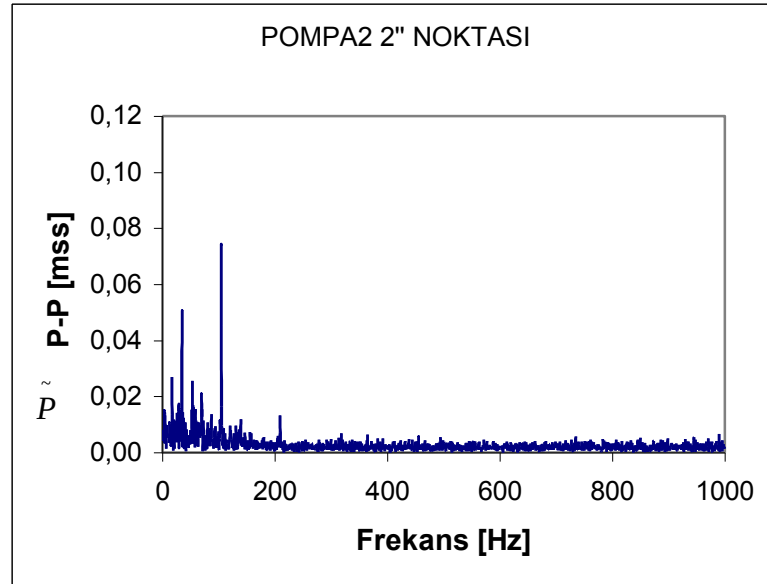
Şekil 6.19. Pompa 2 den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

En düşük devirdeki optimum nokta yakınlarında (1'' noktası) alınmış olan sinyalin spektrumuna bakıldığında en yüksek genliği, diğer devirlerdeki eşlenik noktalarda olduğu gibi, kanat geçiş frekansında ortaya çıktığı görülüyor. M1 devrinin ve katları $2n$, $3n$, $4n$, $5n$ genlikleri küçük olmakla birlikte rahatça seçilebiliyorlar; bununla birlikte $2n$ frekansındaki tepenin diğer tepelerden daha yüksek olduğu göze çarpıyor. Genliği küçük olmakla birlikte kanat geçiş frekansının ikinci harmoniği de kendini belli ediyor (Şekil 6.20.).

En düşük devirdeki optimum noktadan yaklaşık %25 daha fazla debiye sahip olan 2'' noktasında alınan sinyalin spektrumu 1'' noktasının spektrumuna benzetmekle birlikte genliklerin bir miktar arttığı görülmektedir. Kanat geçiş frekansının altındaki n , $2n$, $3n$, $4n$, $5n$ frekanslarındaki bileşenler belirgin olmakla birlikte en yüksek genliğe $2n$ frekansındaki bileşen sahiptir. Frekans dağılımında en yüksek genlik yine kanat geçiş frekansında ortaya çıkmaktadır (Şekil 6. 21.).

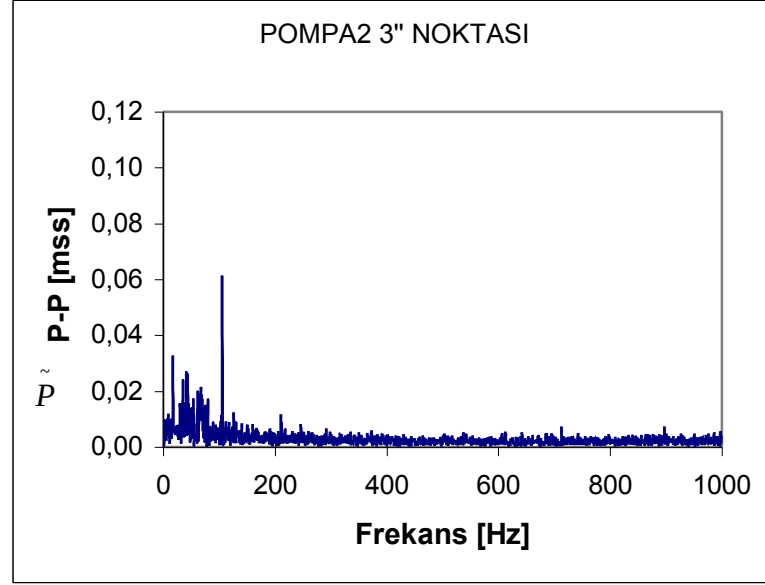


Şekil 6.20. Pompa 2 den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



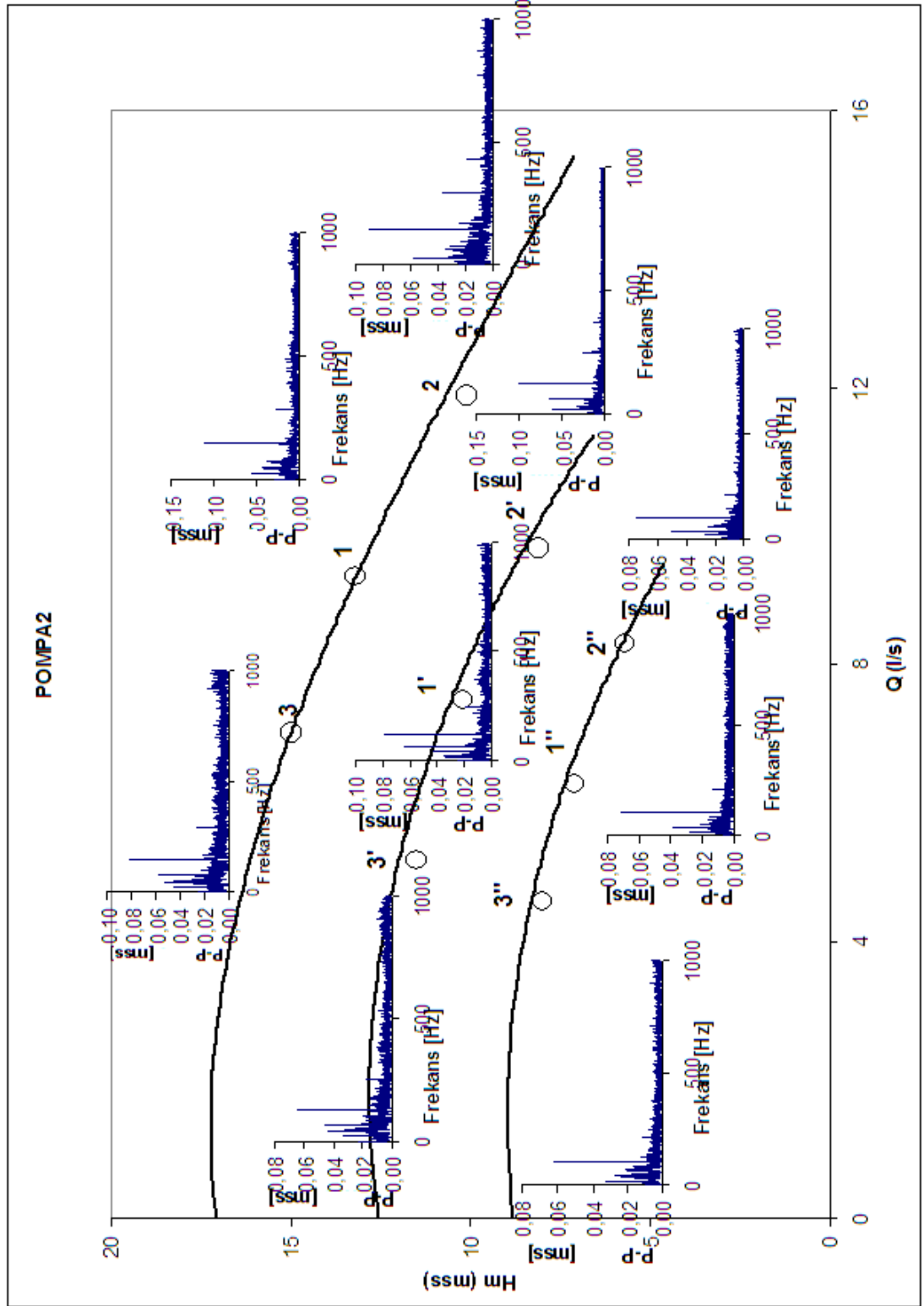
Şekil 6.21. Pompa 2 den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

Debi değeri nin 1'' noktasındaki nden yaklaşık %25 daha az olan 3'' noktası nda yalnız kanat geçiş frekansı ve mil devri n belirgin bir tepeye sahiptir. Diğer tepeler $2n$, $3n$, $4n$ ci varlarında görül mekle birlikte bunların arasında belirgin olan yalnızca mil devri n'deki bileşendir, diğerleri dağınık bir yapı göster mektedirler. Kanat geçiş frekansının ikinci harmoni ğinde de düşük genlikli bir bileşen yer almaktadır (Şekil 6.22).



Şekil 6.22 Pompa 2 den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

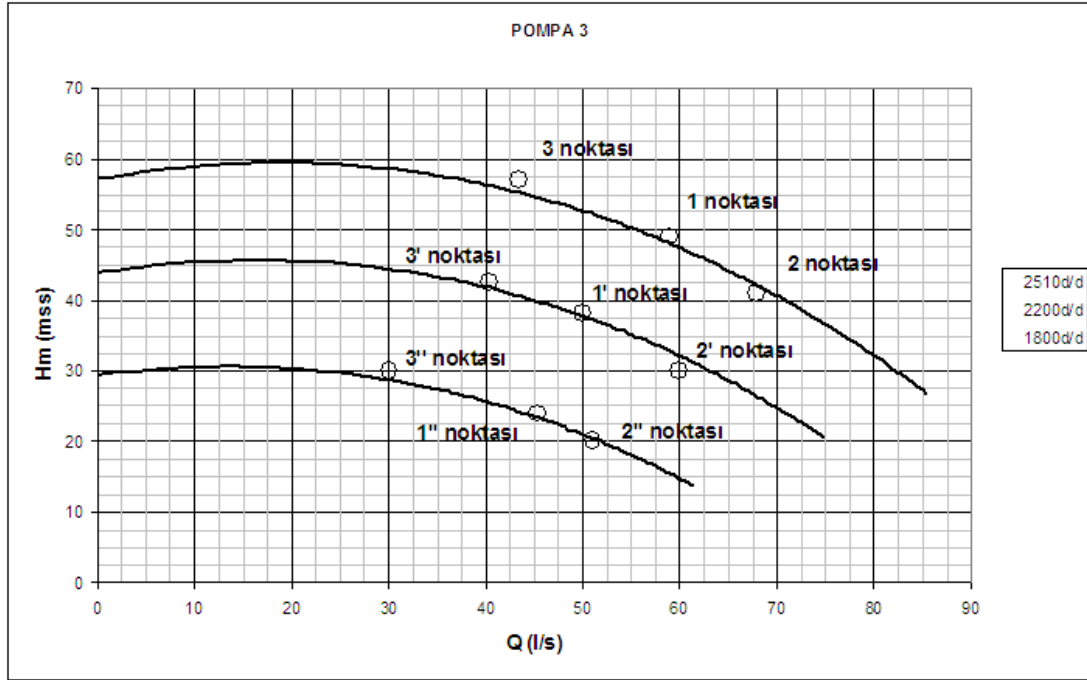
Özgül hızı 20 olan 2 numaralı pompadan alınan veriler topluca değerlendirildi ğinde (Şekil 6.23.) en yüksek genliklerin hep kanat geçiş frekansında ortaya çıktığı görülüyor. Bu genliklerin de artan debiyle birlikte arttığı, yalnız en yüksek devirde optimum nokta civarında karşılaşıldığı görülüyor. Açık vanaya doğru (2, 2', 2'' noktaları) gidildikçe kanat geçiş frekansının ikinci harmoni ğinin yanı sıra üçüncü harmoni ğinin de belirginleşti ği gözleniyor. Kapalı vanaya doğru (3, 3', 3'' noktaları) gidildi ğinde ise kanat geçiş frekansının yüksek harmoniklerinin tamamen kayboldu ğu, ikinci harmoni ğinin de etkisini yitirdi ği görülüyor. Mil devri n ve katlarında karşılaşılan spektral yapının ise dağınık bir biçim aldığı ortaya çıkıyor.



Şekil 6.23. Pompa 2' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi

6.3 Pompa 3

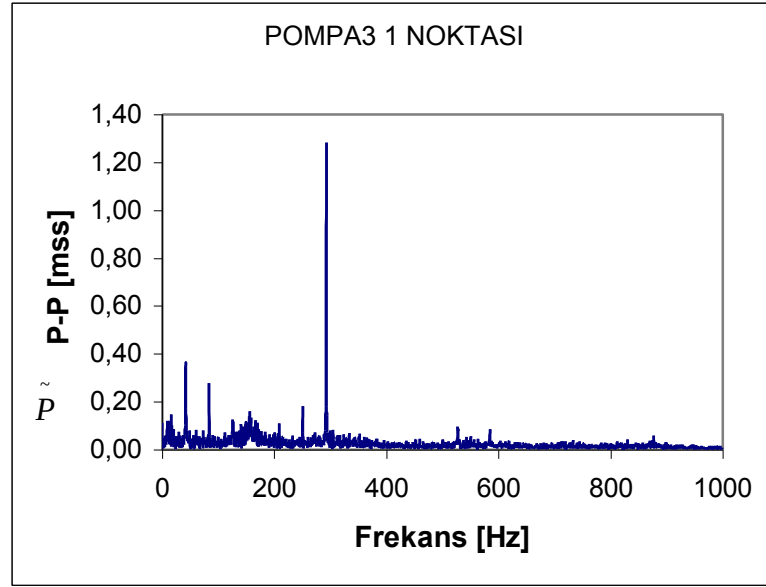
3 numaralı pompanın veri toplanan çalışma noktaları şekil 6.24’de gösterilmiştir.



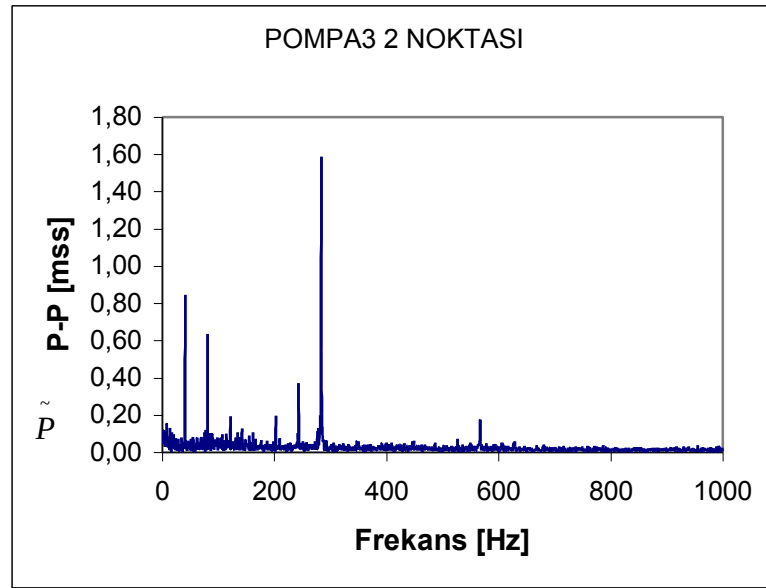
Şekil 6.24. 3 numaralı pompadan veri toplanan noktalar

1 numaralı optimum nokta civarında mil devri ve katları n , $2n$, $3n$, $5n$, $6n$ açıkça seçilebiliyor ve kanat geçiş frekansı na yaklaştıkça azalan bir genlik karakteristiğine sahipler. Kanat geçiş frekansı nda tepeden tepeye (peak to peak) genliğin en yüksek değerini ($1,28 \text{ mss}$) aldığı n görüyoruz. Kanat geçiş frekansı nın iki katı değer de de yine ufak da olsa bir tepeci k seçilebiliyor. Ayrıca bu frekansı n yakı nları nda yaklaşık değeri $12,6n$ 'e eşit olan frekansta bir tepeci k ve $n/3$ 'te de yine bir tepeci k gör ü l ü y o r (Şekil 6.25).

Optimum noktadan debisi yaklaşık %25 daha fazla olan 2 numaralı noktada alınan sinyalin karakterine bakıldığında n , $2n$, $3n$, $5n$, $6n$, $f_{kg}=7n$ ve $2f_{kg}=14n$ frekansları ndaki tepeler yine açıkça seçilebiliyor. Genlikler kanat geçiş frekansı na kadar azalan bir karakteristik sergileyip 1 no'lu noktada olduğu gibi en yüksek değeri ne kanat geçiş frekansı nda ulaşı y o r. Kanat geçiş frekansı ndaki genliğin 1 no'lu noktadaki ne oranı yaklaşık %30 daha fazladır (Şekil 6.26).

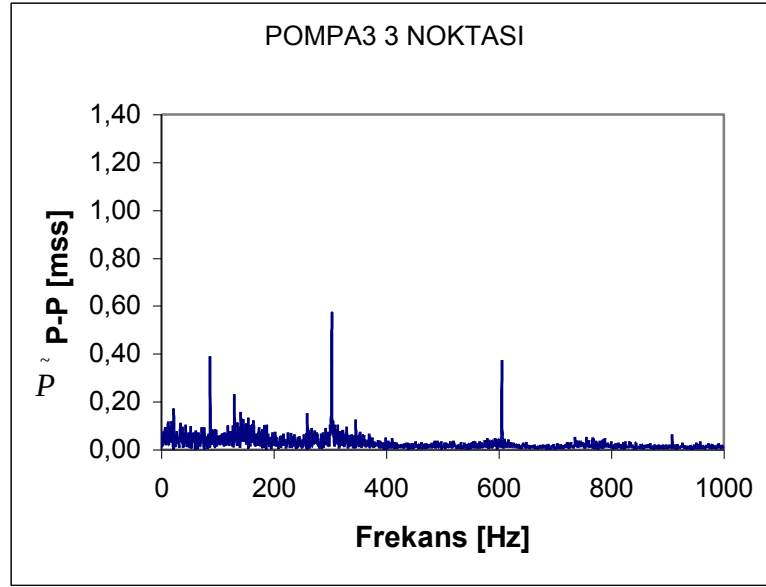


Şekil 6 25 Pompa 3 den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



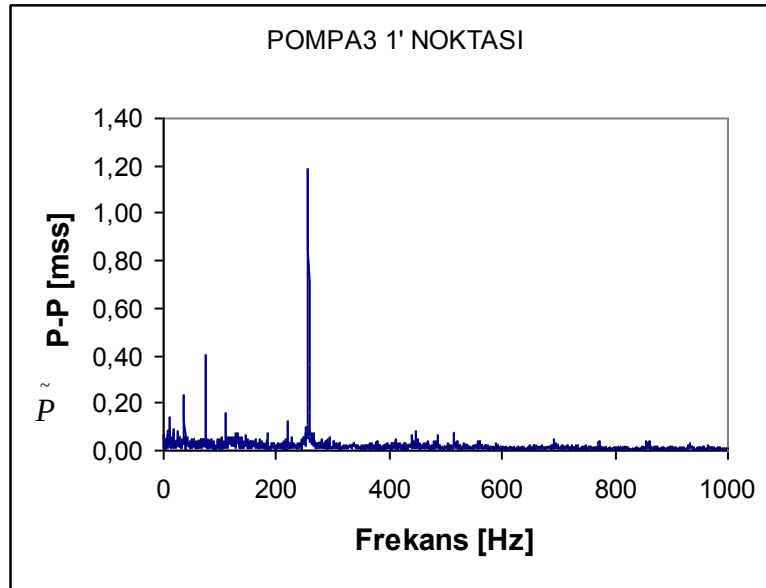
Şekil 6 26 Pompa 3 den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

Optimum noktadan debisi yaklaşık %25 daha az olan 3 numaralı noktada alınan sinyalin karakterine bakıldığında ilk göze çarpan kanat geçiş frekansının yanında $2xf_{kg}$ ve $2x n$ frekansındaki tepelerin de kıyaslanabilir büyüklükte olmaları. $n/2$, $3n$, $6n$, $8n$ frekanslarındaki tepecikler de farkedilmekle birlikte bu üç frekansın yanında küçük mertebede oldukları görülüyor. Kanat geçiş frekansında gözlenen en yüksek genlik değeri 1 numaralı optimum noktada görülen en yüksek genliğin yaklaşık yarısı değeri nde gözleniyor (Şekil 6 27.).



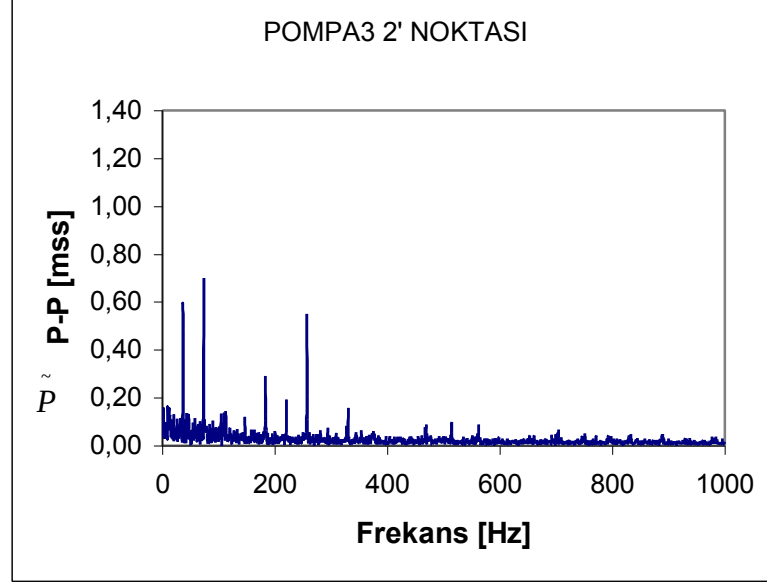
Şekil 6 27. Pompa 3 den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasına ait spektruma baktığımızda yine birinci devirdeki eşleniği (homologu) olan 1 numaralı noktadaki karaktere benzer bir karakter görüyoruz. n , $2n$, $3n$, $6n$ frekanslarında azalan karakteristik tepeler, diğer frekanstaki genliklere göre oldukça büyük değere sahip kanat geçiş frekansı $2n$ 'deki tepenin n 'deki tepeden daha büyük bir değer almasına rağmen bu yönde düşündürüyor. Kanat geçiş frekansındaki genliğin 1 noktasındaki genliğe oranı ise yaklaşık %90 seviyesinde (Şekil 6 28).



