



T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SIVI TAŞIMA BORULARINDA TİTREŞİM ANALİZİ

GÖKHAN AYTAÇ SANDIKÇI

Ağustos 2010

T.C.
NİĞDE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SIVI TAŞIMA BORULARINDA TİTREŞİM ANALİZİ

GÖKHAN AYTAÇ SANDIKÇI

Yüksek Lisans Tezi

Danışman

YRD. DOÇ.DR. MENDERES KALKAT

Ağustos 2010

Gökhan Aytaç SANDIKÇI tarafından Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT danışmanlığında hazırlanan "Sıvı Taşıma Borularında Titreşim Analizi" adlı bu çalışma jürimiz tarafından Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Osman ÖZSOY (Erciyes Üniversitesi)

(Unvan, Adı Soyadı) (Kurumu)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yusuf CUNEDİOĞLU (Niğde Üniversitesi)

(Unvan, Adı Soyadı) (Kurumu)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT (Niğde Üniversitesi)

(Unvan, Adı Soyadı) (Kurumu)

ONAY:

Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından .../.../20... tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu'nun .../.../20... tarih ve sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

...../...../20...

Doç. Dr. Nurettin ACIR
MÜDÜR

ÖZET

SIVI TAŞIMA BORULARINDA TİTREŞİM ANALİZİ

SANDIKÇI, Gökhan Aytaç

Niğde Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman

:Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT

Ağustos 2010, 50 sayfa

Bu çalışmada, sıvı taşıma hatlarında kullanılan taşıma borularında oluşan titreşimleri analiz ederek muhtemel sonuçları üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Amaca uygun olarak işletme şartları mantığı aynı olan bir prototip dizayn edilerek, çalışma koşullarında deneyler yapılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Titreşim, Enerji Kaybı, Kestirimci Bakım Analizi, CSI 1018

SUMMARY

VIBRATION ANALYSIS OF FLUID TRANSPORT PIPES

SANDIKÇI, Gökhan Aytaç

Nigde University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assistant Professor Dr. Menderes KALKAT

August 2010, 50 pages

In this study, fluid carrying pipes which are used in conveying vibration analysis were conducted on th possible consequences. Business purposes in accordance whit the terms of prototype designed by the same logic, the experiments were performed in working conditions.

Keywords: Vibration, Energy Loss, Analysis of Predictive Maintenance CSI 1018

ÖNSÖZ

Günümüz dünyasında endüstriyel hammaddelerin taşınması oldukça önemli bir konudur. Doğalgaz, petrol, su vb sıvıların taşınması sırasında oluşan titreşimler buldukları bölgelerde yer kaymalarına sebep olabilirler. Bu titreşimler boru sistemlerinde aşırı yorulmalara ve gürültülere sebep olur. Ayrıca, tesislerde büyük parasal kayıplara ve can kayıplarına yol açabilecek arızalara da sebep olabilir. Bu çalışmada, uygun bir sıvı taşıma sistemi tasarlanmış ve sistem gerçek çalışma şartları sırasında sisteme bağlı elemanların çalışma sırasında oluşturdukları titreşimlerin sistem üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, değerli danıőmanım Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT'a, ayrıca, eğitim hayatım boyunca benden maddi manevi hiçbir yardımını esirgemeyen muhterem insan babam Mikail SANDIKÇI'ya ve anneme içten teőekkürlerimi bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iii
SUMMARY	iv
ÖNSÖZ	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
GRAFİKLER DİZİNİ.....	xi
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ.....	xii
BÖLÜM I. GİRİŞ.....	1
1.1 Konunun Önemi	1
1.2 Çalışmanın Amacı	1
1.3 Literatür Özeti	1
BÖLÜM II. KORUYUCU BAKIM.....	5
2.1 Makine Arıza Zamanlarının Tahmini ve Önemi	5
2.2 Kestirimci Bakım	5
2.2.1 Ölçüm ve analizin kestirimci bakım planlamasındaki önemi	6
2.3 Kestirimci Bakım Teknikleri.....	7
2.3.1 Arıza olduğu zaman bakım	7
2.3.2 Zaman bazlı koruyucu bakım.....	7
2.3.3 Erken uyarıcı dinamik bakım	8
2.4 Titreşim Analizi.....	8
2.5 Deney Tesistatının Endüstrideki Kullanım Alanları	9
BÖLÜM III. AKIŞKAN TAŞIYAN BORU HATLARININ TİTREŞİMİ.....	10
3.1 Giriş	10
3.2 Borularda Titreşimi Oluşturan Sebepler.....	10
3.2.1 Dış etkenlerin oluşturduğu boru titreşimleri	10
3.2.2 Akışkan akışının oluşturduğu boru titreşimleri.....	11
3.3 Akışkan Taşıyan Boruların Titreşim Modeli	16
3.3.1 Akışkan taşıyan borunun titreşiminin hareket denklemi	17
BÖLÜM IV. DENEY DÜZENİĞİNİN GENEL YAPISI.....	20
4.1 Giriş	20

4.2 Deney Sistemi	21
4.2.1 Santrifüj pompa	21
4.2.2 Su deposu	22
4.2.3 Borular	22
4.2.4 Manometre	22
4.2.5 Kompansatör	23
4.3 CSI Makine analizörü	24
4.4 CSI Master Trend MTWIN-1 Kestirimci Bakım Programı	25
BÖLÜM V. DENEYİN YAPILIŞI	27
5.1 Sistemde Yapılan Ölçümler	27
5.1.1 Motor dıştan yatay noktasında	27
5.1.1.1 Hat 1 için elde edilen grafikler.....	27
5.1.1.2 Hat 2 için elde edilen grafikler.....	29
5.1.1.3 Hat 3 için elde edilen grafikler.....	31
5.1.2 Motor dıştan dikey noktasında	33
5.1.2.1 Hat 1 için elde edilen grafikler.....	33
5.1.2.2 Hat 2 için elde edilen grafikler.....	34
5.1.2.3 Hat 3 için elde edilen grafikler.....	36
5.2 Genlik Ölçümü	38
BÖLÜM VI. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	41
BÖLÜM VII. KAYNAKLAR	42
EKLER	43

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 5.1 Normal sistem için düz boru sistemi.....	38
Çizelge 5.2 Dirsekli boru sistemi.....	39
Çizelge 5.3 Baypas Sistemi.....	39
Çizelge 5.4 Kompansatörlü sistem için düz boru sistemi.....	39
Çizelge 5.5 Dirsekli boru sistemi.....	39
Çizelge 5.6 Baypas sistemi.....	40

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Vorteks oluşum mekanizmasının şematik gösterimi.....	11
Şekil 3.2 Akış rahatsızlığının ve boru hareketinin kaynakları ve akış-yapı etkileşimi...	13
Şekil 3.3 Poisson eşleşmesinin oluşumu, (a) V hızında ve P – O referans basıncında akışkanın akışı (b) Akışın ani olarak durdurulması ile basıncın yükselmesi ve yayılması, (c) Boru çeperlerinin radyal büzülmesi.....	14
Şekil 3.4 Bağlantı eşleşmesinin oluşumu, (a) Basınç dalgasının sağdaki dirsekten geçişi, (b) Basınç farkı ile iki dirsekli boru köprüsünün hareketi.....	15
Şekil 3.5 Akış-yapı etkileşimine sebep olan kuvvetler.....	15
Şekil 3.6 İki ucu basit mesnetli akışkan taşıyan boru.....	17
Şekil 3.7 Akışkan taşıyan borudan alınan diferansiyel parçacıklar, (a) Akışkan, (b) Boru.....	18
Şekil 4.1 Sıvı taşıma boruları sisteminin ölçüm noktalarının yerleri.....	21
Şekil 4.2 Santrifüj pompa teknik resmi.....	22
Şekil 4.3 Kompansatör teknik resmi	24