Şekil 6 28. Pompa 3 den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

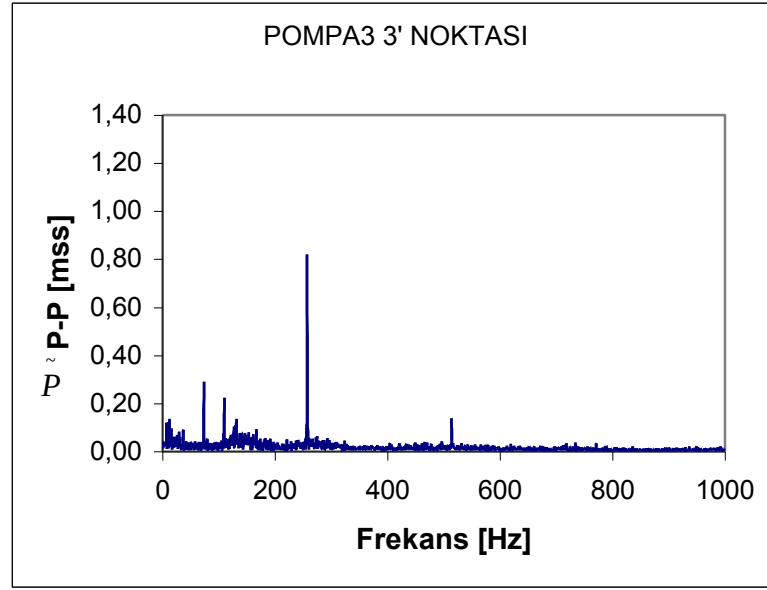
İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasından yaklaşık %25 daha çok debiye sahip 2' noktasına ait spektruma baktığımızda birinci devirdeki eşleniği 2 noktasındaki spektrumdan ayrılan bir tablo görüyoruz. Bu noktada en yüksek genliğe $2n'$ de rastlıyoruz, n , $3n$, $4n$, $5n$, f_{kg} , $9n$, $2f_{kg}$ de diğer göze çarpan tepelerdir (Şekil 6.29.).



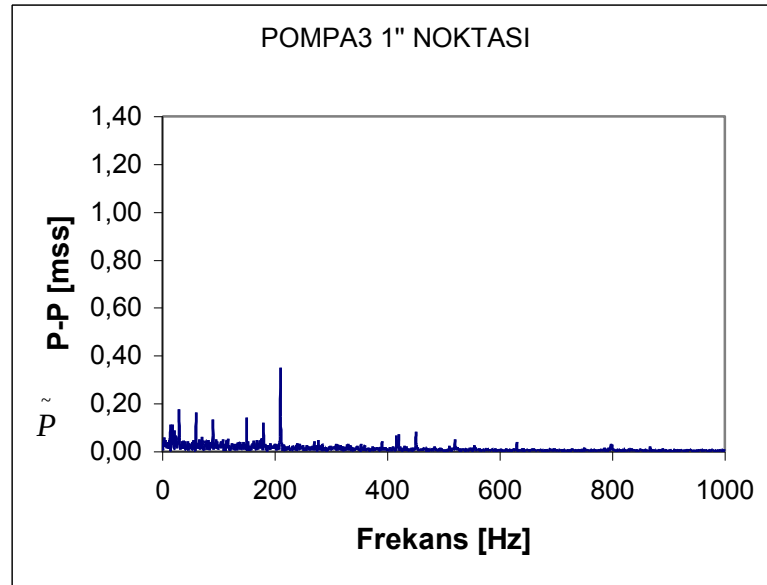
Şekil 6.29. Pompa 3 den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasından yaklaşık %25 daha az debiye sahip 3' noktasına ait spektruma baktığımızda birinci devirdeki eşleniği 3 noktasındaki spektruma benzer tabloyu yine görüyoruz, $2xn$, f_{kg} , $2xf_{kg}$ frekanslarında tepeler yine basınç tepeleri olarak karşımıza çıkıyor. Ayrıca $3xn'$ deki tepe de dikkat çekecek büyüklüğe sahip. Genlikler birinci devirdeki eşleniğine göre genel olarak azalmış görünmekle birlikte kanat geçiş frekansındaki genlikler karşılaştırılacak olursa 2. devirdeki genliğin az da olsa daha büyük olduğu görülüyor (Şekil 6.30.).

Üçüncü devirdeki 1'' noktasında eşleniği olan 1 ve 1' noktalarında elde edilmiş olan spektruma benzer bir spektruma karşılaşıyoruz, en büyük genlik yine kanat geçiş frekansında karşımıza çıkıyor, n ve katlarındaki tepeler de belirgin bir biçimde görülebiliyor. Kanat geçiş frekansındaki genliğin de birinci devire göre yaklaşık dörtte bir oranında azaldığını görüyoruz (Şekil 6.31.).

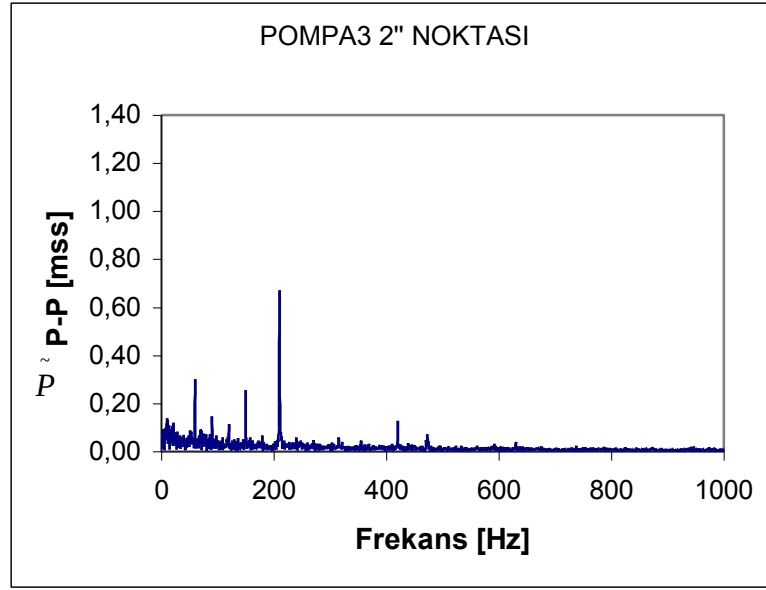


Şekil 6.30. Pompa 3 den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



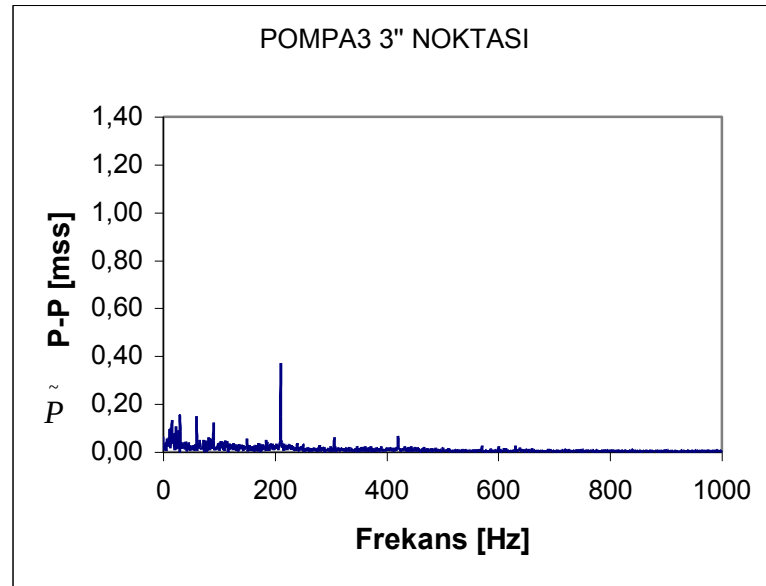
Şekil 6.31. Pompa 3 den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

2'' noktasında karşılaştığımız spektrum 1. devirdeki eşleniği olan 2 noktasındaki spektrumun karakteriyle aynı karaktere sahip olup kanat geçiş frekansına kadar olan kısımda n 'in katlarından $2n$ ve $5n$ 'in baskın olduğunu görüyoruz. Kanat geçiş frekansındaki genliğin 1. devirdeki ne oranı yaklaşık yarı yarıyadır (Şekil 6.32).

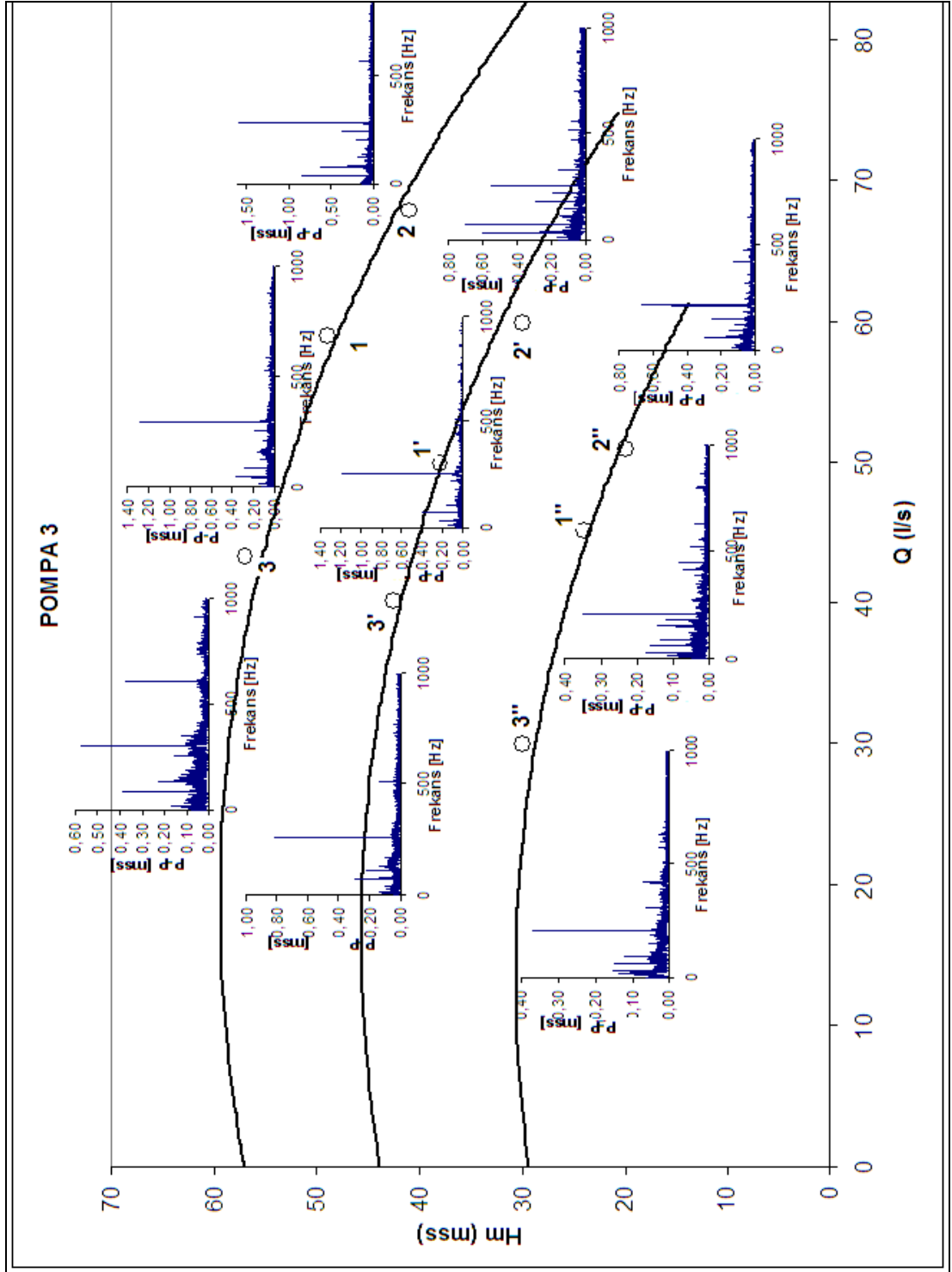


Şekil 6 32 Pompa 3 den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

3'' noktasında karşılaştığımız spektrum diğer devirlerdeki eşlenikleri olan 3 ve 3'' noktalarındaki spektrumların karakteriyle aynı karaktere sahip olup n , $2n$, $3n$, f_{kg} , $2f_{kg}$ frekansındaki tepeler belirgindir (Şekil 6 33).



Şekil 6 33 Pompa 3 den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



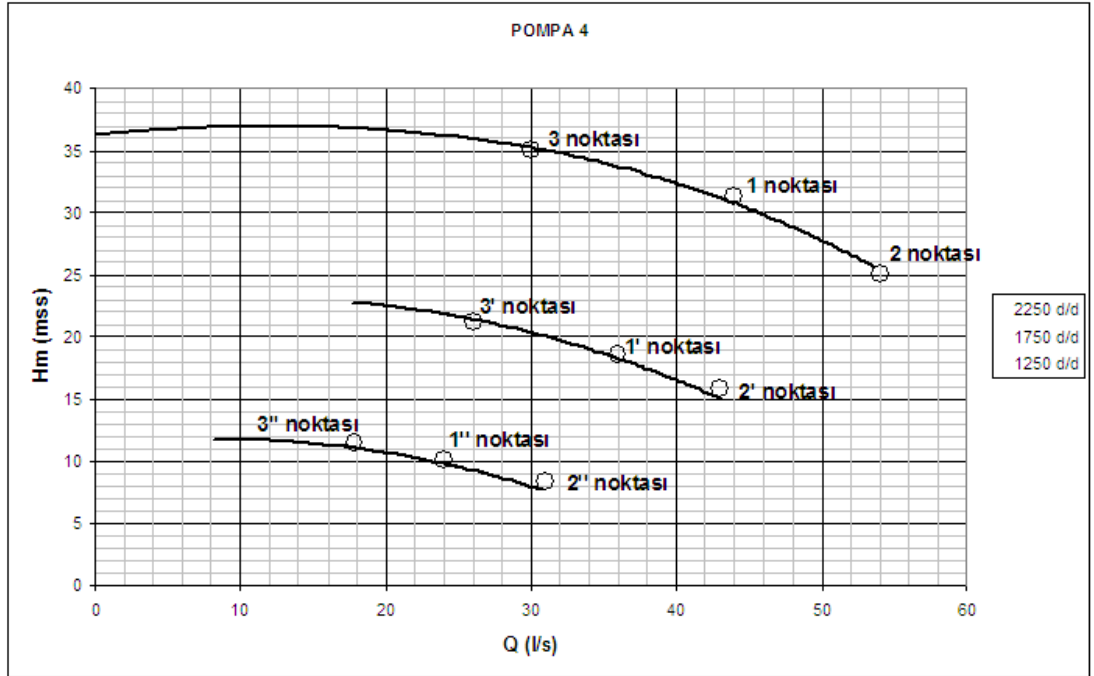
Şekil 6.34. Pompa 2' den elde edilen spektrumaçılımlarının çalışma noktaları üzerinde gösterimi

Sinyal alınan bütün noktalara bir arada bakıldığında (Şekil 6.34.) pompanın optimum noktacı varlarında çalışması halinde çark çıkışındaki basınç titreşimlerinin mil devri ve katlarında dağıldığı; ancak en yüksek genliklerin kanat geçiş frekansı nda olduğu görülmüyor. Kapalı vanaya doğru gidildikçe titreşim enerjisinin daha ziyade kanat

geçiş frekansında toplandığı ve diğer frekanslardaki genliklerin küçüldüğü gözleniyor. Açık vanaya doğru gidildikçe titreşim enerjisinin yalnızca kanat geçiş frekansında toplanmayıp n'in katlarına da dağıldığı bir spektrum dağılımıyla karşılaşyoruz, hatta 2. devirde 2' no' lu noktada en yüksek genliğe sahip olan tepe 2n frekansında karşımıza çıkıyor. İkinci devirde en yüksek genliklerin 1' no' lu optimum nokta yakınlığında görülmesine karşın diğer iki devirde ortak olarak genlikler kapalı vanadan açık vanaya doğru artma eğilimi gösteriyorlar.

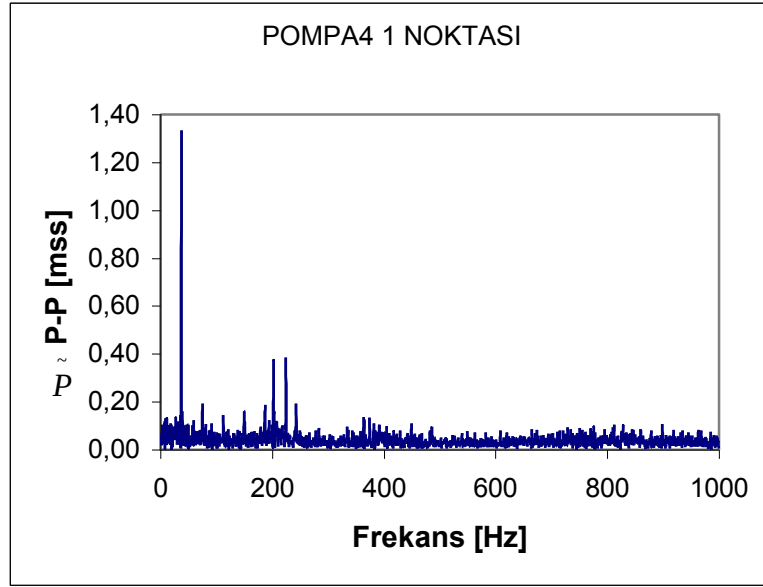
6.4 Pompa 4

4 numaralı pompanın veri toplanan çalışma noktaları şekil 6.35'de gösterilmiştir.



Şekil 6.35. 4 numaralı pompadan veri toplanan noktalar

En yüksek özgül hız ($n_q=38$) sahip olan 4 numaralı pompadan toplanan verilerin işlenmesiyle elde edilen spektrum açılımları devir değişiminden etkilenen, eşlenik noktaların birbirinden farklı karakterlere sahip olduğu bir yapı göstermektedirler.



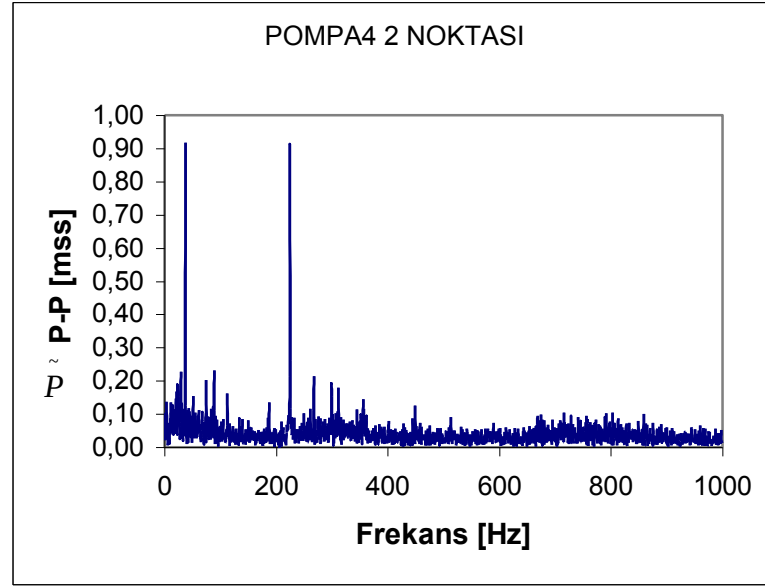
Şekil 6.36 Pompa 4 den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

En yüksek devirde optimum noktaya yakınında (1 numaralı nokta) alınmış olan sinyalin içinde en baskın olan frekansın yaklaşık 1,3mss genlikle mil devri n olduğu görülmektedir ki bu, bu pompadan alınan sinyaller içindeki en yüksek genliktir. Mil devri nin katları olan 2n, 3n, 4n, 5n frekanslarındaki bileşenler de belirgindir. Kanat geçiş frekansındaki tepenin genliği yaklaşık 0,4mss olup, mil devri ndeki genliğin hemen hemen üçte biri büyüklüğündedir. Bu bileşeni n iki yanında genliği yaklaşık aynı değerde olan 5,4n frekansında bir bileşen ve genliği yaklaşık 0,2mss değerinde olan 6,5n frekansında başka bir bileşen vardır. Daha yüksek frekanslarda da bazı tepeleri kler görölse de bunlar belirgin değildir (Şekil 6.36).

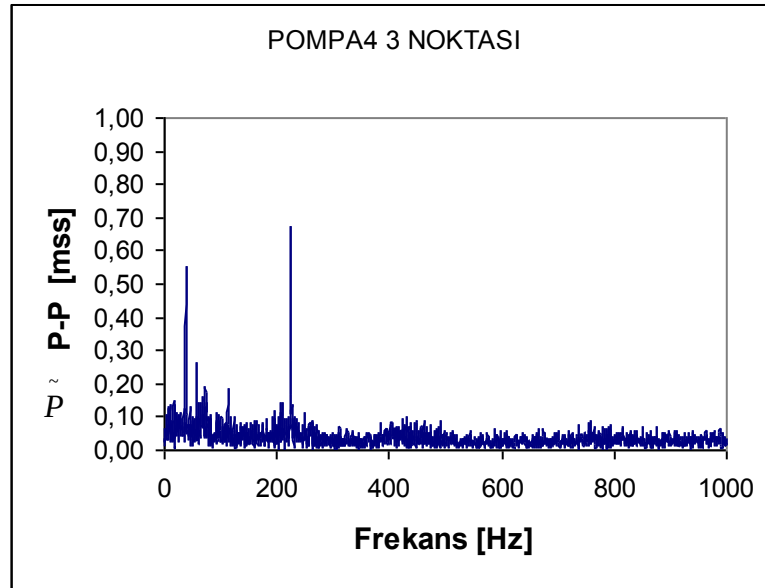
Debisi 1 numaralı optimum noktadan yaklaşık %25 daha fazla olan 2 numaralı noktada elde edilen spektrum açılı mna bakıldığında mil devri n frekansındaki bileşenin genliğinin 0,9mss değerine gerilediği, bununla birlikte kanat geçiş frekansındaki bileşenin genliğini n artarak 0,9mss seviyelerine yükseldiği, böylece iki tepenin baskın olduğu bir resmin ortaya çıktığı görölüyor. 2n, 3n, 5n, 8n frekanslarındaki tepeler de seçilebilecek denli belirgin görünmekle birlikte baskın olan bu iki bileşen yanında adeta gürültü gibi kalmaktadırlar (Şekil 6.37).

Debisi 1 numaralı noktayı n debisi nden yaklaşık olarak %25 daha az olan 3 numaralı noktayı n spektrumaçılı m daha ziyade 2 numaralı noktayı nı nsat maktadır. Yine mil devri n ve kanat geçiş frekansındaki iki tepe baskındır; ancak genlik değerleri 2 numaralı noktayı n spektruma kıyasla bir miktar gerileyerek 0,55-0,65mss aralığına

inmiştir. Bu iki baskın tepenin dışında $1,55n$, $2n$, $3n$ frekanslarındaki tepeler seçilebilir maktadır (Şekil 6.38).