GRAFİKLER DİZİNİ

Grafik 5.1 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için normal durum.....	27
Grafik 5.2 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için pompa civataları gevşetilmiş durum.....	28
Grafik 5.3 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için ayak kelepçeleri gevşek durum...	28
Grafik 5.4 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için kompensatörlü durum.....	29
Grafik 5.5 Motor dıştan yatay noktasında hat 2 için normal durum.....	29
Grafik 5.6 Motor dıştan yatay noktasında hat için pompa civataları gevşetilmiş durum.....	30
Grafik 5.7 Motor dıştan yatay noktasında hat 2 için ayak kelepçeleri gevşek durum....	30
Grafik 5.8 Motor dıştan yatay noktasında hat 2 için kompensatörlü durum.....	31
Grafik 5.9 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için normal durum.....	31
Grafik 5.10 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için pompa civataları gevşetilmiş durum.....	32
Grafik 5.11 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için ayak kelepçeleri gevşek durum...	32
Grafik 5.12 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için kompensatörlü durum.....	33
Grafik 5.13 Motor dıştan dikey noktasında hat 1 için normal durumu	33
Grafik 5.14 Motor dıştan dikey noktasında hat 1 için kompensatörlü durum.....	34
Grafik 5.15 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için normal durum.....	34
Grafik 5.16 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için pompa civataları gevşetilmiş durum.....	35
Grafik 5.17 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için ayak kelepçeleri gevşek durum..	35
Grafik 5.17 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için kompensatörlü durum.....	36
Grafik 5.18 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için normal durum.....	36
Grafik 5.19 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için pompa civataları gevşetilmiş durum.....	37
Grafik 5.20 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için ayak kelepçeleri gevşek durum..	37
Grafik 5.21 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için kompensatörlü durum.....	38

FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

Fotoğraf 4.1 CSI 2110 makine analizörü.....	25
Fotoğraf 4.2 CSI master trend MTWIN-1 yazılımının ana menüsü.....	26

BÖLÜM I

GİRİŞ

1.1 Konunun Önemi

Günümüz dünyasında endüstriyel hammaddelerin taşınması oldukça önemli bir konudur. Doğalgaz, petrol, su vb sıvıların taşınmaları sırasında oluşan titreşimler buldukları bölgelerde yer kaymalarına sebep olabilirler. Bilhassa kimyasal tesislerde tehlikeli sıvıların emniyetli taşınması, nükleer tesislerdeki soğutma suyu borularının emniyeti, hava taşıtlarındaki yakıt emniyet sisteminin emniyeti, petrol ve doğalgaz boru hatlarının emniyeti vb. bir çok tesislerde akışkan taşıyan boruların emniyeti çok önem taşıyan bir konudur. Bu gibi tesislerde akışkan taşıyan boru sistemlerinde meydana gelen titreşimler, sistemin performansını ve emniyetini kötü yönde etkiler. Bu titreşimler, boru sistemlerinde aşırı yorulmalara ve gürültülere sebep olur. Ayrıca, tesislerde büyük parasal kayıplara ve can kayıplarına yol açabilecek arızalara da sebep olabilir. Bu titreşimler nedeniyle boru sistemlerindeki akış debilerinin yanlış ölçülmesi de mümkündür. Akışkan taşıyan boruların titreşimi hayati açıdan çok önemli olduğu için, bu titreşimlerin kaynağının çok iyi araştırılarak tespit edilmesi ve daha sonra bu titreşimleri ortadan kaldırma yollarının araştırılması gerekmektedir.

1.2 Çalışmanın Amacı

Sıvı taşıma hatlarında kullanılan taşıma borularında oluşan titreşimleri analiz ederek muhtemel sonuçları üzerine çalışmalar yapmak amacıyla tasarlanan sistemde akış koşulları içerisinde sistemde oluşan titreşim verileri alınarak değerlendirmeler yapılmıştır.