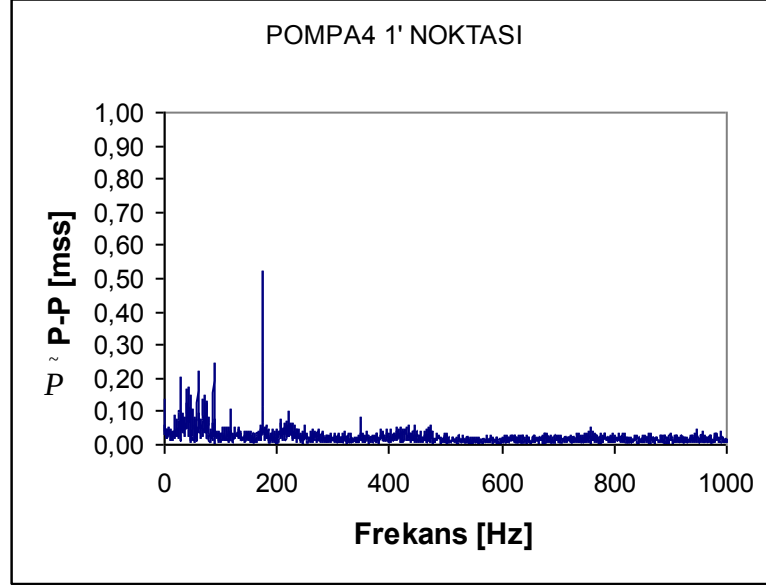
Şekil 6.37. Pompa 4 den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



Şekil 6.38. Pompa 4 den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

İkinci devirde optimum nokta ($1'$ noktası) ci varında alınmış olan sinyalin spektrumu eşleniği olan 1 numaralı noktanın spektrumuna pek benzer maktadır. En yüksek genlik kanat geçiş frekansında ortaya çıkmakta, mil devri n ve katları $2n$, $3n$ 'de belirgin tepeler görülmektedir. Bu spektrumda rastlanan ilginç bir durumda n , $2n$, $3n$ frekanslarında oluşan tepelerin ortalarında da iki tane tepeciğe görünüyor olmasıdır.

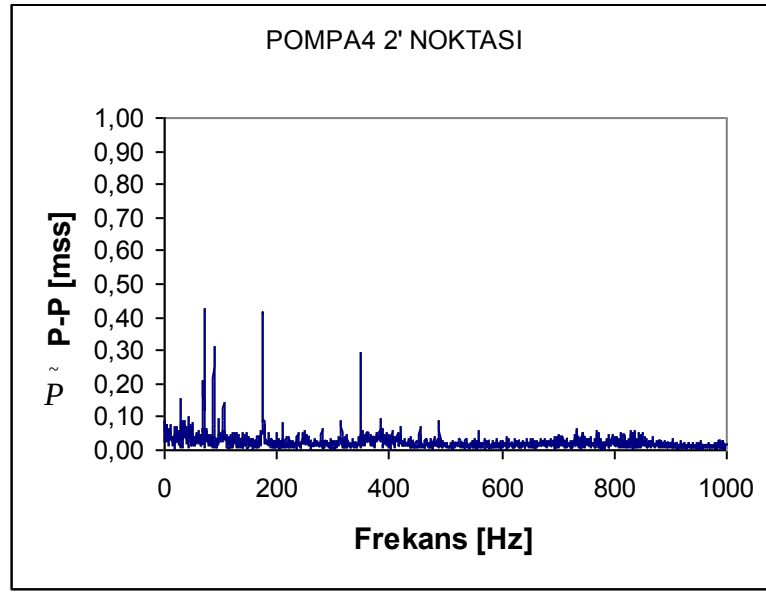
Kanat geçiş frekansının üstünde 7,6n frekansında ufak bir tepecik ve kanat geçiş frekansının ikinci harmoniğinde de yine küçük bir tepecik seçilebilir (Şekil 6.39.).



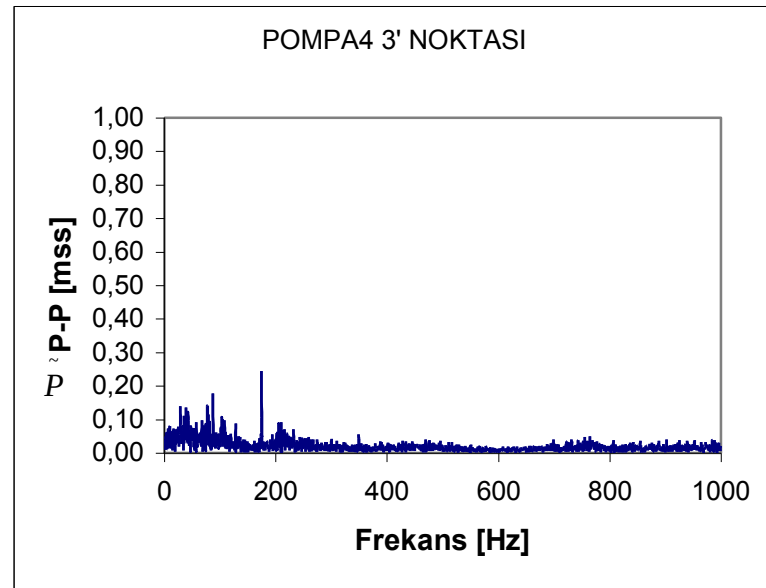
Şekil 6.39. Pompa 4 den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

1' numaralı noktasının debisinden yaklaşık %25 daha fazla debiye sahip 2' noktasında alınan sinyalin spektrumuna baktığımızda en yüksek genliğin 2,4n frekansındaki bileşene ait olduğunu görüyoruz. Bu bileşenle hemen hemen aynı değerde bir genliğe sahip olan kanat geçiş frekansındaki bileşen ve ikinci harmoniği ile birlikte üç büyük tepe görülür. 1n devrin ve 3n frekanslarındaki bileşenler de seçilebilir (Şekil 6.40.).

Debinin 1' noktasındaki debiden yaklaşık %25 daha az olduğu 3' noktasında genliklerin azalarak 0,10-0,25 mss aralığına yerleştiğini, 1n devrin ve üçüncü harmoniği 3n frekanslarındaki tepelerin artarak en yüksek genliğe sahip kanat geçiş frekansına ulaştığı, kanat geçiş frekansının ikinci harmoniğinin de belirgin olduğu, bütün bu özelliklere dikkat edilirse 1' noktasından alınan sinyalin spektrumuna benzediği görülür (Şekil 6.41.).



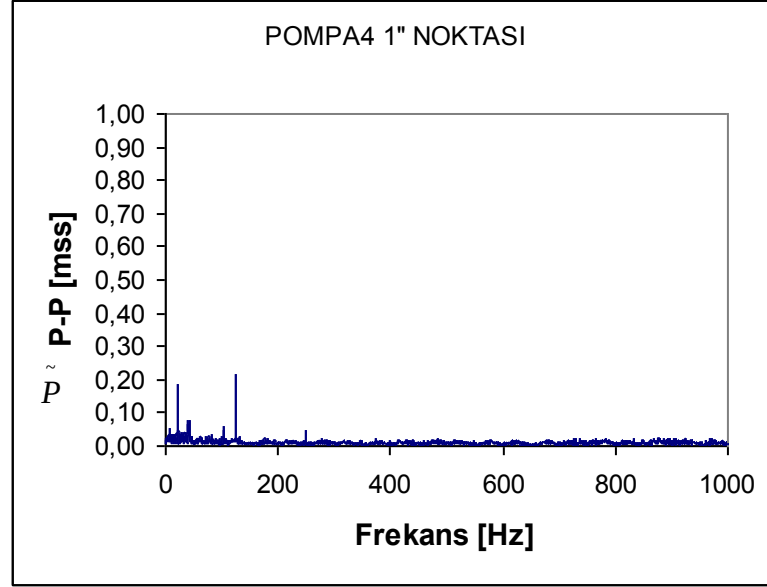
Şekil 6.40. Pompa 4 den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



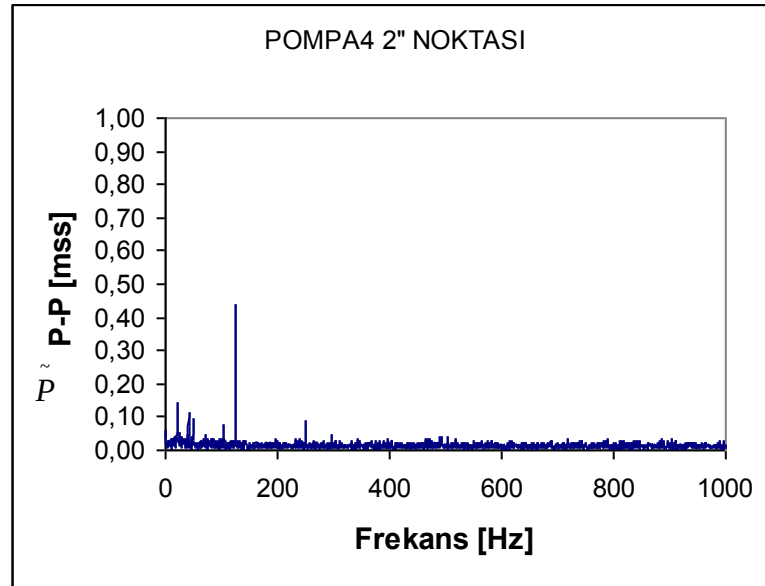
Şekil 6.41. Pompa 4 den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

En düşük devirdeki optimum nokta (1'' noktası) civarında alınmış olan sinyali spektrumunda, bir mil devri ve diğeri kanat geçiş frekansında olmak üzere iki tepenin baskın olduğu görülüyor. Bu görüntü diğer devirlerdeki optimum noktalardan çok kısım debilerde rastlanılan bir görüntüdür. Mil devri'nin katları 2n ve 5n civarında da iki küçük tepecik görülür ve birlikte bunlar oldukça küçüktür (Şekil 6.42).

Debi nin opti mumdan yaklaşık %25 daha fazla olduğu 2'' noktasında baskın bileşenin spektrumunda kanat geçiş frekansının yaklaşık 0,4mss değeriyle baskın olduğu mil devir n, katları 2n, 5n ve kanat geçiş frekansının i kinci harmoni ğindeki tepeci ği n bu baskın bileşene göre çok küçük kald ı ğı g r l mektedir (şekil 6.43).



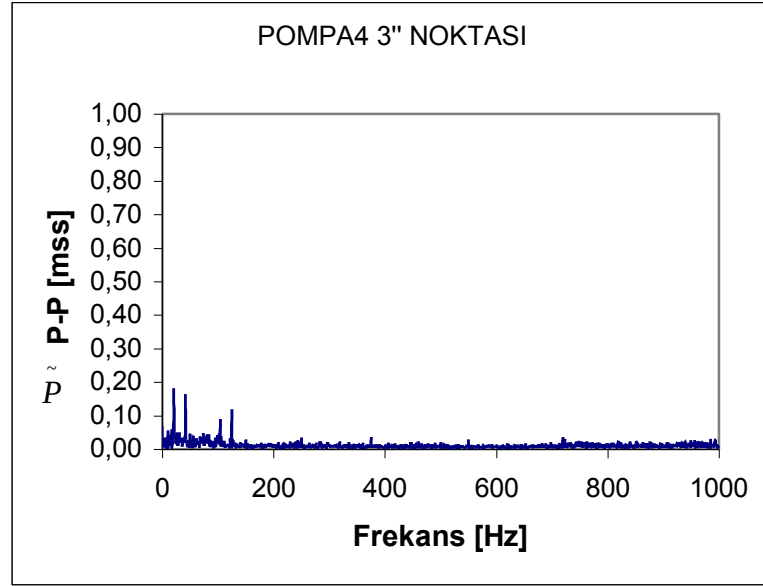
şekil 6.42 Pompa 4 den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



şekil 6.43 Pompa 4 den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

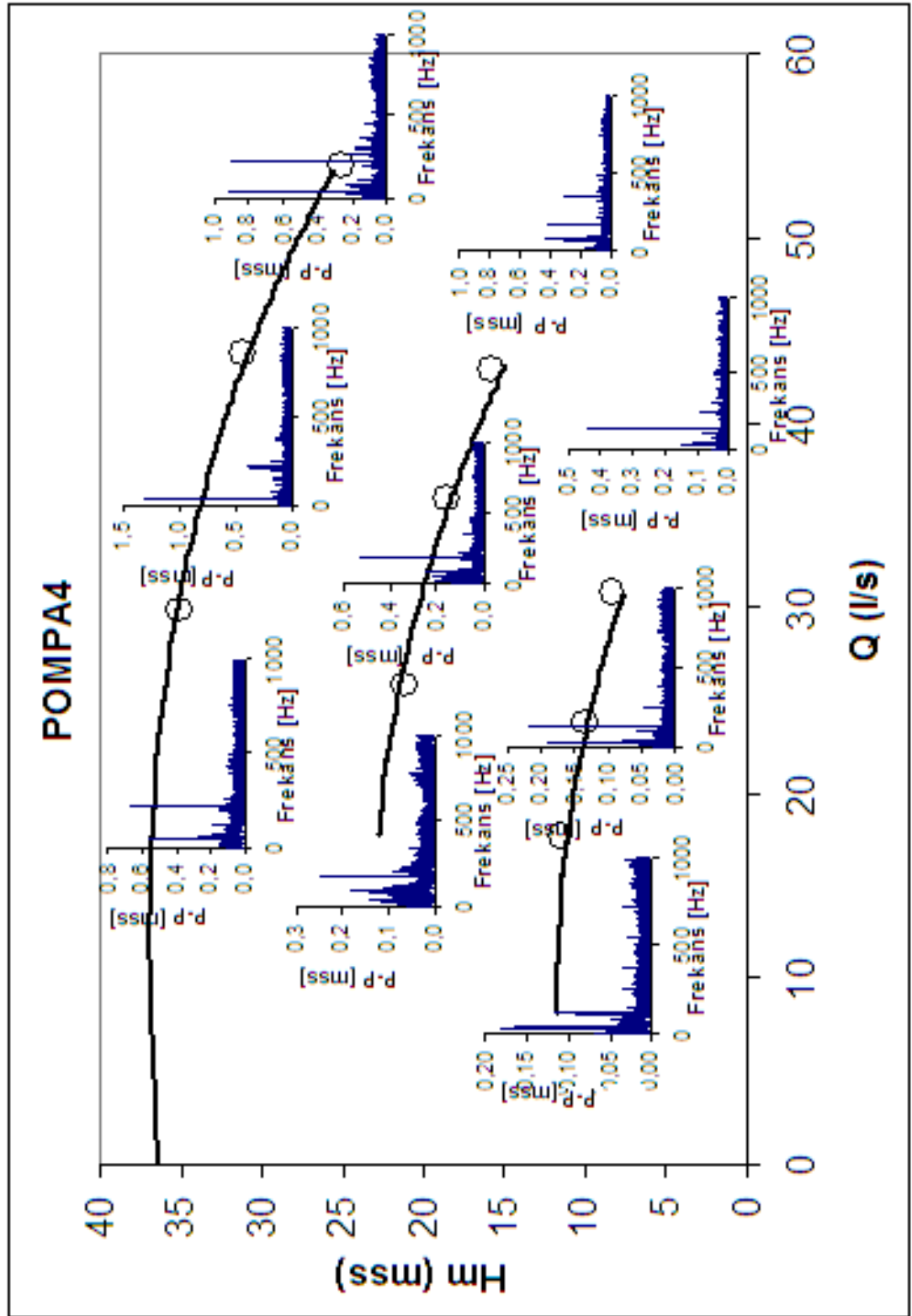
En düşük devirde opti mum noktadan yaklaşık %25 daha az debi ye sahip 3'' numaralı noktada en baskın bileşenin mil devrinde ortaya çıktı ğı görülüyor. Daha sonra sırasıyla 2n, 5n deki tepeler alçalan bir sırada ğ görünümü veriyorlar. Kanat geçiş

frekansında bir miktar yükselen genlik kanat geçiş frekansının ikinci harmoniğinde belli belirsiz bir bileşen olarak karşımıza çıkıyor (Şekil 6.44.).



Şekil 6.44 Pompa 4 den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

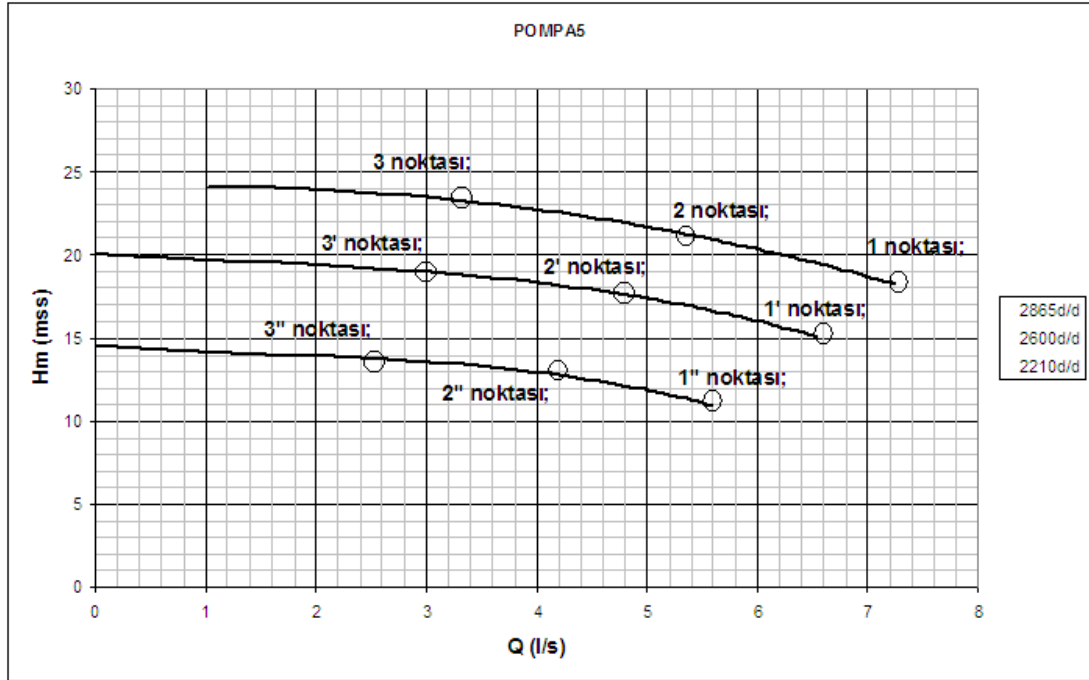
Genel olarak baktığımızda, devir sayısının düşmesiyle birlikte azalan manometrik yüksekliğin genlikleri de düşürdüğü görülüyor. İlk iki devir olan 2250d/d ve 1750d/d da genelde kanat geçiş frekansındaki bileşenin baskın olduğunu, mil devrindeki bileşenin de buna yakın bir değer aldığı görüyoruz. Yalnız en yüksek devirde optimum noktada mil devrindeki bileşenin bariz bir baskınlığından sözedilebilir ki eşlenikleri 1' ve 1'' noktalarında böyle bir durumla karşılaşılmasını olayı daha ilginç hale getirmektedir. Debinin artmasıyla beraber mil devri ve kanat geçiş frekansındaki bileşenlerin birbirine yakın seviyeye gelmesi, en düşük devir dışında rastlanılan bir durumdur.



Şekil 6.45 Pompa 4' den elde edilen spektrumaçılı nı nın çalış m a noktaları üzerinde gösteri m i

6.5 Pompa 5

5 numaralı pompanın veri toplanan çalışma noktaları şekil 6.46'da gösterilmiştir.

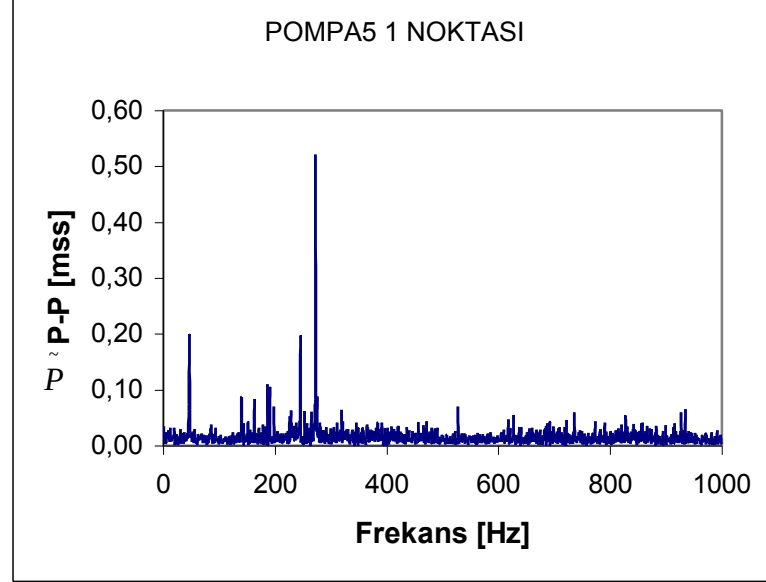


Şekil 6.46. 5 numaralı pompadan veri toplanan noktalar

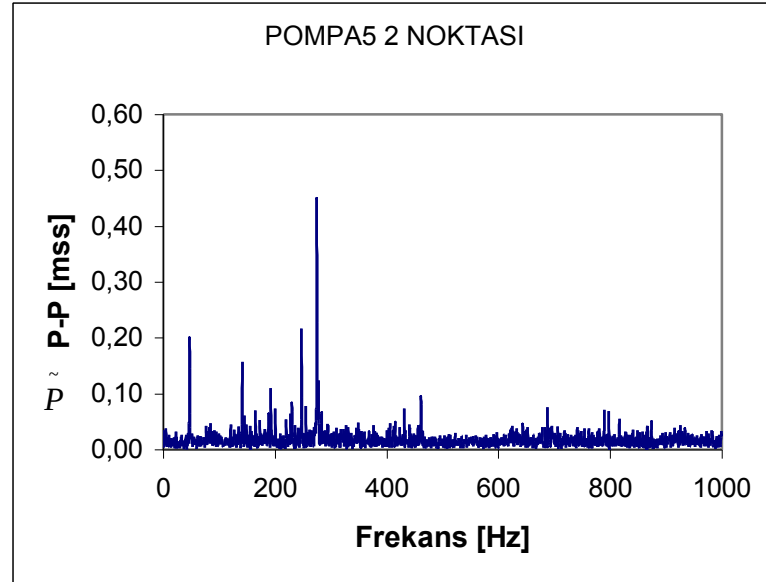
Özgül hızı 27,6' ya eşit olan 5 numaralı pompa veri toplanan pompalar içinde en küçük güç çeken pompa olmasına karşın basınç titreşimlerinin genlikleri görece büyük görünmekte, basınç enerjisi nispeten bir dağılım gösterdiği gözlenmektedir. Bu pompanın bağlı olduğu tesisat aslında İ. T. Ü. Maki ne Fakültesi' nde veril mekte olan "Experi nental M et hods i n Engi neering" adlı ders kapsamında yapılan öğrenci deneylerinde kullanıldığından ve dolayısıyla değiştiril me si gerektiğinden tesisatta oynamayı yapılmıştır; ancak tesisat karakteristiği bu haliyle pompanın opti mum noktasını nelerisindeki, açık vanaya yakın debilere ulaşıl masına i zi n ver me mektedir. O yüzden sinyal alınan tüm noktalar opti mum nokta ve kapalı vana arasında bulunmaktadır.

En yüksek devirdeki opti mum nokta (1 numaralı nokta) yakınında alınmış olan basınç sinyalinin spektrumuna bakıldığında mil devri n, mil devrinin üçüncü ve dördüncü katları 3n, 4n ve kanat geçiş frekansı na sahi p bileşenlerin oldukça belirgin olduğu görülüyor. Diğer belirgin tepeler ise 3,5n ve 5,2n frekansı na sahi pler. En yüksek tepenin kanat geçiş frekansı nda ol uş t uğ u ve yakl aş ık 0,50mss değerini aldığı görülmektedir (Şekil 6.47.).

Debi si opti mu m noktadaki debi ni n yaklaşık %75' ine eşit olan 2 numaralı noktada mil devri n ve üçüncü dördüncü katları $3n$, $4n$ belirgin dir. En yüksek genli ği n yi ne kanat geçiş frekansı yakını nda (5,8n) ortaya çı ktı ğı gör ü l mektedir. Belirgin olan bu bileşenler dışı nda da birtakı mt epeci kler gör ü l mekle birli kte bunlar rasgele sinyalleri andı r maktadırlar (şekil 6.48).



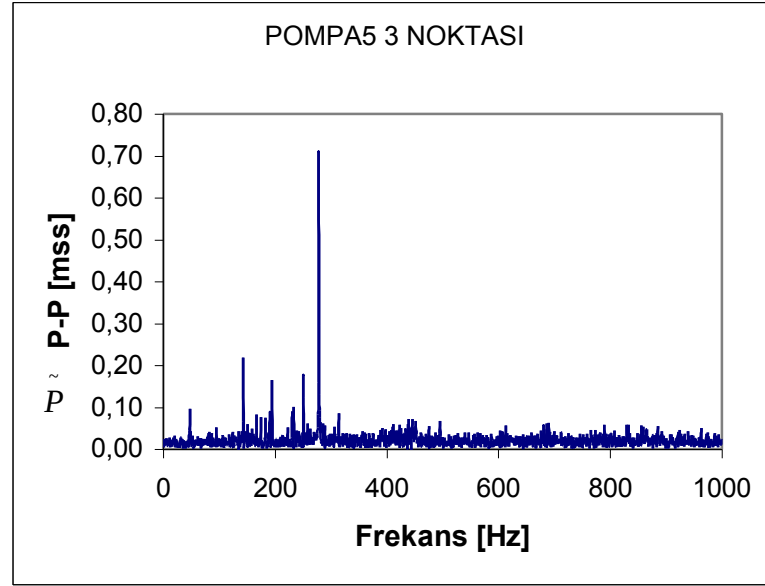
şekil 6.47. Pompa 5 den 1 numaralı noktada alınan basınç sinyali ni n spektrumu



şekil 6.48 Pompa 5 den 2 numaralı noktada alınan basınç sinyali ni n spektrumu

Debi ni n daha da azalarak opti mu m nokt a debi si ni n yaklaşık %50' si ne eşit ol du ğu 3 numaralı noktada da benzer bir gör ü nt ü ol uş muş olup, mil devri n' deki bileşenin

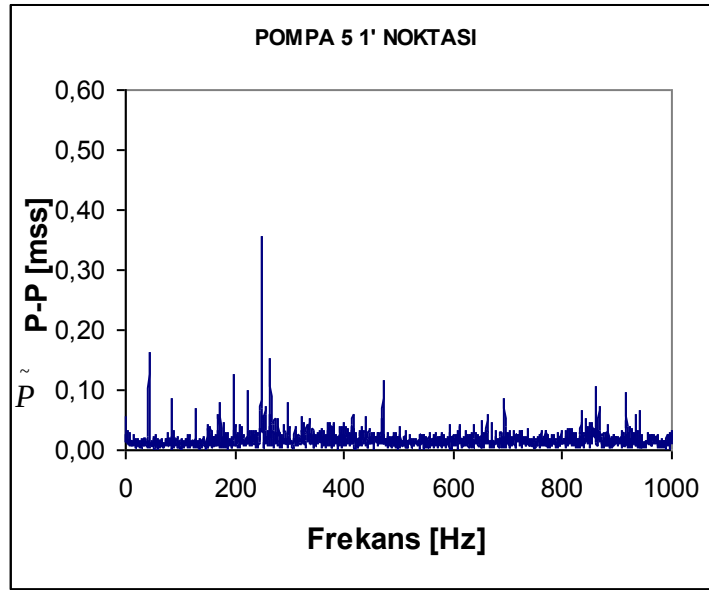
genliğinin azaldığı, bununla birlikte kanat geçiş frekansındaki bileşenin 0,70 mss seviyelerine yükseldiği görülmektedir (Şekil 6.49).



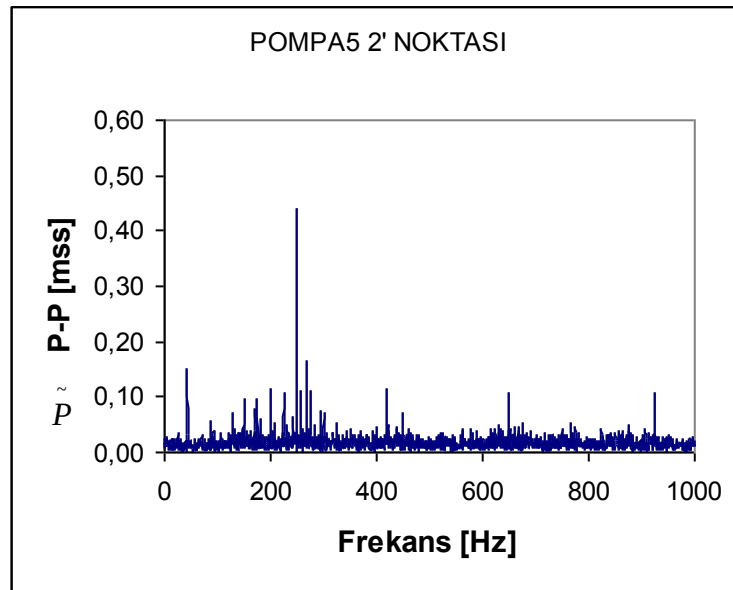
Şekil 6.49. Pompa 5 den 3 numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

İkinci devirdeki optimum nokta olan 1' noktasında alınan sinyalin spektrumu en yüksek devirdeki eşleniği olan 1 numaralı noktayla karşılaştırıldığında, en belirgin bileşenlerin değişmediği ve mil devri ile kanat geçiş frekansı yakınında bulundukları görülmektedir. Mil devri ve kanat geçiş frekansı rasında $2n$, $3n$, $4n$ frekanslarındaki bileşenler belirgin olmakla birlikte daha fazla tepeciğ görülmektedir. Yüksek frekanslarda mil devrinin ya da kanat geçiş frekansının katı olmayan bir takım bileşenlerin de kendini belli etmeye başladığı görülmektedir (Şekil 6.50).

2 numaralı noktanın ikinci devirdeki eşleniği olan 2' noktasında da 1-1' noktaları arasındaki değişime benzer bir değişim meydana geldiği görülmekte, mil devri ve kanat geçiş frekansı arasındaki tepelerin sayısının arttığı ve yüksek frekanslarda belirgin tepelerin oluşmaya başladığı ortaya çıkmaktadır. En yüksek genlik yine kanat geçiş frekansında ortaya çıkmakta, genliği ise 1' noktasındaki genlikten az bir miktar fazla olmaktadır (Şekil 6.51).

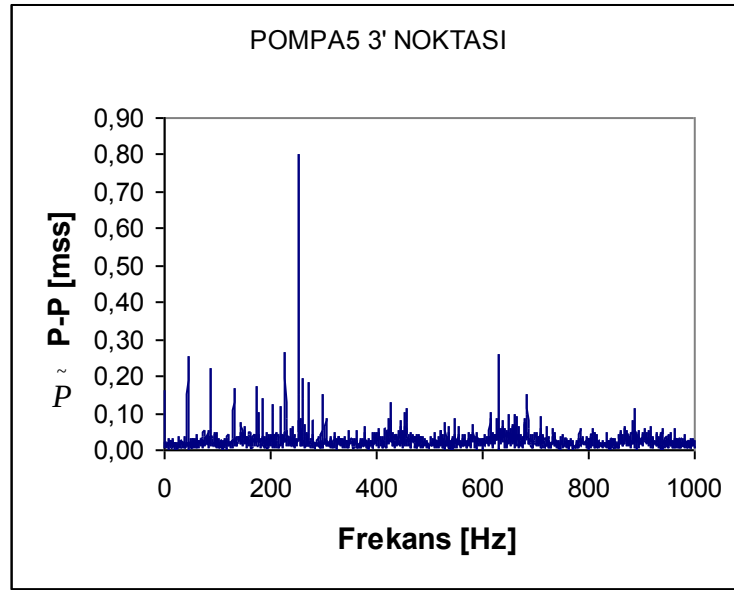


Şekil 6 50. Pompa 5 den 1' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu



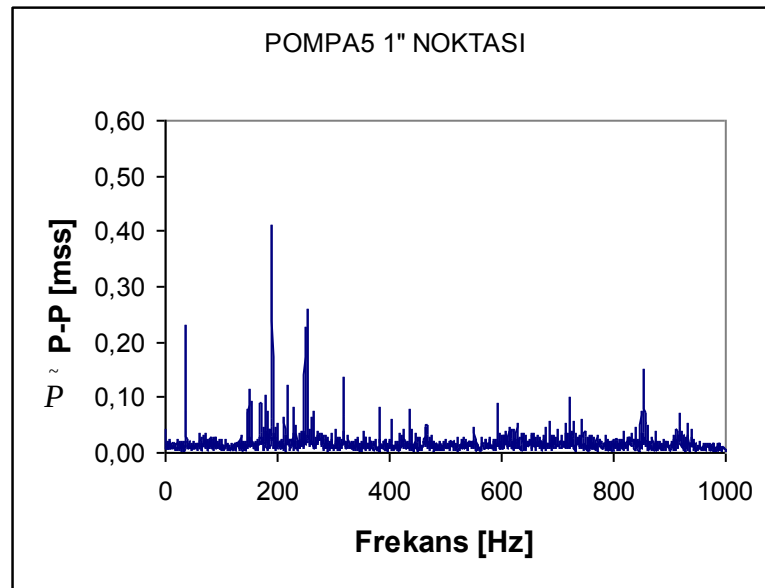
Şekil 6 51. Pompa 5 den 2' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

3' noktasındaki görüntü eşleniği olan 3 noktasındaki duruma benzemekte, farklı olarak n frekansındaki tepe daha belirgin olarak karşımıza çıkmakta, 2n frekansında bir tepe oluşmakta ve yüksek frekanslarda da tepeler belirginleşmektedirler. En yüksek genliğe yine kanat geçiş frekansındaki bileşen genliği 3 numaralı noktadaki genliğe göre bir miktar artmış olarak rastlanmaktadır (Şekil 6 52).



Şekil 6.52 Pompa 5 den 3' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

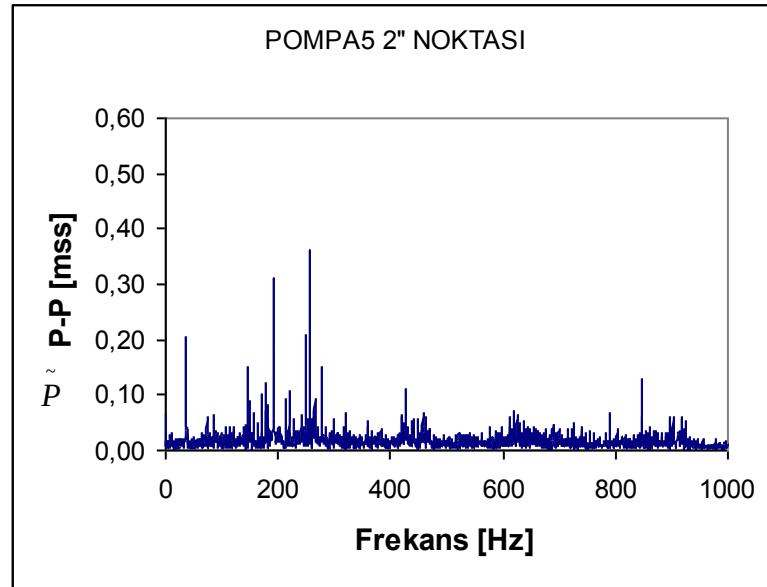
En düşük devirde optimum nokta civarında (1'' noktası) alınmış olan sinyalin spektrum açılımında eşlenik noktalar 1 ve 1' noktalarında görülen ilginç bir durum görülmektedir (Şekil 6.53). En yüksek genlik 5,25n frekansında ortaya çıkmakta, birinci ve ikinci devirlerde hep en yüksek genliğe sahip olan kanat geçiş frekansındaki bileşen, ikinci en yüksek genliğe sahip olan 7n frekansındaki bileşenle 5,25n frekansı arasında yer almaktadır. M1 devrinde yaklaşık 0,25 mss değerinde belirgin bir tepe görülmektedir. Yüksek frekanslarda ise m1 devrinin ya da kanat



Şekil 6.53 Pompa 5 den 1'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

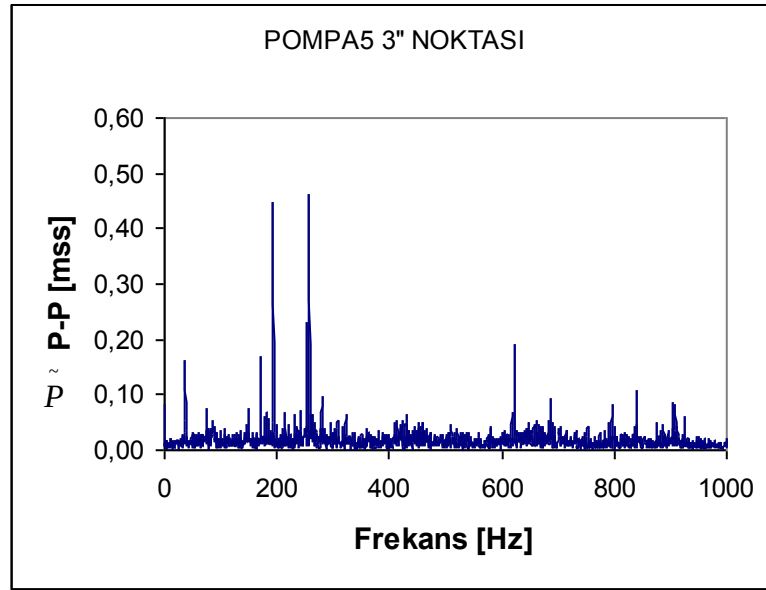
geçiş frekansının tam katları olmaayan bir takım bileşenlerin diğer devirlerde olmadığı kadar belirgin biçimde ortaya çıktığı anlaşılmaktadır.

2'' noktasında da 1'' noktasındaki ne benzer bir spektrum açılımı karşımıza çıkmaktadır. Yine mil devri n' de 0,20 mss civarında bir tepe bulunmakta, kanat geçiş frekansındaki bileşen 5,25n ve 7n frekanslarındaki baskın iki tepenin arasında kalmaktadır. Yüksek frekanslarda ortaya çıkan ve mil devri n' tam katlarından farklı şekilde ortaya çıkan bileşenler 1'' noktasından daha az belirgin olmakla birlikte yine göze çarpmaktadır. Genliklerin mertebesi 1'' numaralı noktada rastlanılan genliklerle yaklaşık olarak aynı mertebededir (Şekil 6.54).



Şekil 6.54 Pompa 5 den 2'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

3'' noktasındaki durum aynı devirde alınmış olan 1'' ve 2'' noktası spektrumlarından yalnızca kanat geçiş frekansındaki bileşenin görünmesi ile ayrılmaktadır. Bunun dışında mil devri n' de belirgin bir bileşen olması, yüksek frekanslarda kanat geçiş frekansı ile ilgili olduğu görülen bileşenlere rastlanması en düşük devirdeki diğer noktalarda da karşılaşılan ortak özellik olarak 3'' noktasında da karşılaştığımız durumdur. Kanat geçiş frekansındaki bileşenin görünmesi ile birlikte 5,25n ve 7n frekansındaki bileşenlerin genliklerinin arttığı ve 0,45 mss değeri civarında birbirleriyle hemen hemen aynı değerde olduğu fark edilmektedir (Şekil 6.55).



Şekil 6.55 Pompa 5 den 3'' numaralı noktada alınan basınç sinyalinin spektrumu

Genel olarak bakıldığında 5 numaralı pompadan alınan sinyallerin spektrum açılımlarında diğer pompalardan alınan sinyallere göre daha fazla bileşen bulunduğu görülmektedir (Şekil 6.56.). Mil devri n'deki bileşen her noktada karşımıza çıkmakta; ancak kanat geçiş frekansı en düşük devirde baskınlığını yitirmekte, 5,25n ve 7n frekanslarındaki iki bileşen arasında kaybolmaktadır. Bu bileşenlerin nedeni ise henüz bulunamamış olup, düşük devirde ortaya çıkıyor olmaları olayı daha da ilginçleştirilmektedir. Buna ek olarak mil devrinin veya kanat geçiş frekansının hiçbir tam katına denk gelmeyen birtakım yüksek frekanstaki bileşenlerin bulunması bu pompa da bir takım problemler olduğu olasılığını akla getirmektedir. Deneyler yapıldıktan sonra çark ve salyangoz ölçülerini almak amacıyla pompanın içi açıldığında gövdede bazı çatlaklar tesbit edilmiştir. Bu pompanın uzun süredir öğrenci deneyleri için de kullanıldığı düşünülürse hidrolik ve mekanik dengesi zliklerinin salyangoz içinde ve çark çıkışındaki basınç etkileyerek kanat geçişi ve mil devriyle ilgisiz bir takım frekanslarda çalkantılara yol açması mümkün görünmektedir. Bu olayın kesin nedenini anlamak için pompa çalışması sırasında titreşim kaynağı olabilecek bütün elemanlar (örneğin boşluklu çalışan rulmanlar) dan ölçümler almak gerekebilecektir.

7 BOYUTSUZ SAYILAR KULLANILARAK YAPILAN GENEL DEĞERLENDİRME

Deneylerde kullanılan beş pompadan elde edilen verilerin değerlendirilmesi için boyut çözümlemesi yoluna gidilmiş ve aşağıdaki boyutsuz sayılara ulaşılmıştır:

n_q : özgül hız ($=n Q^{1/2}/H^{3/4}$)

$\delta=e/D_2$: dil-çark arası uzaklığı n çark çapına oranı;

$Re = \frac{\rho D_2 c_{m2}}{\mu}$: Reynolds sayısı, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı;

$\Phi = \frac{Q}{n D_2^3}$: debi sayısı;

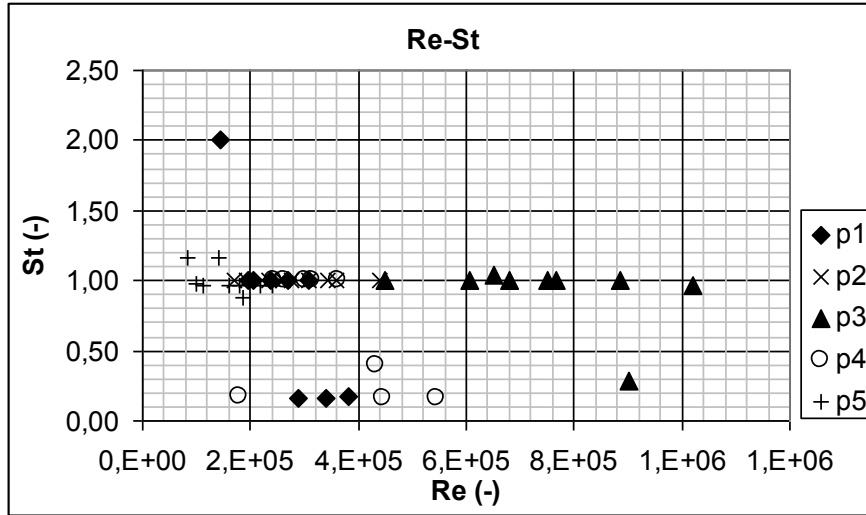
$\Psi = \frac{gH}{n^2 D_2^2}$: basınç sayısı ;

$\frac{\tilde{H}}{H}$: tepeden tepeye basınç genliğinin manometrik yüksekliğe oranı;

$St_b = \frac{f_b \cdot D_2}{z \cdot u_2} = \frac{f_b}{z \cdot n}$: Baskın frekansa göre tanımlanmış Strouhal sayısı. Jeon'un

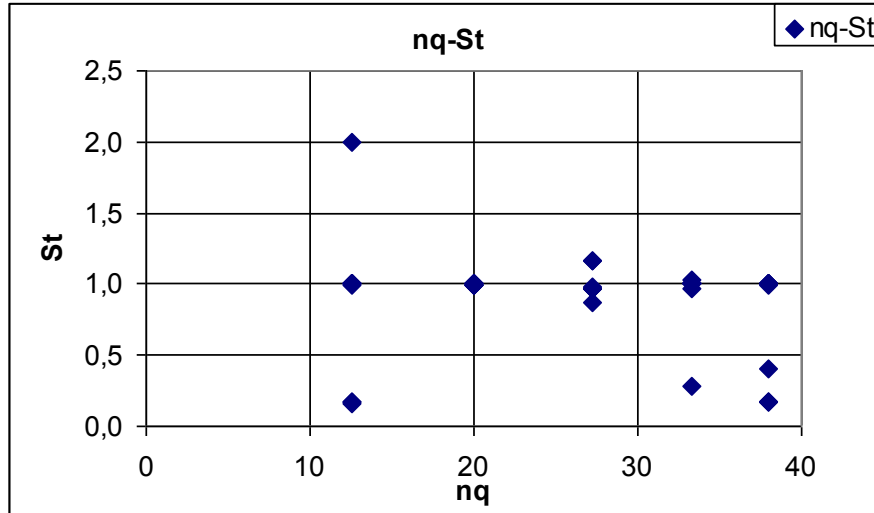
yapmış olduğu çalışmada da [26] Strouhal sayısı bu şekilde tarif edilmiştir. Bu durumda baskın frekans f_{kg} ye eşitse $St=1$ olmaktadır. Deneyler sonunda elde edilen değerler tablo 7.1.' de gösterilmiştir.

Re- St grafiğine (Şekil 7.1.) bakıldığında Re sayısının yüksek değerlerinde baskın frekansın f_{kg} olduğu görülüyor. Re sayısının paydasında çıkıştaki mutlak hızın meridyenel bileşeni c_{m2} ve çark çapı D_2 çarpımı olduğu düşünülürse, büyük çark çapları ve dar çark çıkışları için f_{kg} nin baskın olması beklenebilir.



Şekil 7.1 Re- St grafiği

Re'nin daha küçük değerleri için dönme sayısı n ve $2f_{kg}$ 'de de baskın bileşenler görülmektedir. Özgül hızla baskın frekans arasındaki bağlantıyı n_q -St grafiğinde (Şekil. 7.2) görüyoruz. Bu grafikten anlaşıldığı kadarıyla düşük ve yüksek özgül hızlı merkezkaç pompalarda n , f_{kg} , $2f_{kg}$ frekanslarında baskın tepeler görülebilir, özgül hızın orta değerlerindeyse baskın frekansı $n f_{kg}$ da toplanması beklenebilir.