1.3 Literatür Özeti

Pompalı sistemlerde mekanik ve akış kaynaklı (türbülans, kavıtasyon, surge, rotating stall, su darbeleri, ön dönme ve recirculation gibi ikincil akışlar vb. gibi) bir çok titreşim problemleri görülebilmektedir. Bu titreşimlerle ilgili tanı ve hesapların iyi bir şekilde yapılması, tasarım ve işletme aşamalarında karşılaşılabilecek olan sorunları en aza indirgeyecektir. Çünkü özellikle akış kaynaklı titreşimler; gürültü, debi ve basınç gibi akış ölçmelerinde hatalar, malzeme yorulması sonucunda sistem tahribatı ve önemli ölçüde enerji ve pompa performans kayıplarının oluşturduğu titreşimlerin sönümlenmesi için alınabilecek önlemlerden bahsedilmiştir [1].

Boru hatlarında (petrol, doğalgaz, temiz-pis su v.b.) akışı kontrol amacıyla kullanılan vanalar akış açısından aykırılık (süreksizlik) elemanlarıdır. Bu elemanlar, sınır tabaka ayrılmaları nedeniyle, akış ortamına sürekli olarak yaklaşık-periyodik yapıda vorteksler üretirler. Vortekslerin boru sisteminin akustik, mekanik veya termik yapısıyla akuple olması durumunda sistem emniyeti ve çevre gürültüsü açısından mühendisleri tedirgin eden problemler ortaya çıkabilmektedir. Bu çalışmada, standart klape ve klape geometrisi değiştirilmiş (elipsoid) 5/2" bir sürgülü vanadan kopan vortekslerin yapısı analiz edilmiş, kurulan model boru hattında akış (vorteks)- akustik yapı akuplajı şartları araştırılmıştır. Akış akustik yapı akuplajını ortadan kaldırmak için kararsızlığın doğal yapısının tahrik kaynağında değiştirilmesi önemlidir. Klape geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerden dolayı vortekslerin farklı frekanslarda kopması, rezonans açısından arzulan bir durumdur [2].

Gürültü, günümüzün en önemli çevre kirliliği unsurlarından biridir. Teknolojinin de gelişmesiyle birlikte gelişmek mecburiyetinde kalan makineler de çevre kirliliğine neden olabilmektedir. Makine boyutlarının büyümesi sonucu oluşan ses ve ortaya çıkarttığı gürültü çevreyi rahatsız etmektedir. Pompalar da performanslarına bağlı olarak gürültüye neden olabilecek gruptandır. Bu çalışmada ilk olarak pompalarda gürültünün ve bunu oluşturan titreşimin meydana geldiği etkenler gruplandırılmış ve bunlar açıklanmıştır. Daha sonra gürültü ölçüm tekniği ve standardı üzerinde durulmuştur [3].

Son senelerde, ince duvarlı boruların birçok koşulun ve ortamın etkisi altında göstermiş olduğu davranışlara dikkat edilmeye başlanmıştır. Bu çalışmalar, yağ, benzin endüstrileri ve hatta nükleer güç endüstrileri gibi borularda yüksek basınç istenen yerlerde çok önemlidir. Başka bir önemli konu ise; boru duvarlarında çeşitli sebeplerden oluşan titreşimlerdir [4].

S. Naguleswaran ve C.J. Williams, hem teorik hem de pratik olarak, boru duvarlarında oluşan titreşimin çok özel bir sebebini araştırmışlardır. Sıvı aktarma hızının metal boruların titreşimini etkileyen en önemli faktör olduğu bilindiği için bu çalışmada neoprene boru kullanıldı ve bu deney sonrası çıkan sonuç istenilen sonuca en yakın metal boru oldu [5].