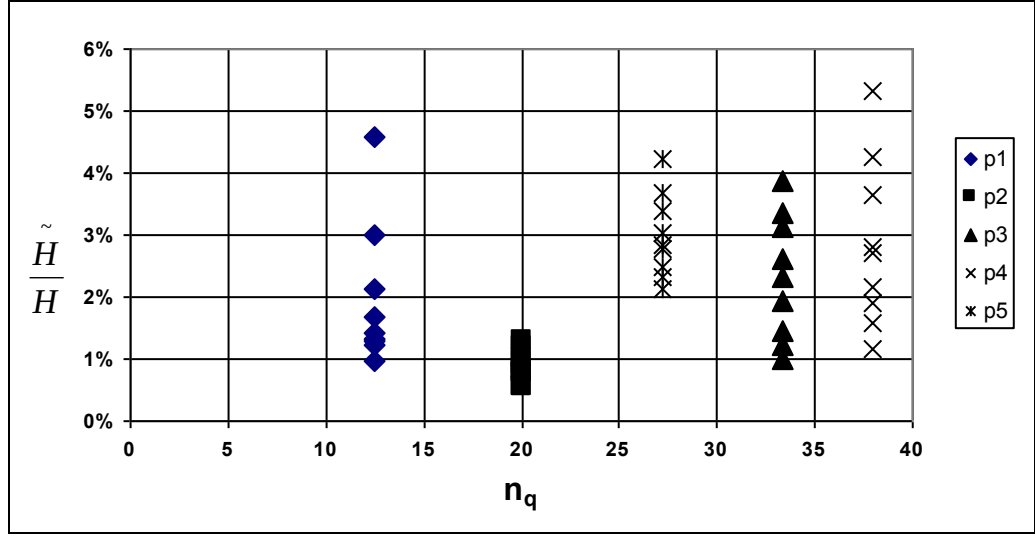
Şekil 7.2 n_q -St grafiği

Tablo 7.1. Test edilen pompalardan elde edilen değerler

		$n(1/s)$	n_q	e/D_2	Re	ϕ	ψ	f_b (Hz)	f_b/f_{kg}	f_b/f_n	S_b	$\frac{\tilde{H}}{H}$
POMPA 1	z= 6	24,4	12,5	0,00714	306749	0,0129	0,0914	146,0	1,0	6,0	1,00	1,24 %
		24,3	12,5	0,00714	382655	0,0161	0,0676	24,5	0,2	1,0	0,17	1,68 %
		24,4	12,5	0,00714	205393	0,0086	0,1088	146,5	1,0	6,0	1,00	4,58 %
		21,1	12,5	0,00714	270582	0,0131	0,0866	126,0	1,0	6,0	1,00	1,29 %
		21,0	12,5	0,00714	340684	0,0166	0,0691	21,0	0,2	1,0	0,17	0,98 %
		21,1	12,5	0,00714	196462	0,0095	0,1032	126,5	1,0	6,0	1,00	2,13 %
		17,7	12,5	0,00714	237987	0,0137	0,0843	106,0	1,0	6,0	1,00	1,41 %
		17,6	12,5	0,00714	290229	0,0168	0,0663	17,5	0,2	1,0	0,17	1,32 %
		17,7	12,5	0,00714	142882	0,0082	0,1062	212,5	2,0	12,0	2,00	2,99 %
POMPA 2	z= 6	24,1	20,0	0,10638	344136	0,0298	0,1025	144,0	1,0	6,0	1,00	0,84 %
		24,0	20,0	0,10638	440346	0,0382	0,0790	143,5	1,0	6,0	1,00	0,89 %
		24,2	20,0	0,10638	260877	0,0225	0,1153	145,0	1,0	6,0	1,00	0,53 %
		20,8	20,0	0,10638	277529	0,0278	0,1059	125,0	1,0	6,0	1,00	0,76 %
		20,7	20,0	0,10638	358938	0,0361	0,0848	124,0	1,0	6,0	1,00	1,20 %
		20,9	20,0	0,10638	192420	0,0192	0,1183	125,5	1,0	6,0	1,00	0,55 %
		17,5	20,0	0,10638	233124	0,0277	0,1040	105,0	1,0	6,0	1,00	1,00 %
		17,5	20,0	0,10638	308242	0,0368	0,0841	104,5	1,0	6,0	1,00	1,29 %
		17,6	20,0	0,10638	170218	0,0201	0,1162	105,5	1,0	6,0	1,00	0,77 %
POMPA 5	z= 6	47,0	27,2	0,13330	242089	0,0630	0,1131	272,5	1,0	5,8	0,97	2,85 %
		47,3	27,2	0,13330	178242	0,0461	0,1289	275,0	1,0	5,8	0,97	2,12 %
		47,9	27,2	0,13330	110736	0,0283	0,1396	278,5	1,0	5,8	0,97	3,02 %
		42,6	27,2	0,13330	219477	0,0630	0,1147	248,0	1,0	5,8	0,97	2,33 %
		43,0	27,2	0,13330	159619	0,0454	0,1307	250,0	1,0	5,8	0,97	2,50 %
		43,4	27,2	0,13330	99762	0,0281	0,1379	253,5	1,0	5,8	0,97	4,22 %
		36,4	27,2	0,13330	186223	0,0625	0,1151	191,0	0,9	5,2	0,87	3,67 %
		36,6	27,2	0,13330	139667	0,0466	0,1319	256,0	1,2	7,0	1,16	2,77 %
		36,9	27,2	0,13330	84133	0,0279	0,1361	258,0	1,2	7,0	1,16	3,40 %
POMPA 3	z= 7	41,8	33,3	0,05600	886485	0,0903	0,1113	292,5	1,0	7,0	1,00	2,62 %
		41,8	33,3	0,05600	1021711	0,1040	0,0931	283,5	1,0	6,8	0,97	3,87 %
		41,8	33,3	0,05600	652092	0,0664	0,1295	303,0	1,0	7,2	1,03	1,00 %
		36,7	33,3	0,05600	751258	0,0873	0,1124	257,0	1,0	7,0	1,00	3,12 %
		36,7	33,3	0,05600	901510	0,1047	0,0887	73,5	0,3	2,0	0,29	2,33 %
		36,7	33,3	0,05600	605514	0,0703	0,1257	257,0	1,0	7,0	1,00	1,93 %
		30,0	33,3	0,05600	680640	0,0966	0,1060	210,0	1,0	7,0	1,00	1,46 %
		30,0	33,3	0,05600	766283	0,1088	0,0884	210,0	1,0	7,0	1,00	3,35 %
		30,0	33,3	0,05600	450755	0,0640	0,1325	210,0	1,0	7,0	1,00	1,24 %
POMPA 4	z= 6	37,5	38,0	0,07009	444635	0,1197	0,1205	37,5	0,2	1,0	0,17	4,27 %
		37,5	38,0	0,07009	545688	0,1469	0,0967	37,5	0,2	1,0	0,17	3,66 %
		37,5	38,0	0,07009	303160	0,0816	0,1353	224,5	1,0	6,0	1,00	1,92 %
		29,2	38,0	0,07009	363792	0,1259	0,1184	175,0	1,0	6,0	1,00	2,81 %
		29,2	38,0	0,07009	434530	0,1504	0,1008	70,0	0,4	2,4	0,40	2,72 %
		29,2	38,0	0,07009	262739	0,0910	0,1349	175,0	1,0	6,0	1,00	1,16 %
		20,8	38,0	0,07009	242528	0,1175	0,1261	125,0	1,0	6,0	1,00	2,15 %
		20,8	38,0	0,07009	313266	0,1518	0,1037	125,0	1,0	6,0	1,00	5,31 %
		20,8	38,0	0,07009	180886	0,0877	0,1432	21,0	0,2	1,0	0,17	1,58 %

$n_q - \tilde{H}/H$ grafiğine (Şekil. 7.3) bakıldığında genliklerin yüksek ve düşük özgül hızlarda daha dağınık değerler aldığı ve göreceli olarak daha yüksek oldukları görülmektedir. Özgül hızı 20'ye eşit olan 2 numaralı pompada karşılaşılan genliklerin düşük olmasının nedeni bu pompada diil-çark arası uzaklığının diğerlerine göre daha yüksek bir değere sahip olması (Tablo. 7.1.) ile açıklanabilir [14]. 5

nu maralı pompadan alınan veriler opti mu çalışma noktası n n altındaki debilere ait olduğu için böyle bir karşılaştırma yapılamamaktadır.



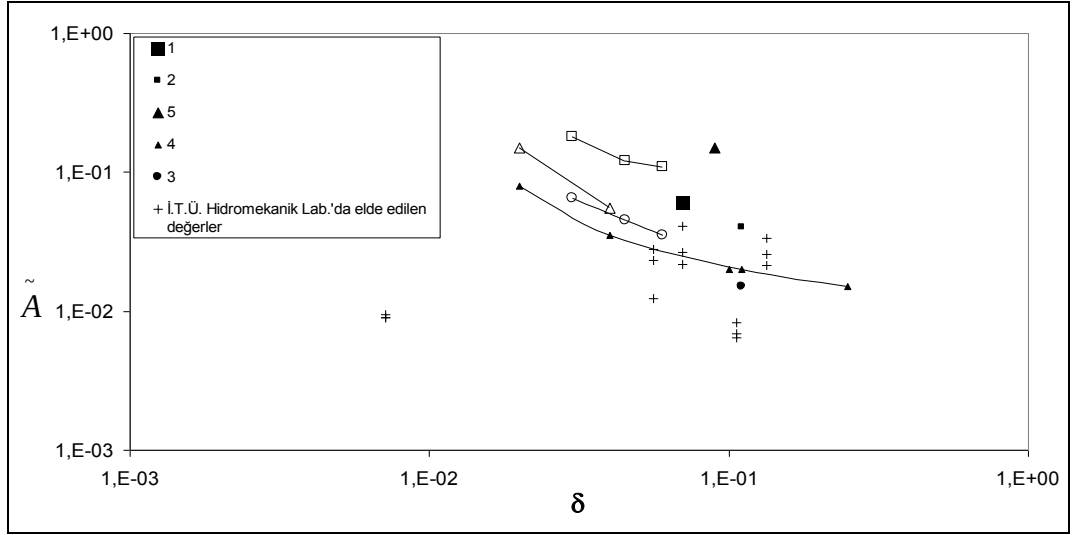
Şekil 7.3 n_q -boyutsuz genlik grafiği

Çark-dil arası uzaklık ile kanat geçiş frekansındaki basınç çalkantıları arasındaki ilişki Ti mouchev ve Tourret'in çalışmasında [14] ele alınmıştır. Bu ilişkiyi görünür kılmak için x eksenine çark-dil arası uzaklığı, y eksenine ise kendi tanımladıkları boyutsuz çalkantı genliğini yerleştirdikleri bir grafikten yararlanmışlardır. Bu grafikte kullandıkları verilerden bir kısm daha önceden yapılmış deneysel çalışmaların sonuçları [15] bir kısm da sayısal çözümlerden oluşmaktadır. Bu grafiğin üzerine İ. T. Ü. Hidromekanik laboratuvarında bu tez çalışması kapsamında yapılmış olan deneylerde elde edilen veriler de eklenerek şekil 7.4.'de gösterilmiştir.

Bu grafikte x ve y eksenlerindeki büyüklükler şöyle tanımlanmaktadır:

$$\delta = \frac{D_3}{D_2} - 1: \text{dil çark arası açıklığın çark çapına oranı}$$

$$\tilde{A} = \frac{\tilde{H} \cdot \rho \cdot g}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_2^2}: \text{Ti mouchev ve Tourret'in tanımladığı boyutsuz genlik}$$



Şekil 7.4 Çark-dil arası mesafeye bağlı olarak boyutsuz genlik [14]

8 SONUÇ

İ. T. Ü. Maki na Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı'nda beş farklı özgül hıza sahip pompa ile yapılan deneylerde çark çıkışı ndaki basınç çalkantılarının tepeden tepeye genliklerinin pompanın manometrik yüksekliğine oranının %0,5 ile %5 arasında bir değer aldığı görülmüştür. Baskın frekansların ise beklenildiği üzere dönme frekansı ve kanat geçiş frekansı nda kendini gösterdiği belirlenmiştir.

Çark çıkışı ndaki mutlak hızın meridyenel bileşenine göre tanımlanmış olan Re sayısı arttıkça St sayısının 1 değerine yaklaştığı görülmektedir. Bundan hareketle çark çıkış genişliğinin düşük tutulması halinde baskın frekansın kanat geçiş frekansına eşit olacağı kestirimi nde bulunulabilir.

İşletimi sırasında oluşabilecek hasarların büyük problemyaratacağı alanlarda yeni bir tesisat tasarlanmadan önce akuplaj olasılığı ndan kaçınmak için tesisatta kullanılacak olan pompaların devir sayıları ve buna bağlı kanat geçiş frekansları belirlenmeli daha sonra tasarlanan tesisat akustik, mekanik, hidrolik açılardan modal çözümleme yapılarak kontrol edilmelidir. Modal çözümleme yapmanın o kadar kolay olmadığı durumlarda deneysel olarak tesisatın doğal frekanslarının bulunması yoluna gidilebilir. Bu pompa-tesisat akuplajının yaratacağı zararın önüne geçileceği güç santralleri ve kimyasal proses tesislerinde bu konunun üzerinde özellikle durulması gerektiği görülmektedir. Günümüz Türkiye'sinde nükleer santral projelerinden bahsedilmekte olduğu akla getirildiğinde, güvenlikle ilgili olarak pompa-tesisat akuplajı meselesinin diğer güvenlik başlıklarının arasında gözden kaçmasına izin vermemek gerekir.

Kanat geçiş frekansında oluşan periyodik çalkantının en çok problem yaratma olasılığı olan bir uygulamada değişken devirli tahrik uygulamalarıdır [42]. Bu uygulamada pompa kanat geçiş frekansı değişen devirle birlikte belli bir frekans aralığını tarayacağından herhangi bir titreşim moduyla akuplaj oluşturma riski artmaktadır. Bu yüzden bu tip tesisatlarda önceden titreşim modlarının bulunarak pompa işletmesinde kullanılan devir kontrol algoritmasında tehlikeli frekans aralıkları atlanmalıdır.

Hali hazırda planlanmış ve işletmede olan bir tesisatta titreşim problemiyle karşılaşıldığında, eğer titreşimler dönme frekansı veya kanat geçiş frekansı da kendini gösteriyorsa en basit bir çözüm olarak çark çapı bir miktar tornalanabilir. Böylece çark çıkışındaki basınç titreşimlerinin genlikleri azaltılacak yoluyla akuplajın şiddeti azaltılabilir; ancak akuplajdan kalıcı olarak kaçınmak için iki temel yol bulunmaktadır. Bu yollardan biri pompa çıkışındaki basınç çalkantılarının karakteristiğini değiştirmek, diğeri ise tesisatın modal yapısını değiştirmek olacaktır. Pompanın uyarım karakteristiğini değiştirmek için ilk akla gelen çözüm devir sayısını değiştirmektir. Bununla birlikte pratikte salyangoz dilinin üzerinde delikler açmak, pompa çıkışına basınç çalkantı enerjisini sönmeyecek hacimler eklemek gibi yöntemlerin de uygulandığı bilinmektedir. Tesisatın modal yapısını değiştiren yöntem ile kast edilen ise tesisatı oluşturan çeşitli elemanların uygun şekillerde değiştirilerek tesisatın akustik, hidrolik ya da mekanik frekans cevabının değiştirilmesi dir.

Merkezkaç pompa çıkışında karşılaşılan basınç çalkantılarının spektral yapısının özgül hızla bağlı olarak araştırıldığı bu çalışmanın ve literatür araştırmasının ışığında basınç çalkantılarının temel olarak pompanın geometrisine bağlı olduğu ortaya çıkmıştır; ancak bu geometriyi yalnız özgül hızla ifade etmenin olanaksız olduğu, diğer geometrik parametrelerin özgül hızla ifade edilen geometrinin ötesinde etkileri olabileceği görülmüştür. Bu parametrelerin en önemlilerinin de çark-dil arası mesafesi δ ve kanat çıkış kenarının eğikliği olduğu düşünülmektedir [8, 14, 17]. Çark dil etkileşiminin meydana geldiği bu alanı çark dil arası mesafeyi ve kanat eğikliğini göz önüne alarak inceleyen çalışmalar mevcuttur [16, 17, 26]. Çark dil arasındaki bu etkileşim alanının etkisini daha iyi ifade edilebilmesi için uygun bir hidrolik çap tanımının kullanılmasında fayda olduğu düşünülmektedir. Bununla birlikte, bu etkileşimin daha iyi anlaşılabilmesi için gelecekte 10-40 özgül hız aralığında dört ya da beş pompadan ve bu pompalara ait çarkların tornalanmasıyla elde edilecek olan $\delta=1, 3, 5, 10, 20$ çark-dil arası mesafesini göz önüne alan bir matrisin kurulup, deney yöntemi değiştirilmeden, yalnızca birtakım yileştirme yapılarak yeni bir takım deney yapılmasının gerekli olduğu görülmektedir. Ayrıca pompa geometrisinin etkisini daha belirgin biçimde görebilmek için her bir özgül hız için bir yüksek bir de düşük verimli iki pompa denenmesinin faydalı olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKÇA:

- [1] **Rzentkowski, G, Zbroja, S**, 2000. Experimental characterization of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade passing frequency, *J. of Fluids and Structures*, **14**, 529-558
- [2] **Brennen, C E**, 1994. *Hydrodynamics of Pumps*, Concepts ETI Inc., US. A
- [3] **Çakmak, E**, 1999. Radyal çark çıkışında basınç çalkantıları, *Yüksek Lisans Tezi*, İ. T. Ü. Maki ne Fakültesi, İstanbul.
- [4] **Choi, J. S, McLaughlin, D K, Thompson, D E**, 2003. Experiments on the flowfield and noise generation in a centrifugal pump impeller, *J. of Sound and Vibration*, **263**, 493-514
- [5] **Karadoğan, H, Urun, N**, 1996. Pompa çıkışındaki basınç çalkantıları, 2 *Pompa Kongresi ve Sergisi*, İstanbul, Türkiye
- [6] **Parrondo, J. L, Gonzales, J, Francos, J**, 2002. The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passing frequency in the volute of a centrifugal pump. *J. Of Fluids Engineering* **124**, 784-790
- [7] **Parrondo, J. L, Gonzales, J, Francos, J, Santolonia, C**, 1996. Measurements in the dynamic pressure field of the volute of a centrifugal pump1. *Proc. XVIII IAHR Hidrolik Makinalar ve Kavitasyon Kongresi*, E. Cabrera et al., eds., Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, pp. 401-410
- [8] **Parrondo, J. L, Gonzales, J, Fernandez, O, Perez, J**, 2003. Characterization of blade passing frequency sound sources in a centrifugal pump from pressure fluctuation measurements. *Proc. Tenth International Congress on Sound and Vibration*, 1849-1856, Temmuz
- [9] **Parrondo, J. L, Gonzales, J, Fernandez, O, Perez, J**, 2002. A simple acoustic model to simulate the blade passing frequency sound pressure

generated in the volute of centrifugal pumps. *Forum Acousticum Sevilla 2002 (3rd european cong. on acoustics)* paper ENV-gen-001.

- [10] **Timuchev, S., Pavić, G.**, 1998. Analysis of design and operating parameters on pressure pulsations in centrifugal pumps, *La Houille Blanche*, **3/4**, 61-65
- [11] **Hoffmann, K. A., Chiang, S. T.**, 1995. Computational Fluid Dynamics for Engineers Volume I, Engineering Education SystemTM, Wichita-Kansas.
- [12] <http://www.pump-harmony.ru>
- [13] **Alansatın, S., Karadoğan, H.**, 1996. Türbomakinalı sistemlerde akış kaynaklı titreşimler, 2 *Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı*, İstanbul
- [14] **Timuchev, S., Turrett, J.**, 2001. Prediction of BPF pressure pulsation field in centrifugal pumps and ventilators, *Proceedings of 4th Conference on European Turbomachinery*, Firenze, Italy, **May** 2001, 629-638
- [15] **Zogg, H., Bolleter, U.**, 1993. Generation and Propagation of hydraulic noise in centrifugal pumps, *Proceedings of 1st International Symposium on Pump Noise and Vibration*, Clamart, France, 263
- [16] **Timuchev, S., deBotton, G., Reznik, A.**, 2003. Experimental and computational study of pressure pulsation in a centrifugal pump, *Proceedings of Tenth International Congress on Sound and Vibration*, Stockholm Sweden, 7-10 Temmuz, 1897-1904
- [17] **Bross, S., Aman, P., Miller, B.**, 2001. Theoretical and experimental investigations of noise reduction in a radial pump with swept leading edge design of the diffuser blades, *Proceedings of 4th Conference on European Turbomachinery*, Firenze, Italy, **May** 2001, 443-452
- [18] **Hajem, M., Akhras, A., Morel, R., Champagne, J. Y.**, 2001. Rotor-stator interaction in a centrifugal pump equipped with a vaned diffuser, *Proceedings of 4th European Conference on Turbomachinery*, Firenze, Italy, **March** 20-23, s. 557-567

- [19] **Ubal d, M, Zurino, P, Ghigione, A**, 1998. Detailed flow measurements within the impeller and the vaneless diffuser of a centrifugal turbomachine, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **17**, 147-155
- [20] **Lakshminarayana, L**, 1981. Techniques for aerodynamic and turbulence measurements in turbomachinery rotors, *ASME J. Engrg. Power*, **103**, 374-392
- [21] **Wubaut, G, Bois, G, Dupont, P, Caignaert, G, Stanislas, M**, 2002. PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design conditions, *ASME J. of Fluids Engineering*, **124**, 791-797
- [22] **Sinha, M, Bnarbaşı, A, Katz, J.**, 2001. The flow structure during onset and developed states of rotating stall within a vaned diffuser of a centrifugal pump, *ASME J. of Fluids Engineering*, **123**, 490-499
- [23] **Shi, F, Tsukamoto, H**, 2001. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage, *ASME J. of Fluids Engineering*, **123**, 466-474
- [24] **Qin, W, Tsukamoto, H**, 1997. Theoretical study of pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller –part I: fundamental analysis on rotor-stator interaction, *ASME J. of Fluid Engineering*, **119**, 647-652
- [25] **Schachenmann, A, Muggli, E, Guelich, J. F.**, 1993. Comparison of three Navier-Stokes codes with LDA measurements on an industrial radial pump impeller, *ASME FED-vol. 154*, Pumping Machinery, 247-257
- [26] **Jeon, W H**, 2003. A numerical study on the effects of design parameters on the performance and noise of a centrifugal fan, *J. Of sound and vibration*, **265**, 221-230,
- [27] **Weidemann, J.**, 1971. Analysis of the relation between acoustic and aerodynamic parameters for a series of dimensionally similar centrifugal fan rotors, *NASA TT F-13*, s.798
- [28] **Bakr, F, Kouidri, S, Belamri, T and Rey, R**, 2001. On a general method of unsteady potential calculation applied to the compression stages of a

turbomachine-part I: theoretical approach, *ASME Journal of Fluids Engineering*, **123**, 780-786

- [29] **Bakır, E., Kouidri, S., Belamri, T. and Rey, R.**, 2001. On a general method of unsteady potential calculation applied to the compression stages of a turbomachine-part II: experimental comparison, *ASME Journal of Fluids Engineering*, **123**, 787-792
- [30] **Zada, S., Bühlmann, E. T.**, 1989. Flow impingement as an excitation source in control valves, *Journal of Fluids and Structures*, **3**, 529-549
- [31] **Naudascher, E., Rockwell, D.**, 1980. Oscillator-model approach to the identification and assessment of flow induced vibrations in a system, *Journal of Hydraulic Research*, **18**, 59-82
- [32] **Şanlıtürk, K. Y.**, 2003. Data acquisition & signal processing *Ders Notu*, İ. T. Ü Maki ne Fakültesi, İstanbul.
- [33] National Instruments, 1998. *Instrumentation catalogue*, U S
- [34] **Hamarat, A.**, 2002. Radyal pompa çarkı performans tayini, *Yüksek Lisans Tezi*, İ. T. Ü Maki ne Fakültesi, İstanbul.
- [35] **Yalçın, M.**, 2004. Radyal pompa çarkı içindeki süreksiz akışın deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tez Çalışması (devam ediyor)*
- [36] **Akyıldız, D.**, 2003. Pnömatik bir sistemin tanımlanması ve gerçek zamanlı model öngörül ü kontrol ü, *Yüksek Lisans Tezi*, İ. T. Ü Maki ne Fakültesi, İstanbul.
- [37] **Kreyszig, E.**, 1999, Advanced engineering mathematics, s. 525-576, John Wiley & Sons, Inc., New York
- [38] **Porat, B.**, 1997. A course in digital signal processing John Wiley & Sons, Inc., New York
- [39] **Cooley, J. W. and Tukey, J. W.**, An algorithm for the machine computation of complex Fourier series, *Math. Comp.*, **19**, 297-301
- [40] **Levin, R. D.**, 1984. Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Krieger Publishing Co., Malabar, Florida, USA

- [41] **Aster, M**, 1972. Improved calculation of resonant frequencies of Helmholtz resonators, *Journal of Sound and Vibration*, **24**, 64-85
- [42] **Karadoğ an, H**, Değişken hızlı pompa kullanılan büyük istasyonları bekleyen sorunlar, *4. Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı*, İstanbul, Kasım 2001, 61-68

EKLER

EK A Deney Tesisat Fotoğrafları

A 1. Pompa 1



Şekil A 1. 1. Pompa 1, basma borusu



Şekil A 1. 2 Pompa 1'den basınç sinyali alınan priz

A 2 Pompa 2



Şekil A2.1. Pompa 1 ve 2'nin bağlandığı tesisatın basma hattı



Şekil A2.2. Pompa 2 ve bağlandığı tesisatın basma hattı



Şekil A2.3. Pompa 2'den basınç sinyali alınan priz (vidayla kapatılmış)



Şekil A2.4 Pompa 2' den basınç sinyali alınan priz



Şekil A2.5 Pompa 1 ve 2' nin bağlandığı tesisatın emme hattı

A3 Pompa 3



Şekil A3.1 Pompa 3 ve 4' ün bağlandığı tesisatın basma hattı (Pompa 3 bağlı halde)



Şekil A3.2 Pompa 3'ten basınç sinyali alınan priz (üzerinde transdüser ile birlikte)



Şekil A3.3 Pompa 3'ten basınç sinyali alınan priz (üzerinde transdüser ile birlikte, yakınlıştırılmış)

A 4 Pompa 4



Şekil A4.1 Pompa 4 basma hattına bağlı



Şekil A4.2 Pompa 3 ve 4'ün basma hattı üzerinde debi ölçümünde kullanılan hacimsel sayaç



Şekil A4.3 Pompa 3 ve 4'ün bağlandığı emme hattı



Şekil A4.4 Pompa 4'ten basınç sinyali alınan priz



Şekil A4.5. Pompa 4'ten basınç sinyali alınan priz (yakınlştırılmış)



Şekil A4.6. Pompa 3 ve 4'ü tahrik etmekte kullanılan doğru akım motoru

A 5. Pompa 5



Şekil A5.1. Pompa 5 tesisata bağlı halde



Şekil A.5.2 Pompa 5 basıncı sinyali alınan priz

Ek B Veri Toplama Sisteminde Kullanılan Elemanların Özellikleri

Transdüser

Marka: PCB

Model: W112 A21

Perforansla ilgili özellikler

Tip: pizezo-elektrik

Ölçme aralığı ($\pm 5V$ çıkış aralığında): 0-690kPa

Ölçme aralığı (± 10 çıkış aralığında): 0-1400kPa

Hassasiyet: 7,3mV/kPa

Maksimum basınç: 6900kPa

Çözünürlük: 0,014kPa

Rezonans frekansı: $\geq 250kHz$

Zaman sabiti: $< 2\mu sec$

Düşük frekans cevabı (-5%): 0,5Hz

Çevresel etkilere açıklık

İvmeye karşı hassaslığı: $< 0,0014kPa/(m/s^2)$

Çalışma sıcaklığı: -73^0 'den 135^0 C'ye

Sıcağa karşı hassaslık: $< 0,054\% ^0C$

Dayanabileceği maksimum anlık sıcaklık: 1650^0 C

Maksimum şok: $196000m/s^2$ pk

Elektriksel özellikler

Çıkış geriliği: pozitif

Boşalma zaman sabiti: $> 1sec$

Uyarı geriliği: 20-30 VDC

Sabit akı müyariği: 2-20mA

Çıkış empedansı: $< 100ohm$

Çıkış kayma (bias) gerilimi: 8-14VDC

Fiziksel özellikler

Algılama türü: bası

Algılama elemanı: kuvars kristal

Gövde malzemesi: paslanmaz çelik

Diyaframa: invar

Sızdırmazlık: kaynaklı, hava geçirmez

Elektrik bağlantısı: 10-32 koaksiyel konektör

Ağırlık: 6g

Besleyici

Marka: PCB

Model: Signal Conditioner 480C

Kazanç (amplifikasyon): 0dB

Elektriksel özellikler

Besleme geriliği: $28 \pm 1V$

Besleme akımı (iç akı mkesici diyottan geçen): $2,5 \pm 0,6mA$

Zaman sabiti (sinyal çıkışında $1M\Omega$ direnç varken): $> 10sec$

DC ofset (sinyal çıkışında $1MW$ direnç varken): $< 30V$

Pil ömrü: 100saat
Pil tipi: 9V NEDA 1604

Spektral gürültü

1 Hz' de -132dB

10Hz' de -143dB

100Hz' de -146dB

1kHz' de -148dB

10kHz' de -150dB

geniş bantta -110dB

Fiziki özellikler

Konnektörler:

Transdüser girişi- 10/32 jak

Sinyal çıkışı- 10/32 jak

Harici güç girişi- 3,5mm jak

Şarj konnektörü- #722 switchcraft jak

Boyutlar (ExBxD)- 73,7x101,6x38,1 mm

Ağırlık- 298g

Kablolama terminali

Marka: ADVANTECH

Model: PCLD 8115

- ADVANTECH marka veri toplama kartlarına DB37 kabloluyla bağlanabilir.
- Term-eleman kullanılan ölçmelerde sıcaklık birleşme kompanzasyonu devresi kart üzerinde kurulabilir.
- Kart üzerinde çeşitli sinyal koşullandırma devreleri kurulabilir.

Veri toplama kartı

Marka: ADVANTECH

Model: PCL 1800

Analog giriş özellikleri

Kanal sayısı: 16 tek uçlu (unipolar), 8 diferansiyel (bipolar)

Çözünürlük: 12 bit

Çevirme zamanı: 3µsec

Seçilebilen giriş sinyal aralıkları:

Bipolar- $\pm 10V$; $\pm 5V$; $\pm 2,5V$; $\pm 1,25V$; $\pm 0,625V$

Unipolar- $0\sim 10V$; $0\sim 5V$; $0\sim 2,5V$; $0\sim 1,25V$

Kanal tarama: otomatik

Tetikleme: yazılımla, dış kaynaktan, pre- post- ya da pozisyon tetikleme

Veri aktarım yöntemi: program kontrolü kesme isteği (IRQ 2, 4, 5, 7, 10, 11, 12, 15);

16bit doğrudan bellek erişim yöntemi (Direct Memory Access)

FIFO boyutu: 1K

Veri aktarım hızı: DMA modunda 200kHz'e kadar; FIFO ile 330kHz'e kadar

Doğruluk: $\pm 0,01$ FSR ± 1 LSB

Genel özellikler

GÇ yuvası: 32 ardışık byte

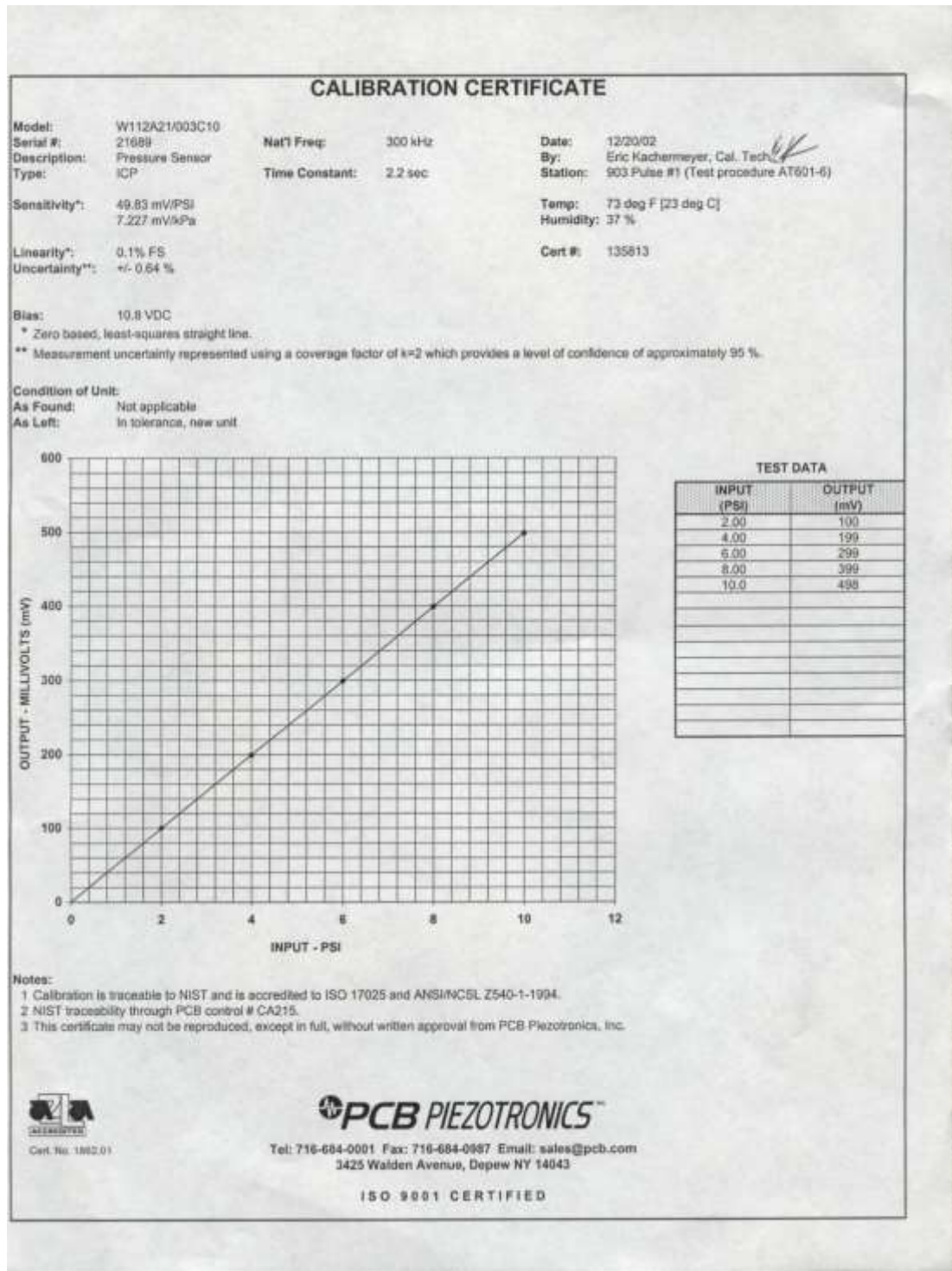
PC bağlantı yuvası: 16bit ISA

Boyutlar: 122mm x 218mm

Güç harcaması: 600mA değerinde maks. +5V, 200mA değerinde maks. +12V, 15mA değerinde -12V tipik değerdir

Kullanılan kartın aynı zamanda analog çıkışı ve sayısal giriş çıkışı vardır; ancak yapılan çalışmada bu özellikler kullanılmadığından performans değerleri verilmemiştir.

EK C PCB W12A21 Kalibrasyon Sertifikası



Şekil C 1. Transdüser kalibrasyon sertifikası

EK D Veri İşlemede Kullanılan Matlab Program

```

t=w(:,1);
y=w(:,2);
figure
plot(t,y)
pause
s=y(1:4000);
%sort3=[y(1:4000)+y(4001:8000)+y(8001:12000)]/3;
%sort5=[y(1:4000)+y(4001:8000)+y(8001:12000)+y(12001:16000)+y(16001:20000)]/5;
s3=y(8001:12000);
s5=y(16001:20000);
% W112 A 21 i ç n
S=[2*(0.1/0.0073)*abs(fft(s))/2000;
S3=[2*(0.1/0.0073)*abs(fft(s3))/2000;
S5=[2*(0.1/0.0073)*abs(fft(s5))/2000;
% W11 A 26 i ç n
%S=[2*(0.1/0.00145)*abs(fft(s))/2000;
%S3=[2*(0.1/0.00145)*abs(fft(s3))/2000;
%S5=[2*(0.1/0.00145)*abs(fft(s5))/2000;
f=0.051000:0.5;
f=transpose(f);
%SI=2=0;
%SI=2=0;
%SI=2=0;
figure
bar(f,SI(2000));
title('S 2 s n l i k v e r i n i n s p e k t r u m u P - P r m s , n s s ')
pause
figure
bar(f,SI(2000));
title('S 3 ü n c ü 2 s n l i k v e r i o r t a l a m a s ı n ı n s p e k t r u m u P - P r m s , n s s ')
pause
figure
bar(f,SI(2000));
title('S 5 ü n c ü 2 s n l i k v e r i o r t a l a m a s ı n ı n s p e k t r u m u P - P r m s , n s s ')
pause
S=SI(2000);
S3=S3(2000);
S5=S5(2000);
%SA=abs(SI)*abs(SI);
%S3A=abs(SI3)*abs(SI3);
%S5A=abs(SI5)*abs(SI5);
figure
t=t(1:2000);

```

Not: w değişkeni SI MULLINK modülü kullanılarak alınan basınç sinyalinin zaman ve basınç sinyali olmak üzere iki sütun halinde kaydedildiği matris değişkendir.

EK E Priz Doğal Frekansları n Hesaplamada Kullanılan Formül (ALSTER)

$$f = \frac{c}{2\pi} \left[\frac{A}{1,21(V + AL_N)L_1} \right]^{1/2}$$

$$L_1 = \left\{ L_V + L_0 + (L_N + L_0) \left[1 + \frac{L_N + L_0}{2L} + \frac{A(L_N + L_0)}{2V} + \frac{A(L_N + L_0)}{3V} \frac{L_N + L_0}{L} \right] \right\} \cdot \frac{V}{V + A(L_N + L_0)} \frac{L}{L + L_N + L_0}$$

c: priz boşluğu i çindeki ses hızı

A: boğaz kesiti ni n alanı

L_N : boğaz boyu

V: boğaz hari ç boşluğun hac mi

L: di pten boğaza priz boşluğu topl a m uzunlu ğu

L_V : boşluğun for mfakt ö rü

L_0 : r, boğaz yarı çapı ol mak üzere 0,24r, boğaz kesiti dairesel de ğilse karakteristik yarı çap

L_V , şu şekil de hesaplan makt adı r:

$$L_V = \frac{A}{VL} \int_0^L \frac{x \left[\int_0^L A_V(x) dx \right] dx}{A_V(x)}$$

$A_V(x)$: boşluğun x koor dınatı ndaki kesit alanı

EK F Spektrum Verileri (Tablo Hali nde)

Tablo F.1. POMPA 1' den alınan verilerin tablo halinde gösterimi

nokta	Q (l/s)	H (mss)	n (d/d)	n (Hz)	ω (rad/s)	f_{kg} (Hz)	λ_2	c_{2m}	Re	ϕ	ψ	f_b (Hz)	St_b	H~/H
1	6,9	17,1	1461,0	24,4	153,0	146,1	0,95	1,10	306749	0,013	0,091	146,0	1,00	0,0124
2	8,6	12,6	1458,0	24,3	152,7	145,8	0,95	1,37	382655	0,016	0,068	24,5	0,17	0,0168
3	4,6	20,5	1466,0	24,4	153,5	146,6	0,95	0,73	205393	0,009	0,109	146,5	1,00	0,0458
1'	6,1	12,1	1263,0	21,1	132,3	126,3	0,95	0,97	270582	0,013	0,087	126,0	1,00	0,0129
2'	7,6	9,6	1259,0	21,0	131,8	125,9	0,95	1,22	340684	0,017	0,069	21,0	0,17	0,0098
3'	4,4	14,5	1266,0	21,1	132,6	126,6	0,95	0,70	196462	0,009	0,103	126,5	1,00	0,0213
1''	5,3	8,3	1060,0	17,7	111,0	106,0	0,95	0,85	237987	0,014	0,084	106,0	1,00	0,0141
2''	6,5	6,5	1058,0	17,6	110,8	105,8	0,95	1,04	290229	0,017	0,066	17,5	0,17	0,0132
3''	3,2	10,5	1062,0	17,7	111,2	106,2	0,95	0,51	142882	0,008	0,106	212,5	2,00	0,0299
f1 (Hz)	P1 (mss)	St	H~/H	f2 (Hz)	P2 (mss)	St	H~/H	f3 (Hz)	P3 (mss)	St	H~/H			
24,5	0,143	0,17	0,0084	48,5	0,112	0,33	0,0065	73,0	0,04	0,50	0,0025	3xn		
24,5	0,211	0,17	0,0168	97,0	0,058	0,67	0,0046	145,5	0,15	1,00	0,0116	fgk =zxn		
24,5	0,120	0,17	0,0058	73,0	0,046	0,50	0,0022	122,0	0,06	0,83	0,0031	5xn		
21,0	0,046	0,17	0,0038	42,0	0,066	0,33	0,0054	84,0	0,06	0,67	0,0046	4xn		
21,0	0,094	0,17	0,0098	63,0	0,085	0,50	0,0089	84,0	0,04	0,67	0,0042	4xn		
21,0	0,067	0,17	0,0046	42,0	0,035	0,33	0,0024	63,5	0,03	0,50	0,0020	3xn		
17,5	0,073	0,17	0,0088	70,5	0,043	0,67	0,0051	106,0	0,12	1,00	0,0141	fgk =zxn		
17,5	0,086	0,17	0,0132	53,0	0,072	0,50	0,0111	105,5	0,04	1,00	0,0063	fgk =zxn		
17,5	0,071	0,16	0,0067	106,0	0,195	1,00	0,0186	194,5	0,03	1,83	0,0025	11,1xn?		
f4 (Hz)	P4 (mss)	St	H~/H	f5 (Hz)	P5 (mss)	St	H~/H	f6 (Hz)	P6 (mss)	St	H~/H			
97,5	0,06	0,67	0,0036	121,50	0,04	0,83	0,0026	146,00	0,21	0,999	0,0124	fgk =zxn		
242,5	0,09	1,66	0,0074	291,00	0,06	2,00	0,0044	293,00	0,47	1,999	0,0228	2xfkg		
146,5	0,94	1,00	0,0458	fgk =zxn	268,50	0,13	1,83	252,50	0,08	1,999	0,0068	2xfkg		
126	0,16	1,00	0,0129	fgk =zxn	224,50	0,04	1,78	251,50	0,03	1,998	0,0034	2xfkg		
126	0,08	1,00	0,0082	fgk =zxn	203,00	0,05	1,61	211,00	0,04	1,667	0,0030	10xn		
84,5	0,03	0,67	0,0018	4xn	126,50	0,31	1,00	212,00						
194	0,05	1,83	0,0062	11xn	212,00	0,11	2,00	211,50						
186	0,05	1,76	0,0083	10,5xn?	211,50	0,04	2,00	230,00	0,05	2,349	0,005	14xn		
212,5	0,31	2,00	0,0299	2xfkg	230,00	0,05	2,17	249,50	0,05	2,349	0,005	14xn		
f7 (Hz)	P7 (mss)	St	H~/H	f8 (Hz)	P8 (mss)	St	H~/H							
241,5	0,04	1,65	0,0025	10xn	292,00	0,12	2,00	293,00						
253	0,22	2,00	0,0155	2xfkg										
265,5	0,04	2,50	0,0034	15xn	318,50	0,08	3,00	318,50						