Titreşim analizine dayalı kestirimci bakım tekniğinin işleyişi kısaca ele alınmış ve tekniğin gerçek bir sistemde yapılan uygulaması sunulmuştur. Bir santrifüj pompanın

rulmanlarının çalışabilirliği titreşim analizi yardımıyla incelenmiştir. Rulman titreşimlerinde görülen titreşim genlik artışlarından dolayı pompa rulmanları değiştirilmiş ve rulmanların tahmin edildiği gibi ömürlerini tamamlamak üzere olduğu belirlenmiştir. Yeni rulmanların takılmasından sonra titreşim seviyesinde gözle görülür bir düşüş meydana gelmiştir [6].

Akışkan hızına bağlı olarak akışkanı taşıyan boru sisteminin doğal frekansları değişmektedir. Yeterince yüksek akış hızlarında borunun doğal frekanslarının azalması nedeniyle, borunun maruz kalabileceği bir dış etki büyük genlikli titreşimlere sebep olabilmektedir. Bu durum; borunun hasar görmesine sebep olabileceği gibi çevresinde bulunan sistemlerin de zarar görmesine neden olmaktadır ve özellikle ince cidarlı esnek boruların kullanıldığı su türbinlerinde ve roket motorlarının yakıt besleme borularında önemli bir problemdir [7].

Bu alanda yapılan ilk çalışma Aitken [8] tarafından yayınlanmıştır. Yeterince yüksek akış hızlarında bir ucu serbest kauçuk borunun yaptığı hareketler ilk defa Marcel Brillouin, 1885, adındaki araştırmacı tarafından kendi kendini besleyen titreşimler (self-excited) olarak tanımlanmıştır. Marcel Brillouin'nın öğrencilerinden biri olan Bourrieres [9], ilk dikkate değer çalışma olan, Bu çalışmada, bir ucu ankastre mesnetli borunun kararlılığını incelemiştir. Doğru hareket denklemini elde etmesine rağmen analitik olarak kritik akış hızını elde edememiştir. Bu konudaki araştırmaların Arabistan petrol boru hattındaki titreşim problemi nedeniyle tekrar gündeme geldiği ve hız kazandığı görülmektedir. Ashley ve Haviland [10] tarafından yapılan çalışmalardan sonra Feodos'ev [11] akışkan taşıyan borunun hareket denklemini elde ederek iki ucundan mesnetli borunun dinamik davranışlarını incelemiştir. Housner [12] farklı bir yaklaşımla inceleme yapmıştır. Her iki araştırmacı da yeterince yüksek akış hızlarında basit mesnetli bir borunun eksenel yüke maruz bir kiriş gibi burkulduğunu bulmuşlardır. Paidoussis ve Issid [13] yayınladıkları çalışmada değişik sınır şartları için akışkan taşıyan boruların kararlılığını incelemiştir. Bu çalışma günümüze kadar yapılan bir çok çalışmaya temel teşkil etmiştir. 1993 yılında Paidoussis ve Li yayınladıkları çalışmalarında, akışkan taşıyan boruların dinamik davranışlarını inceleyen önemli çalışmalar konusunda geniş bir özet yapmışlardır. Kaynakçalarında yaklaşık ikiyüzotuz çalışmadan bahsetmektedirler [14]. Akışkan taşıyan borularda oluşan titreşim problemlerinin yapısal değişiklik veya pasif kontrol yöntemleriyle sınırlandırılması mümkün olabilmekle birlikte, günümüzde gelişen teknoloji, titreşimleri aktif olarak

sönümleyecek ve sistemlerin kararlılığını dinamik olarak iyileştirecek yöntemlerin ve cihazların geliştirilmesine imkan vermektedir. Balas [15,16], borular gibi elastik sistemlerin titreşimlerinin aktif olarak sönümlemenin genel çerçevesini çizmiştir. Bu çalışmada akışkan taşıyan borunun titreşimlerinin aktif kontrolünde iki farklı yaklaşımın incelemesi yapılmıştır. Birinci yaklaşım, kök atama yöntemiyle regülatör tasarımı, ikinci yaklaşım durum değişkenlerinin geri beslemesine dayalı, lineer karesel (LQR) regülatör tasarımıdır. Her iki yaklaşımla regülatör tasarımındaki temel hedef, borunun ilk iki titreşim biçimini sönümlemektir.

BÖLÜM II

KORUYUCU BAKIM

2.1 Makine Arıza Zamanlarının Tahmini ve Önemi

Günümüz işletmelerinde verimliliği arttırmak, kazancın ve rekabet etme yeteneğinin artırılması anlamına geldiği için, önemli bir hedeftir. Bunu sağlamak için çalışanların verimliliğini artırmanın yanı sıra, eldeki makine ve ekipman kullanım yüzdelерinin de artması gerekir. İyi bir bakım planlaması ile makine arızaları nedeniyle duruşları azaltmak mümkündür. Öte yandan günde 24 saat üretim yapan makinelerin olası arızalarını önceden tahmin edebilmek, arızaya hazırlıklı olmak ve derhal müdahale etmek açısından büyük avantaj sağlayacaktır[18].

2.2 Kestirimci Bakım

Yeni kurulan ve mevcut tesislerin üretim kapasitesinin ekonomik gelişmeye yeterince katkıda bulunabilmesi için verimli bir düzeyde çalıştırılması gerekir. Verimli bir işletme ortamına olanak vermeyecek şekilde kurulan tesislerde, işletmenin çalışması süresince sorunlar çıkmakta, buda amaçlanan üretim düzeylerine ulaşamamasına neden olmaktadır. Kapasitenin düşük düzeyde kullanılmasında en büyük payı arıza nedeni ile makine duruşları almaktadır. Yetersiz bakım onarım kalite ve verimin düşmesine, bu nedenle maliyetlerin artmasına yol açtığı gibi aşırı yıpranmalar nedeni ile makinelerin ömürlerinin kılmasına sebep olmaktadır. Nitekim bu harcamalar nedeni ile gerekenden daha fazla makine ve teçhizat ihtiyacı ortaya çıkmakta ve bunun neticesi finansman sıkıntısı artmakta ödemeler dengesi olumsuz yönde etkilenmektedir. İşletmelerde az bir yatırım ile önemli kazançlar elde edilebilecek sahalarda başında bakım fonksiyonu gelmektedir[19].

Bu metot, makine veya teçhizatın sürekli gözlenmesi ve işlem görme şartlarının ve bunların zamanla gelişiminin analiz edilmesini içerir. Makinenin durumunun gözlenmesi için müracaat edilen bir uygulamadır. Ve bu uygulama başlangıç anında, normal işlem ve kapama fazlarında yapılır. Bu veri işlemeden kazanılan bilgi işlemdeki herhangi bir anormalliği açıklayacak ve gerekli faaliyetlerde karar vermeyi mümkün kılacaktır. Bu metot, genellikle herhangi bir müdahaleyi planlamayı ve makine veya teçhizat duruşlarını çok küçük düzeyde tutmayı mümkün kılacaktır. Diğer durumlar arasında, yedek parçaların yönetimini basitleştirir ve duruşların (kesintilerin) süresini azaltır[19].

Kestirimci bakım için gerekli şartlar şu şekilde sıralanabilir. Yukarıda belirtildiği gibi, makine durumunu gözleme, kestirimci bakımı gerçekleştirmek için mutlaka gereklidir. Bu gözleme, makine veya teçhizatın farklı parametreleriyle ilgili veri işlemeye dayanır. Örneğin bu parametreler aşağıdaki gibi olabilir[19].

- a) Mutlak veya nisbi titreşim,
- b) Sıcaklık,
- c) Basınç,
- d) Güç ,
- e) Açısal hız,
- f) vb.