Tablo F.2 POMPA 2' den alınan verilerin tablo halinde gösterimi

nokta	Q (l/s)	H (mss)	n (d/d)	n (Hz)	ω (rad/s)	f_{kg} (Hz)	λ_2	c_{2m}	Re	ψ	f_b (Hz)	$H \sim$	St_b	$H \sim H$
1	9.30	13.20	1444	24.1	151.22	144.4	0.956	1.46	344136	0.02978	144.0	0.1108	0.9972	0.0084
2	11.90	10.10	1439	24.0	150.69	143.9	0.956	1.87	440346	0.03823	143.5	0.0896	0.9972	0.0089
3	7.05	14.95	1450	24.2	151.79	145.0	0.956	1.11	260877	0.02249	145.0	0.0800	1.0003	0.0053
1'	7.50	10.20	1249	20.8	130.79	124.9	0.956	1.18	277529	0.02776	125.0	0.0779	1.0008	0.0076
2'	9.70	8.10	1244	20.7	130.23	124.4	0.956	1.53	358938	0.03606	124.0	0.0976	0.9971	0.0120
3'	5.20	11.50	1255	20.9	131.38	125.5	0.956	0.82	192420	0.01916	118.3	0.0629	1.0003	0.0055
1''	6.30	7.10	1052	17.5	110.13	105.2	0.956	0.99	233124	0.02769	105.0	0.0707	0.9984	0.0100
2''	8.33	5.70	1048	17.5	109.71	104.8	0.956	1.31	308242	0.03676	104.5	0.0738	0.9974	0.0129
3''	4.60	8.00	1056	17.6	110.61	105.6	0.956	0.72	170218	0.02014	105.5	0.0614	0.9989	0.0077
A	0.76	4.00		12.00	75.40	72.0	0.956	0.12	28123	0.00488	0.1250			
B	3.44	3.30		12.00	75.40	72.0	0.956	0.54	127293	0.02209	0.1031			
C	5.00	2.40		12.00	75.40	72.0	0.956	0.79	185019	0.03211	0.0750			
f1 (Hz)	P1 (mss)	St	H~H	f2 (Hz)	P2 (mss)	St	H~H	f3 (Hz)	P3 (mss)	St	H~H			
24.0	0.0559	0.166	0.00423	n	44.5	0.0447	0.308	0.00338	1.85xn?	74.0	0.0386	0.512	0.00293	~3xn
24.0	0.0577	0.167	0.00571	n	61.0	0.0340	0.424	0.00337	2.5xn?	72.0	0.0299	0.500	0.00296	3xn
24.0	0.0449	0.166	0.00300	n	47.0	0.0522	0.324	0.00349	2xn	74.0	0.0571	0.511	0.00382	3xn
21.0	0.0348	0.168	0.00341	n	41.5	0.0430	0.332	0.00421	2xn	64.0	0.0639	0.512	0.00626	3xn
20.5	0.0600	0.165	0.00741	n	62.0	0.0647	0.499	0.00798	3xn	124.0	0.0976	0.997	0.01205	$f_{kg}=zxn$
21.0	0.0336	0.167	0.00292	n	42.0	0.0427	0.335	0.00371	2xn	64.0	0.0460	0.510	0.00400	3xn
17.5	0.0279	0.166	0.00393	n	35.0	0.0385	0.333	0.00542	2xn	53.5	0.0211	0.509	0.00297	3xn
17.5	0.0270	0.167	0.00473	n	35.0	0.0505	0.334	0.00886	2xn	53.5	0.0255	0.511	0.00447	3xn
17.5	0.0327	0.166	0.00408	n	35.0	0.0235	0.331	0.00294	2xn	44.0	0.0264	0.417	0.00330	2.5xn?
f6 (Hz)	P6 (mss)	St	H~H	f7 (Hz)	P7 (mss)	St	H~H	f8 (Hz)	P8 (mss)	St	H~H			
167.5	0.0241	1.164	0.00239	7xn	287.5	0.0366	1.998	0.00362	2xf _{kg}	431	0.0185	2.995	0.00183	3xf _{kg}
169.0	0.0217	1.166	0.00145	7xn	289.5	0.0254	1.997	0.00170	2xf _{kg}					
105.0	0.0707	0.998	0.00995	$f_{kg}=zxn$	210.0	0.0133	1.997	0.00187	2xf _{kg}					
104.5	0.0738	0.997	0.01294	$f_{kg}=zxn$	139.5	0.0118	1.331	0.00207	8xn	209.5	0.0132	2.000	0.00232	2xf _{kg}
126.0	0.0125	1.193	0.00156	7,15xn?	212.0	0.0088	2.007	0.00111	2xf _{kg}					

Tablo E.3. POMPA 3' den alınan verilerin tablo halinde gösterimi

nokta	Q (l/s)	H (mss)	n (d/d)	n (Hz)	ω (rad/s)	f_{kg} (Hz)	λ_2	C_{2m}	Re	ψ	f_b (Hz)	H~ (mss)	St _b	H~/H
1	59.00	49.00	2510	41.8	262.85	292.8	0.942	3.55	886485	0.09026	0.1113	292.5	1.283	0.999
2	68.00	41.00	2510	41.8	262.85	292.8	0.942	4.09	1021711	0.10403	0.0931	283.5	1.586	0.0387
3	43.40	57.00	2510	41.8	262.85	292.8	0.942	2.61	652092	0.06640	0.1295	303.0	0.569	1.035
1'	50.00	38.00	2200	36.7	230.36	256.7	0.942	3.01	751258	0.08727	0.1124	257.0	1.185	1.001
2'	60.00	30.00	2200	36.7	230.36	256.7	0.942	3.61	901510	0.10473	0.0887	73.5	0.699	0.0233
3'	40.30	42.50	2200	36.7	230.36	256.7	0.942	2.42	605514	0.07034	0.1257	257.0	0.820	1.001
1''	45.30	24.00	1800	30.0	188.50	210.0	0.942	2.72	680640	0.09664	0.1060	210.0	0.349	1.000
2''	51.00	20.00	1800	30.0	188.50	210.0	0.942	3.07	766283	0.10880	0.0884	210.0	0.671	1.000
3''	30.00	30.00	1800	30.0	188.50	210.0	0.942	1.80	450755	0.06400	0.1325	210.0	0.371	1.000
f1 (Hz)	P1 (mss)	St	H~/H	f2 (Hz)	P2 (mss)	St	H~/H	f3 (Hz)	P3 (mss)	St	H~/H			
1	16.0	0.1464	0.055	0.00299	~n/3	42.0	0.3620	0.143	0.00739	n	83.5	0.2767	0.285	0.00565
2	40.5	0.8462	0.138	0.02064	~n/3	81.0	0.6343	0.277	0.01547	~2xn	121.5	0.1926	0.415	0.00470
3	22.0	0.1626	0.075	0.00285	~n/2	86.5	0.3894	0.295	0.00683	2xn	130.0	0.2318	0.444	0.00407
1'	10.0	0.1473	0.039	0.00388	~n/4	36.5	0.2364	0.142	0.00622	n	73.5	0.4024	0.286	0.01059
2'	36.5	0.5914	0.142	0.01971	n	73.5	0.6987	0.286	0.02329	2xn	113.0	0.1455	0.440	0.00485
3'	12.5	0.1352	0.049	0.00318	n/3	37.0	0.0908	0.144	0.00214	n	73.5	0.2905	0.286	0.00684
1''	14.5	0.1114	0.069	0.00464	n/2	18.0	0.1130	0.086	0.00471	0.6xn	30.0	0.1753	0.143	0.00731
2''	11.0	0.1316	0.052	0.00658	~n/3	22.0	0.1208	0.105	0.00604	~3/4n	60.0	0.3007	0.286	0.01603
3''	23.0	0.1059	0.110	0.00353	~3/4n	30.0	0.1484	0.143	0.00495	n	60.0	0.1485	0.286	0.00495
f4 (Hz)	P4 (mss)	St	H~/H	f5 (Hz)	P5 (mss)	St	H~/H	f6 (Hz)	P6 (mss)	St	H~/H			
1	127.0	0.1173	0.434	0.00239	3xn	156.0	0.1608	0.533	0.00328	3.73xn?	209.0	0.1087	0.714	0.00222
2	202.5	0.1970	0.692	0.00480	4.84xn?	243.0	0.3694	0.830	0.00901	5.8xn?	283.5	1.5855	0.968	0.03867
3	259.5	0.1520	0.886	0.00267	6.2xn?	303.0	0.5688	1.035	0.00998	7.24xn?	346.0	0.1258	1.182	0.00221
1'	110.0	0.1630	0.429	0.00429	3xn	220.5	0.1246	0.859	0.00328	6xn	257.0	1.1854	1.001	0.03120
2'	147.0	0.1206	0.573	0.00402	4xn	183.5	0.2910	0.715	0.00970	5xn	220.5	0.1912	0.859	0.00637
3'	110.0	0.2228	0.429	0.00524	3xn	131.5	0.1362	0.512	0.00320	3.6xn?	167.0	0.0919	0.651	0.00216
1''	60.0	0.1638	0.286	0.00683	2xn	90.0	0.1345	0.429	0.00560	3xn	150.0	0.1406	0.714	0.00586
2''	90.0	0.1475	0.429	0.00738	3xn	120.0	0.1137	0.571	0.00588	4xn	150.0	0.2560	0.714	0.01280
3''	90.0	0.1222	0.429	0.00407	3xn	150.0	0.0551	0.714	0.00184	5xn	210.0	0.3709	1.000	0.01236
f7 (Hz)	P7 (mss)	St	H~/H	f8 (Hz)	P8 (mss)	St	H~/H	f9 (Hz)	P9 (mss)	St	H~/H			
1	250.5	0.1816	0.855	0.00371	6xn	292.5	1.2828	0.999	0.02618	$f_{kg}=zxn$	527.0	0.0949	1.800	0.00194
2	567.5	0.1745	1.938	0.00426	13.56xn?									
3	605.5	0.3739	2.068	0.00656	14.47xn?									
1'														
2'	257.0	0.5497	1.001	0.01832	$f_{kg}=zxn$	330.5	0.1583	1.288	0.00528	9xn	514.5	0.0990	2.005	0.00330
3'	257.0	0.8195	1.001	0.01928	$f_{kg}=zxn$	514.0	0.1376	2.003	0.00324	2xf _{kg}				
1''	180.0	0.1208	0.857	0.00503	6xn	210.0	0.3492	1.000	0.01455	$f_{kg}=zxn$	420.5	0.0712	2.002	0.00297
2''	210.0	0.6706	1.000	0.03353	$f_{kg}=zxn$	420.5	0.1279	2.002	0.00639	2xf _{kg}	473.0	0.0717	2.252	0.00359
3''	306.5	0.0607	1.460	0.00202	10.2xn?	420.0	0.0673	2.000	0.00224	2xf _{kg}				

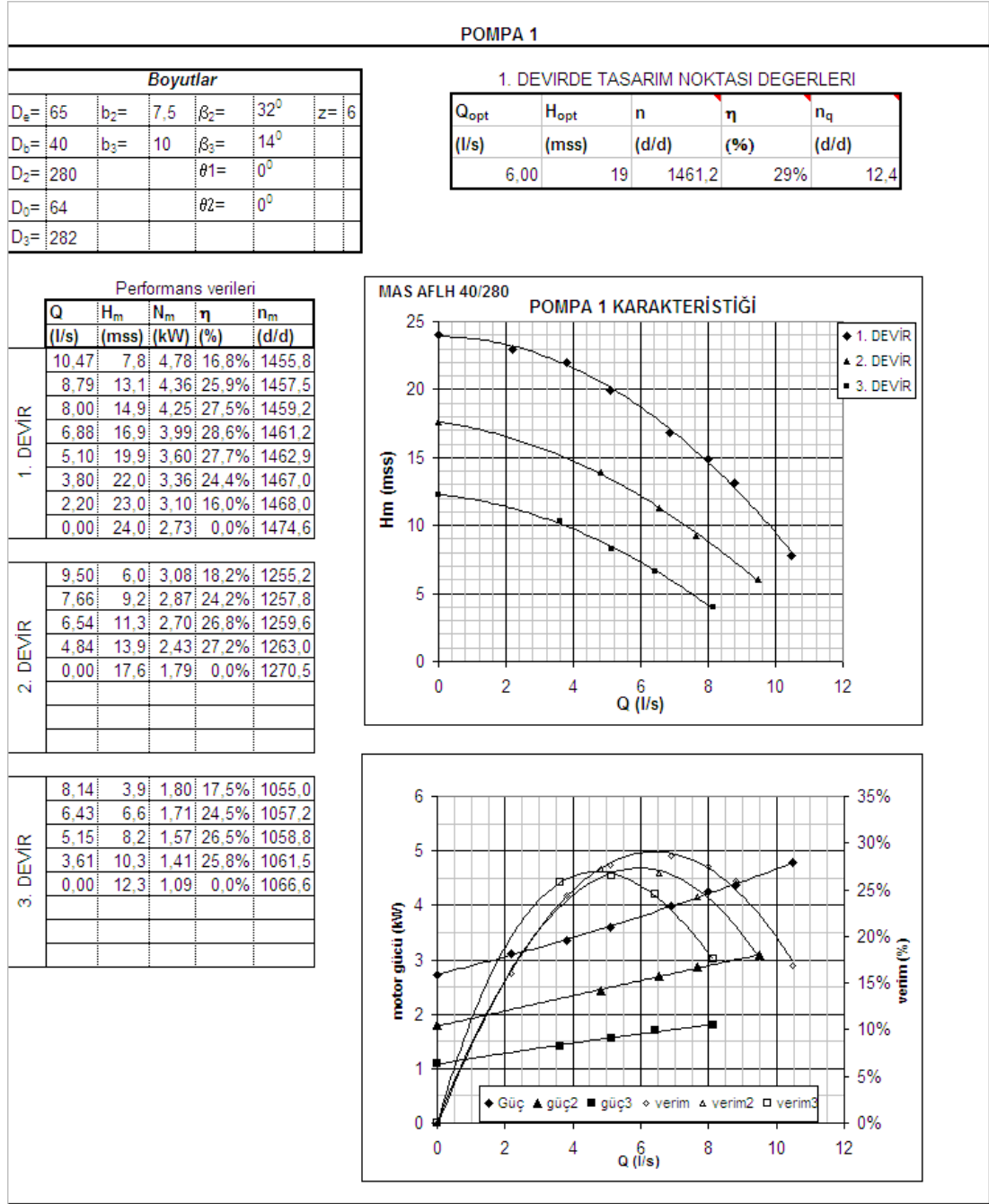
Tablo F.4 POMPA 4' den alınan verilerin tablo halinde gösterimi

nokta	Q (l/s)	H (mss)	n (d/d)	n (Hz)	ω (rad/s)	f_{kg} (Hz)	λ_2	c_{2m}	Re	ϕ	ψ	f_b (Hz)	H~ (mss)	St _b	H~/H	
1	44.00	31.22	2250	37.5	235.6	225.0	0.97	2.08	444635	0.11972	0.1205	37.5	1.332	0.167	0.0427	
2	54.00	25.06	2250	37.5	235.6	225.0	0.97	2.55	545688	0.14693	0.0967	37.5	0.917	0.167	0.0366	
3	30.00	35.06	2250	37.5	235.6	225.0	0.97	1.42	303160	0.08163	0.1353	224.5	0.672	0.998	0.0192	
1'	36.00	18.56	1750	29.2	183.3	175.0	0.97	1.70	363792	0.12594	0.1184	175.0	0.522	1.000	0.0281	
2'	43.00	15.80	1750	29.2	183.3	175.0	0.97	2.03	434530	0.15043	0.1008	70.0	0.429	0.400	0.0272	
3'	26.00	21.16	1750	29.2	183.3	175.0	0.97	1.23	262739	0.09096	0.1349	175.0	0.245	1.000	0.0116	
1''	24.00	10.09	1250	20.8	130.9	125.0	0.97	1.13	242528	0.11755	0.1261	125.0	0.217	1.000	0.0215	
2''	31.00	8.29	1250	20.8	130.9	125.0	0.97	1.46	313266	0.15183	0.1037	125.0	0.440	1.000	0.0531	
3''	17.90	11.45	1250	20.8	130.9	125.0	0.97	0.85	180886	0.08767	0.1432	21.0	0.181	0.168	0.0158	
f1	H~	St	H~/H	f	H~/H	f	H~	St	H~/H	f	H~/H	St	H~/H			
1	37.5	1.3322	n	0.17	0.0427	75.0	0.1927	2n	0.33	0.0062	112.5	0.1446	3n	0.50	0.0046	
2	29.5	0.2269	0.8n	0.13	0.0091	37.5	0.9173	n	0.17	0.0366	75.0	0.2015	2n	0.33	0.0080	
3	16.5	0.1526	0.44n	0.07	0.0044	37.5	0.5523	n	0.17	0.0158	58.0	0.2645	1.55n	0.26	0.0075	
1'	18.0	0.0904	0.62n	0.10	0.0049	29.0	0.2051	n	0.17	0.0110	42.0	0.1737	1.44n	0.24	0.0094	
2'	29.0	0.1558	n	0.17	0.0099	70.0	0.4294	2.4n	0.40	0.0272	87.5	0.3127	3n	0.50	0.0198	
3'	29.0	0.1399	n	0.17	0.0066	77.5	0.1407	2.66n	0.44	0.0066	87.5	0.1784	3n	0.50	0.0084	
1''	21.0	0.1880	n	0.17	0.0186	41.5	0.0798	2n	0.33	0.0079	102.0	0.0465	4.90n	0.82	0.0046	
2''	21.0	0.1462	n	0.17	0.0176	41.5	0.1128	2n	0.33	0.0136	49.0	0.0946	2.35n	0.39	0.0114	
3''	21.0	0.1811	n	0.17	0.0158	41.5	0.1633	2n	0.33	0.0143	104.0	0.0895	5n	0.83	0.0078	
f1	H~	St	H~/H	f	H~/H	f	H~	St	H~/H	f	H~/H	St	H~/H			
1	149.5	0.1601	4n	0.66	0.0051	187.5	0.1868	5n	0.83	0.0060	202.5	0.3712	5.4n	0.90	0.0119	
2	89.0	0.2311	2.37n	0.40	0.0092	112.5	0.1609	3n	0.50	0.0064	187.5	0.1346	5n	0.83	0.0054	
3	61.0	0.1470	1.63n	0.27	0.0042	72.5	0.1903	2n	0.32	0.0054	112.5	0.1879	3n	0.50	0.0054	
1'	59.0	0.2221	2n	0.34	0.0120	71.5	0.1487	2.45n	0.41	0.0080	87.5	0.2453	3n	0.50	0.0132	
2'	105.0	0.1471	3.6n	0.60	0.0093	175.0	0.4078	fk	1.00	0.0258	349.5	0.2967	2fk	2.00	0.0188	
3'	108.0	0.0967	3.7n	0.62	0.0046	128.5	0.0881	4.4n	0.73	0.0042	175	0.2450	fk	1.00	0.0116	
1''	125.0	0.2165	fk	1.00	0.0215	250.0	0.0475	2fk	2.00	0.0047				0.00	0.0000	
2''	104.0	0.0799	5n	0.83	0.0096	125.0	0.4402	fk	1.00	0.0531	250.0	0.0883	2fk	2.00	0.0107	
3''	125.0	0.1177	fk	1.00	0.0103				0.00	0.0000						
f1	H~	St	H~/H	f	H~/H	f	H~	St	H~/H	f	H~/H	St	H~/H			
1	224.5	0.3856	fk	1.00	0.0124	243.0	0.1935	6.5n	1.08	0.0062	363.5	0.1359	9.7n	1.62	0.0044	
2	225	0.9121	fk	1.00	0.0364	267.5	0.2137	7.13n	1.19	0.0085	299.5	0.1882	8n	1.33	0.0075	
3	224.5	0.6717	fk	1.00	0.0192				0.00	0.0000				0.00	0.0000	
1'	116.5	0.1056	4n	0.67	0.0057	175.0	0.5223	fk	1.00	0.0281	349.5	0.0836	2fk	2.00	0.0045	
2'				0.00	0.0000				0.00	0.0000						
3'	210.5	0.0909	7.2n	1.20	0.0043	349.5	0.0552	2fk	2.00	0.0026						
1''																
2''																
3''																

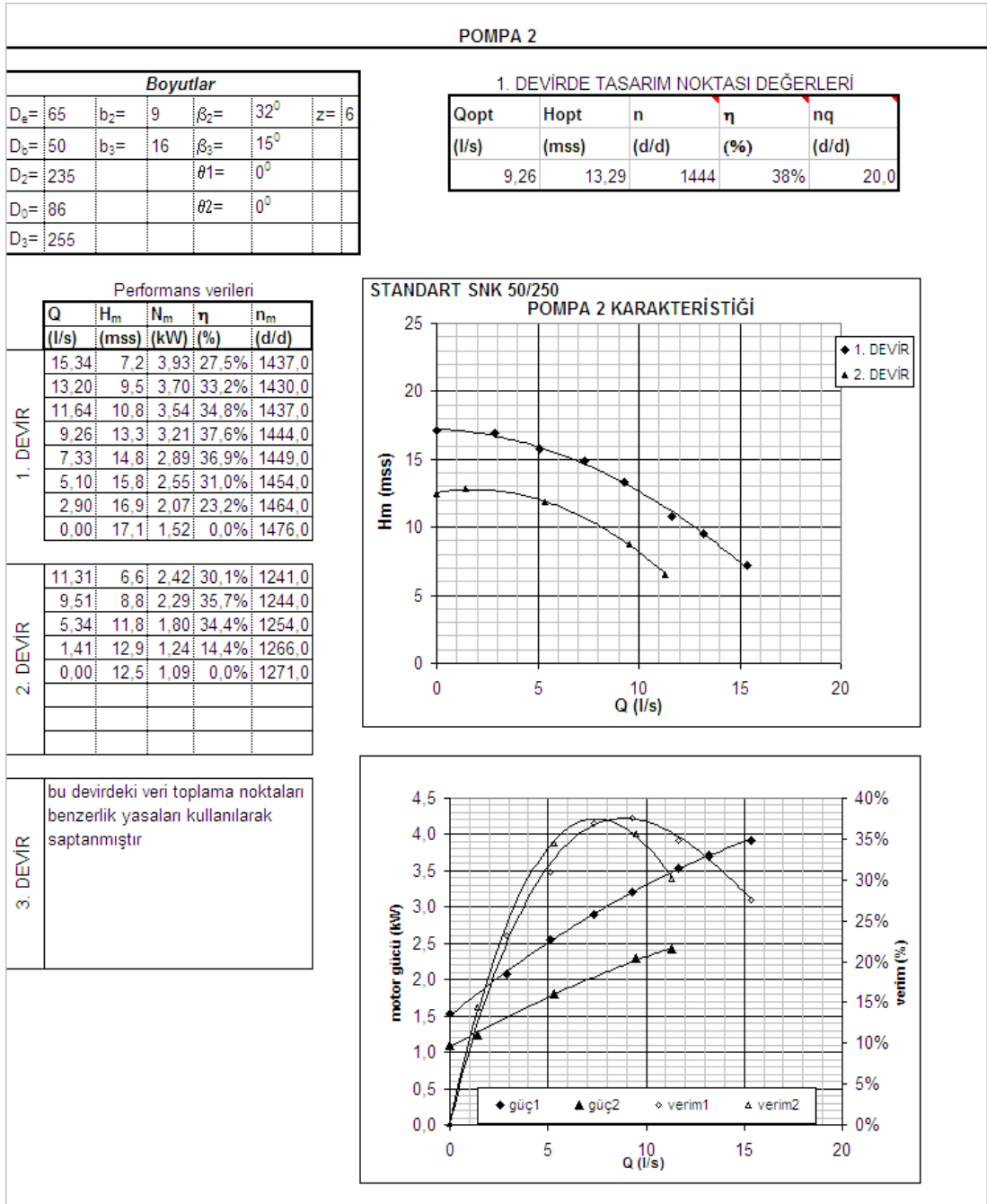
Tablo F.5. POMPA 5' den alınan verilerin tablo halinde gösterimi