2.2.1 Ölçüm ve analizin kestirimci bakım planlamasındaki önemi

Kestirimci bakım planlamasında esas olarak titreşim ölçümü metodu kullanılmaktadır. İşletmenin ve operasyonlarının durumuna göre, basınç fark ölçümü, sıcaklık ölçümü, gürültü ölçümü, tek başına veya alınan titreşim ölçümünü desteklemek amacı ile kullanılmaktadır. Titreşim hareketli ekipmanların çalışmaları esnasında ekipmanı meydana getiren elemanların düzensiz hareketleri sonucu ortaya çıkmaktadır. Titreşime neden olan etmen kuvvettir. Titreşim analiz cihazları ile titreşime neden olan sebepler yaklaşık olarak belirlenebilir. Titreşim nedenlerini sıralarsak;

- Döner makinelerde balanssızlık (ayarsızlık),
- Ayar edilmemiş kalplan ve yataklar,
- Eğri şaftlar,
- Aşınmış, eksantrik olmuş veya hasarlı dişliler,
- Bozuk kayışlar veya zincirler,
- Bozuk ve rulmanlı yataklar,
- Mekanik çözülme,
- Değişik farkla sıkılmış cıvatalar,
- Elektromanyetik kuvvetler,
- Aerodinamik kuvvetler,

- Hidrolik kuvvetler... Vb.

Bu nedenlerden sadece bir tanesinin neden olduğu titreşimle karşı karşıya olunabileceği gibi, birkaç tanesi ile karşılaşmak mümkündür. Titreşim karakteristikleri ekipmanın çalışır durumdaki kondisyonunu ve mekanik problemlerinin ortaya çıkarılmasında en önemli faktörleri teşkil ederler. Bunlar titreşimin frekansı ve genliğidir. Ekipmanın titreşim problemlerinin analizinde en büyük faktör frekans olup, bunun bilinmesi ile, ekipmanın hangi elemanlarınca problemlerin var olduğu ortaya çıkacaktır. Titreşime neden olan kuvvet, ekipmanın dönmesinden dolayı belirli bir frekansta etkili olacaktır. Değişik mekanik problemler genelde değişik frekanslarda ortaya çıkacağından, frekansın, analiz olayında belirlenmesi çok önemli faktör olarak kendisini gösterecektir. Örnek: Balanssızlıktan kaynaklanan titreşim frekansı ekipmanın devir sayısına eşittir. Mekanik çözülmeden kaynaklanacak titreşim frekansı ekipman devir sayısının iki katına eşit olur. Titreşim genliği, frekans değerlerine karşılık gelecek şekilde değerlendirilir. Genliğin belirlenmesi deplasman, hız veya ivme konumlarında olur[19].

2.3 Kestirimci Bakım Teknikleri

2.3.1 Arıza olduğu zaman bakım

Bir üretim işlem akışı içinde görev gören ve pahalı olmayan veya yedeği olan makineler genellikle arızalana kadar çalıştırılırlar. Burada üretimde, makinenin duruşu veya tamamen işlevini yerine getiremez duruma gelmesiyle meydana gelen azalma diğer makinelerle hemen üretim akışına devam edilebildiğinden yeni bakım metotlarını kullanmakla kazanılacak ekonomiklik ve güvenilirlikteki sürekli bir avantaj ortadan kalkmaktadır. Dolayısıyla bu gibi durumlarda bu yöntem daha doğru bir makine bakım yöntemi uygulaması olmaktadır.

Bu yöntem çok sayıda ilk yatırım maliyeti çok yüksek olmayan makinelerle üretim yapan tesislerde ve küçük tip imalathanelerde uygulanmaktadır. Makinenin arıza anında bir yedeği yoksa program dışı bir bakım gerekli olacaktır. Ancak makinelerin yedeklerinin bulundurulması hem sermaye yönünden hem de depolama yönünden büyük bir yük getireceği düşünülürse çok riskli bir çözüm örneği teşkil etmektedir.