nokta	Q (l/s)	H (mss)	n (d/d)	n (Hz)	f_{kg} (Hz)	f_{kg} (Hz)	λ_2	C_{2m}	Re	ψ	f_b (Hz)	H~ (mss)	St _b	H~/H
1	7.28	18.30	2818	47.0	281.8	281.8	0.957	1.79	242089	0.06300	0.1131	272.5	0.521	0.967
2	5.36	21.10	2835	47.3	283.5	283.5	0.957	1.32	178242	0.04611	0.1289	275.0	0.448	0.970
3	3.33	23.44	2871	47.9	287.1	287.1	0.957	0.82	110736	0.02829	0.1396	278.5	0.708	0.970
1'	6.60	15.26	2555	42.6	255.5	255.5	0.957	1.63	219477	0.06299	0.1147	248.0	0.355	0.971
2'	4.80	17.70	2578	43.0	257.8	257.8	0.957	1.18	159619	0.04541	0.1307	250.0	0.442	0.970
3'	3.00	19.00	2601	43.4	260.1	260.1	0.957	0.74	99762	0.02813	0.1379	253.5	0.802	0.975
1''	5.60	11.20	2185	36.4	218.5	218.5	0.957	1.38	186223	0.06250	0.1151	191.0	0.411	0.874
2''	4.20	12.98	2198	36.6	219.8	219.8	0.957	1.03	139667	0.04660	0.1319	256.0	0.359	1.165
3''	2.53	13.60	2215	36.9	221.5	221.5	0.957	0.62	84133	0.02785	0.1361	258.0	0.462	1.165
	f1 (Hz)	P1 (mss)	St	H~/H	f2 (Hz)	f2 (Hz)	P2 (mss)	St	H~/H	f3 (Hz)	P3 (mss)	St	H~/H	
1	47.0	0.1972	0.1668	0.0108	n	140.5	0.0870	0.4986	0.0048 3xn	163.5	0.0839	0.5802	0.0046 3,5xn?	
2	47.0	0.1969	0.1658	0.0093	n	141.5	0.1564	0.4991	0.0074 3xn	192.5	0.1102	0.6790	0.0052 4xn	
3	48.0	0.0960	0.1672	0.0041	n	143.5	0.2182	0.4998	0.0093 3xn	195.0	0.1656	0.6792	0.0071 4xn	
1'	42.5	0.1644	0.1663	0.0108	n	85.0	0.0879	0.3327	0.0058 2xn	127.5	0.0693	0.4990	0.0045 3xn	
2'	43.0	0.1505	0.1668	0.0085	n	150.0	0.0991	0.5818	0.0056 3,5xn?	175.0	0.0964	0.6788	0.0054 4xn	
3'	43.5	0.2568	0.1672	0.0135	n	202.5	0.1243	0.7785	0.0065 4,7xn?	228.0	0.2675	0.8766	0.0141 5,25xn?	
1''	36.5	0.2305	0.1670	0.0206	n	191.0	0.4106	0.8741	0.0367 5,25xn?	218.5	0.1238	1.0000	0.0111 $f_{kg}=zxn$	
2''	36.5	0.2052	0.1661	0.0158	n	146.5	0.1525	0.6665	0.0117 4xn	192.0	0.3080	0.8735	0.0237 5,25xn?	
3''	37.0	0.1634	0.1670	0.0120	n	172.0	0.1713	0.7765	0.0126 4,65xn?	193.5	0.4494	0.8736	0.0330 5,25xn?	
	f4 (Hz)	P4 (mss)	St	H~/H	f5 (Hz)	f5 (Hz)	P5 (mss)	St	H~/H	f6 (Hz)	P6 (mss)	St	H~/H	
1	191.0	0.1056	0.6778	0.0058	4xn	245.5	0.1952	0.8712	0.0107 5,22xn?	272.5	0.5214	0.9670	0.0285 5,8xn?	
2	247.5	0.2164	0.8730	0.0103	5,23xn?	275.0	0.4480	0.9700	0.0212 5,8xn?	461.5	0.0943	1.6279	0.0045 9,76xn?	
3	233.5	0.1003	0.8133	0.0043	~5xn	251.0	0.1734	0.8743	0.0074 5,25xn?	278.5	0.7077	0.9700	0.0302 5,8xn?	
1'	173.5	0.0809	0.6791	0.0053	4xn	198.5	0.1281	0.7769	0.0084 4,66xn?	223.0	0.1014	0.8728	0.0066 5,23xn?	
2'	200.0	0.1172	0.7758	0.0066	4,65xn	225.0	0.1087	0.8728	0.0061 5,23xn?	250.0	0.4417	0.9697	0.0250 5,82xn?	
3'	253.5	0.8019	0.9746	0.0422	5,84xn?	261.0	0.1958	1.0035	0.0103 $f_{kg}=zxn$	297.0	0.1544	1.1419	0.0081 6,85xn?	
1''	254.5	0.2595	1.1648	0.0232	7xn	318.0	0.1364	1.4554	0.0122 8,73xn?	382.0	0.0816	1.7483	0.0073 10,5xn?	
2''	219.5	0.1085	0.9986	0.0084	$f_{kg}=zxn$	256.0	0.3595	1.1647	0.0277 7xn	277.5	0.1505	1.2625	0.0116 7,57xn?	
3''	252.0	0.2305	1.1377	0.0169	6,82xn?	258.0	0.4625	1.1648	0.0340 7xn	623.5	0.1912	2.8149	0.0141 16,89xn?	
	f7 (Hz)	P7 (mss)	St	H~/H	f8 (Hz)	f8 (Hz)	P8 (mss)	St	H~/H	f9 (Hz)	P9 (mss)	St	H~/H	
1														
2														
3														
1'	248.0	0.3553	0.9706	0.0233	5,82xn	285.5	0.1533	1.0391	0.0100 6,23xn?	471.0	0.1161	1.8434	0.0076 11xn	
2'	268.0	0.1666	1.0396	0.0094	6,23xn	419.5	0.1145	1.6272	0.0065 9,76xn?	649.5	0.1102	2.5194	0.0062 15xn	
3'	426.5	0.1311	1.6398	0.0069	9,83xn	466.0	0.1150	1.7532	0.0061 10,5xn?	631.5	0.2600	2.4279	0.0137 14,56xn	
1''	436.5	0.0810	1.9977	0.0072	2xf _{kg}	594.0	0.0901	2.7185	0.0080 16,3xn?	721.5	0.1029	3.3021	0.0092 19,8xn?	
2''	427.0	0.1102	1.9427	0.0085	11,66xn?	847.0	0.1299	3.8535	0.0100 23,12xn?					
3''	688.0	0.0934	3.1061	0.0069	18,64xn?	795.5	0.0840	3.5914	0.0062 21,55xn?	839.0	0.1083	3.7878	0.0080 22,73xn?	

EK G Deneylerde Kullanılan Pompa'nın Karakteristik Eğrileri



Şekil G1. Pompa 1 karakteristi k eğrileri



Şekil G2 Pompa 2 karakteristik eğrileri

POMPA 3

Boyutlar

$D_e=$	125	$b_2=$	22.5	$\beta_2=$	26°	$z=$	7
$D_b=$	125	$b_3=$	28	$\beta_3=$	17°		
$D_2=$	250			$\theta_1=$	81°		
$D_0=$	126			$\theta_2=$	0°		
$D_3=$	255						

1. DEVİRDE TASARIM NOKTASI DEĞERLERİ

Q_{opt} (l/s)	H_{opt} (mss)	n (d/d)	η (%)	nq (d/d)
46.10	29.52	1967	64.5%	33.3

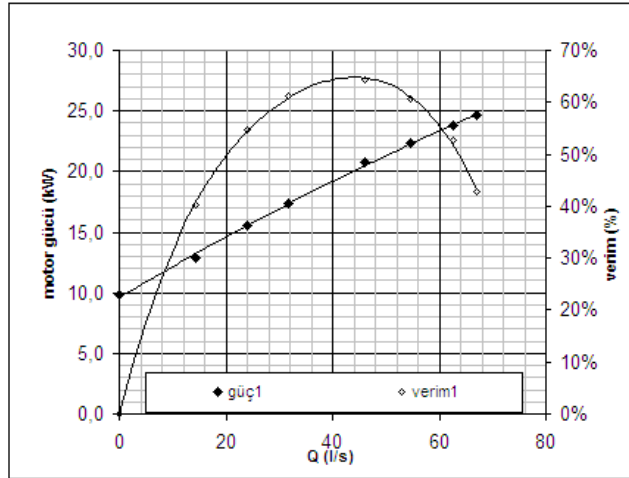
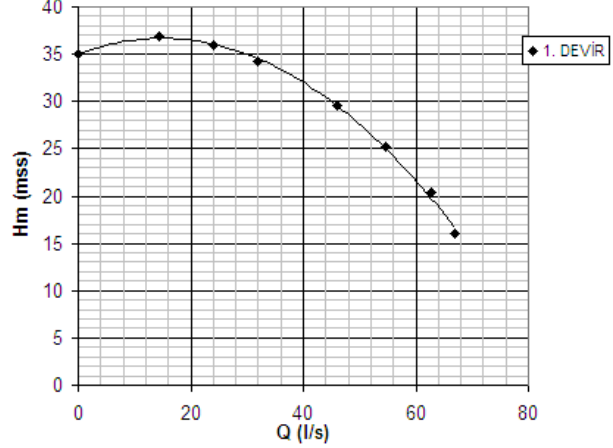
Performans verileri

Q (l/s)	H_m (mss)	N_m (kW)	η (%)	n_m (d/d)
67.00	16.0	24.7	42.7%	1968.0
62.70	20.4	23.8	52.8%	1968.0
54.60	25.3	22.3	60.5%	1968.0
46.10	29.5	20.7	64.5%	1967.0
31.80	34.2	17.4	61.4%	1967.0
24.10	36.0	15.6	54.6%	1968.0
14.30	36.9	12.8	40.3%	1968.0
0.00	35.0	9.8	0.0%	1968.0

veri toplanan devirlere ait karakteristik eğriler benzerlik yasaları kullanılarak elde edilmiştir

TÜRBOSAN TÜR-Y

POMPA 3 KARAKTERİSTİĞİ



Şekil G3. Pompa 3 karakteristik eğrileri

POMPA 4

Boyutlar

$D_e=$	125	$b_2=$	32.5	$\beta_2=$	27°	$z=$	6
$D_b=$	100	$b_3=$	41	$\beta_3=$	17°		
$D_2=$	214			$\theta_1=$	68°		
$D_0=$	137			$\theta_2=$	0°		
$D_3=$	223						

1. DEVİRDE TASARIM NOKTASI DEĞERLERİ

Q_{opt} (l/s)	H_{opt} (mss)	n (d/d)	η (%)	nq (d/d)
46.00	30	2250	60,3%	37,6

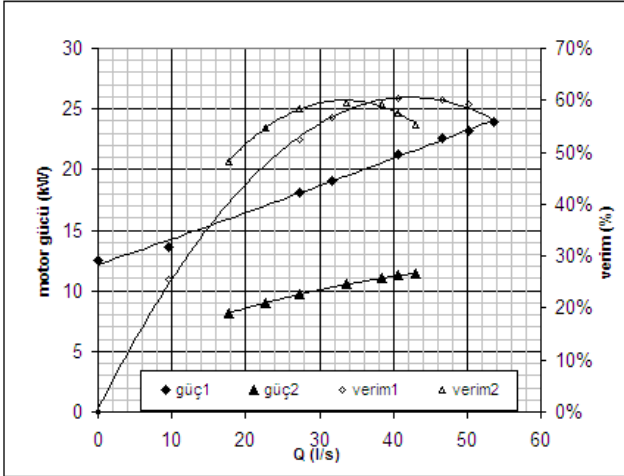
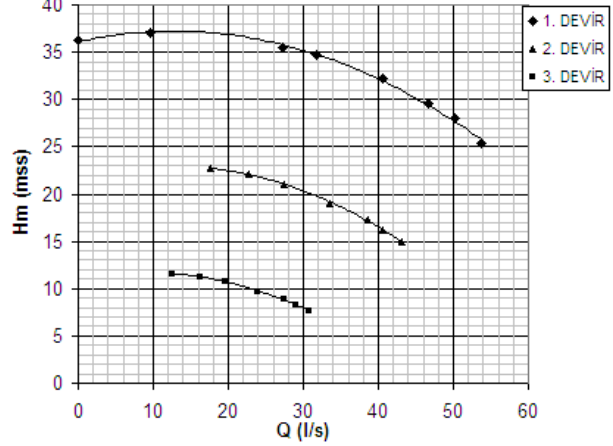
Performans verileri

Q (l/s)	H_m (mss)	N_m (kW)	η (%)	n_m (d/d)
53.69	25.3	23.9	55.7%	2250.0
50.15	28.0	23.2	59.2%	2250.0
46.74	29.6	22.5	60.1%	2250.0
40.63	32.2	21.3	60.3%	2250.0
31.75	34.8	19.1	56.8%	2250.0
27.33	35.5	18.1	52.4%	2250.0
9.52	37.1	13.6	25.4%	2250.0
0.00	36.2	12.5	0.0%	2250.0

43.12	14.9	11.4	55.2%	1750.0
40.62	16.2	11.2	57.4%	1750.0
38.57	17.3	11.1	59.3%	1750.0
33.60	19.0	10.5	59.4%	1750.0
27.40	21.1	9.7	58.4%	1750.0
22.78	22.1	9.0	54.8%	1750.0
17.71	22.7	8.2	48.2%	1750.0

30.80	7.6			
29.01	8.3			
27.55	8.8			
24.00	9.7			
19.57	10.8			
16.27	11.3			
12.65	11.6			

STANDART SNK 100/200 POMPA 4 KARAKTERİSTİĞİ



Şekil G4. Pompa 4 karakteristik eğrileri

POMPA 5

Boyutlar

$D_e=$	50	$b_2=$	10	$\beta_2=$	36°	$z=$	6
$D_b=$	50	$b_3=$		$\beta_3=$			
$D_2=$	135			$\theta_1=$	0°		
$D_0=$	30			$\theta_2=$	0°		
$D_3=$							

1. DEVİRDE TASARIM NOKTASI DEĞERLERİ

Q_{opt} (l/s)	H_{opt} (mss)	n (d/d)	η (%)	$n\eta$ (d/d)
7.25	18.23	2820	41.2%	27.2

Performans verileri

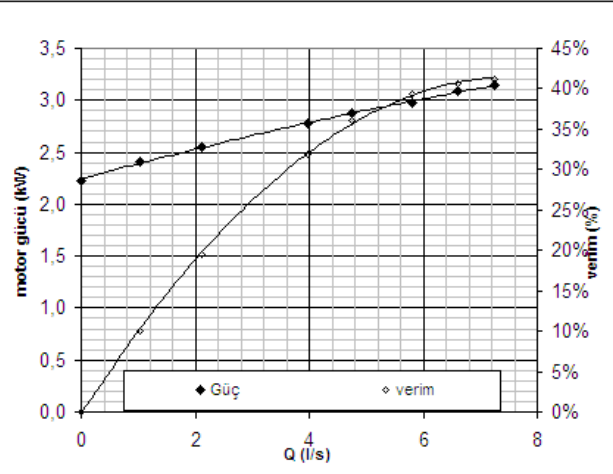
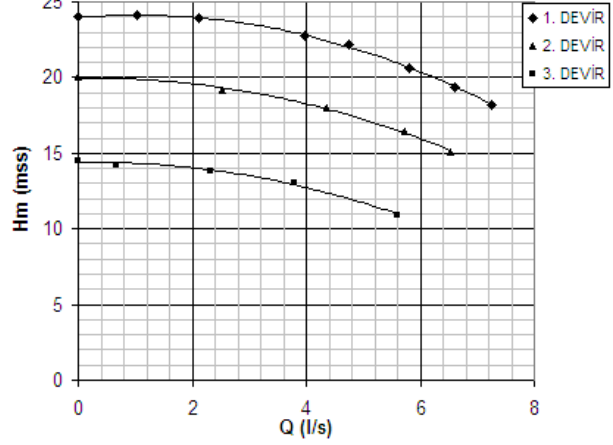
Q (l/s)	H_m (mss)	N_m (kW)	η (%)	n_m (d/d)
7.25	18.2	3.14	41.2%	2820.0
6.60	19.4	3.09	40.7%	2824.0
5.80	20.6	2.98	39.3%	2828.0
4.75	22.2	2.87	36.0%	2832.0
3.97	22.7	2.78	31.8%	2835.0
2.12	23.9	2.55	19.5%	2864.0
1.02	24.1	2.41	10.0%	2909.0
0.00	24.0	2.23	0.0%	2954.0

1. DEVİR				
2. DEVİR	0.00	20.0		2640.0
	2.52	19.2		2614.0
	4.37	18.0		2589.0
	5.73	16.5		2570.0
	6.54	15.1		2560.0

3. DEVİR				
	0.00	14.5		2233.0
	0.67	14.3		2230.0
	2.33	13.8		2214.0
	3.80	13.1		2198.0
	5.60	10.9		2181.0

TÜRBOSAN

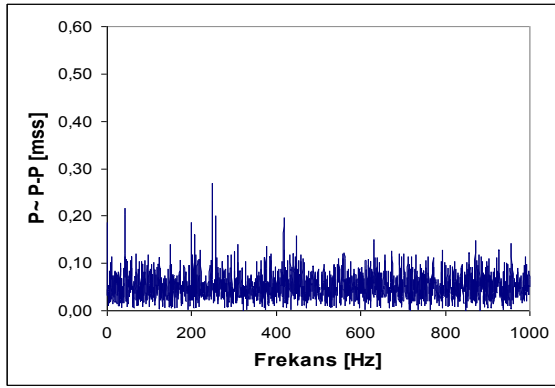
POMPA 5 KARAKTERİSTİĞİ



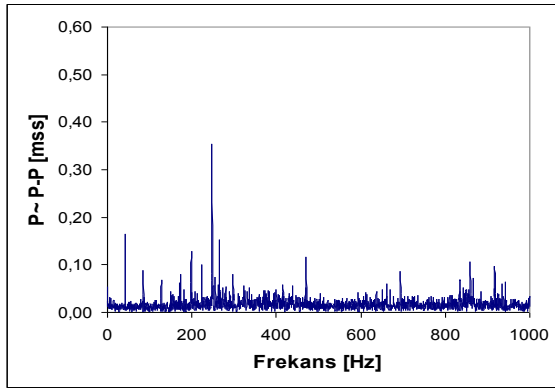
Şekil G5. Pompa 5 karakteristik eğrileri

EK H Veri Toplama Sistemi Kurulurken Karşılaşılan Sorunlar

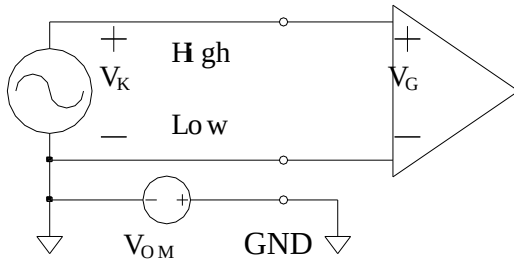
Veri toplama sistemleri kurulurken dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan biri de kablo bağlantılarının doğru yapılmasıdır. Pompa 5 ile yapılan ön çalışmalarda böyle bir sorunla karşılaşılmış sinyallere karışan parazit (gürültü) sebebi nin kablola ma termi nali ndeki kablo bağlantılarının yanlış yapılmış olmasından kaynaklandığı anlaşılmıştır (Şekil H1, H2). Daha sonra bu sorun giderilerek deneyler tekrarlanmıştır. Şekil H3.' de veri toplama kartının kullanma kılavuzunda belirtilen diferansiyel sinyal için doğru bağlantı gösterilmiştir.



Şekil H1. 5 numaralı pompa kablo bağlantısının yanlış olduğu halde alınan sinyalin spektrumu



Şekil H2. 5 numaralı pompa kablo bağlantısı düzeltildikten sonra alınan sinyalin spektrumu



Şekil H3. Doğru kablola ma dı yagra m

Veri toplama sistemi kurulma aşamasındayken en çok zaman harcanan konu veri aktarımkartının deney için kullanılacak olan bilgisayara adaptasyonu olmuştur. PCL 1800 yüksek performanslı bir kart olmasına karşın eski bir modeldir ve bilgisayara veri giriş çıkışı ISA yuvası üzerinden gerçekleşmektedir. Dolayısıyla piyasaya yeni çıkan bilgisayarlarda genellikle ISA yuvası olmadığından laboratuvar da bulunan eski bir celeron 333 makine kullanılmıştır. Aslında veri toplama kartlarının teknolojisi günümüz bilgisayarları gibi hızla değiştiğinden performans açısından eski bir kart kullanmak sorun değildir; ancak günümüz bilgisayarlarıyla daha kolay bir uyum için PCI yuvasına uyan kartları, hatta diz üstü bilgisayarlarda sıkça kullanılan yeni veri giriş çıkış standardı olan PCMCIA yuvaya uygun kartları tercih etmek daha mantıklı olacaktır.

Kartın kontrolü ve kullanımı için ilk olarak SCOPE 1800 adlı program gerekli sürücü dosyalarını içeren PCL-1800.exe adlı dosyayla birlikte bilgisayarın sabit belleğine yüklendi ve kuruldu; ancak kartın bu programla iletişiminde bir sorun olduğu ve kullanılmadığı görüldü. Sorunun kullanılan bilgisayara yüklü olan Windows 98 işletim sistemi ile sürücü dosyalarını içeren PCL1800.exe adlı dosyanın uyumsuzluğundan kaynaklandığı düşünüldü, çünkü daha önceden yapılmış olan çalışmada [34] ve halen hidro mekanik laboratuvarında sürmekte olan bir yüksek lisans tez çalışmasında [35] aynı marka aynı model kart SCOPE 1800 adlı programla kontrol edilebilmekte olup aradaki tek fark işletim sisteminin MS-DOS olmasıdır. Bu düşünceden hareketle işletim sisteminin MS-DOS'a çevirerek yapılan deneylerde sonuç vermiştir ve bu hazır programın neden çalışmadığı halen anlaşılamamıştır.

Bir sonraki aşamada PCL1800 model kart satın alındığında kartla birlikte deneme sürümü olarak verilmiş olan GEN E-DAQ adlı hazır program denenmiş ve bu program kullanılarak kartın kontrol edilebildiği belirlenmiştir; ancak GEN E-DAQ adlı bu program esas itibarıyla otomasyon uygulamaları için yazılmış bir program olduğundan analog giriş işlevi kullanılırken örneklem frekansı 100 Hz'in üstüne çıkmamaktadır. Merkezkaç pompa çıkışında rastlanacak periyodik basınç çalkantılarının 0-400Hz arasında kendini göstereceği tahmin edildiğinden bu programda yürütülen çalışmanın amacına uygun olarak kullanılmamıştır.

MATLAB programı kullanılarak veri toplama kartı kontrol edilebilmiş olmakla birlikte bu optimum bir çözüm olmamıştır. MATLAB kendisi çok kapsamlı bir program olduğundan ötürü bilgisayarın birincil belleğinde (RAM) fazlasıyla yer

kaplanmaktadır. Bu da kartın A/D çevrini yaparken sorunsuz biçimde gerçekleştirebileceği örnekleme hızını/frekansını kısıtlamaktadır. Kullanılan kartın ISA yuvasına uyumlu olmasından ötürü kullanılan PC'nin belleğinin artırılması da mümkün olmadığından kurulan sistemle sorunsuz ulaşılabilen örnekleme frekansı 3-4kHz mertebelerindedir. Yürütülen çalışmada 2kHz örnekleme hızı yeterli olduğundan bu kısıtlama bir sorun oluşturmamıştır; ancak kartın performansı tam anlamıyla kullanılamamıştır. Buna karşın aynı donanımın SCOPE 1800 adlı programla çalıştırıldığı sistemde [33] kartın performansından tam anlamıyla yararlanılabilmekte, kartın maksimum A/D çevirme hızı olan 200kHz'e ulaşılabilir. Bu anlamda MATLAB kullanılarak kurulmuş olan veri toplama sistemi optimum bir çözüm olmakla birlikte çalışmanın gerektirdiği deneylerin gerçekleştirilebilmesi sağlanmıştır.