2.3.2 Zaman bazlı koruyucu bakım

Önemli makinelerin yedeklerinin bulunmadığı yerlerde yada belirlenen üretim programını aksatan duraklama ve tamiratın ağır parasal kayıplara yol açtığı durumlarda

bakım işlemleri belirli bir bakım programına göre sabit zaman aralıkları ile gerçekleştirilir. Bu yüzden sistem zaman bazlı koruyucu sistem olarak adlandırılır.

Bakım periyodu genellikle istatistiksel olarak veya tecrübelerle dayanarak belirlenir. Bu ise şu şekilde gerçekleştirilir; makinelerin yeni alındığı yada yeni bakımların yapıldığı zaman ile makinelerden en çok %2' sinin arızalandığı zamana kadar geçen süre sonunda makine bakım yapılması öngörülür. Şunu da belirtmek gerekir ki zaman bazlı bakım yöntemi gereksiz makine parça, mekanizma ve sistem değişikliklerini de içerdiğinden ekonomik olmaktan uzak bir yöntemdir.

2.3.3 Erken uyarıcı dinamik bakım

Bu yöntemle her bir makine ayrı, bağımsız olarak ele alınır ve sabit zaman aralıklı ölçümlerle her bir makineden alınan veriler değerlendirilir ve bakım zamanı ve bakım yapılacak olan makine parçası teşhis edilir.

Erken uyarıcı dinamik bakım yönteminin uygulanması şu şekilde gerçekleştirilebilir; rutin ölçümler alınıp bunların kabul edilebilir bir maksimum değerle karşılaştırılması yapılır ve ölçüm değerlerindeki bozulma eğiliminin belirlenip kabul edilemez değerlere ne zaman ulaşacağını tahmini yapılır. Tahmin yaparken ekstrapolasyon yöntemi kullanılmakta ve bakım zamanı böylece belirlenmektedir.

Erken uyarıcı dinamik bakım sırasında makine başında elde edilen ölçümler laboratuvarda analiz edilmekte ve değerlendirilerek hatalar ve hataların gelişimi izlenmektedir. Hatayı oluşturan neden belirlenir ve böylece hata teşhisi yapılır. Bu, teşhis yönteminin en önemli aşamasıdır. Kontrol edilen parametreye (titreşim, sıcaklık, basınç, aşınma, sızıntı, v.b) göre bu kontrol değişik kriterler göz önüne alınarak yapılır.

Erken uyarıcı dinamik bakım son 15 yıl içerisinde bütün endüstriyel ülkelerde yaygın hale gelmiştir. Özellikle üretimin durmasının bakım için bile olsa hem ekonomik hem de üretim sisteminin devamlılığı yönünden sakıncalı olduğu durumlarda bu yöntemin uygulanması gerekli hale gelmiştir. Özellikle bazı tesislerde bu metod uygulaması kaçınılmazdır. Buna elektrik santralleri, çimento sanayi, cam, kağıt, Petro-kimya sanayi ve madencilik sektörleri olarak gösterilebilir.

2.4 Titreşim Analizi

Arıza yapan makinelerin bakım ve onarımı hem zahmetli, hemde maliyetlidir. Beklenmeyen arızalarda bakım ve onarım uzun sürer, yedek parça bulmak zorlaşır, bu

arada da üretim kayıpları ve maliyeti artar. Bir makineden en yüksek verimi almak ve bakımdan kaynaklanan üretim kayıplarını en aza indirmek için bugüne kadar değişik yaklaşımlar benimsenmiştir. Arıza tahminleri yapılırken titreşim analizi metotları temel olarak kullanılır[20].

Makineler belli hasarlara maruz kaldıklarında, bu hasarlara yönelik uyarı sinyalleri verirler. En iyi uyarı sinyallerini de titreşim verir. Titreşim bir makinenin mekanik aksamlarının iç ve dış kuvvetlere karşı gösterdiği tepki davranışıdır. Farklı noktalardan alınan titreşim sinyalleri, farklı problemler göstergesi olabilirler[20].

2.5 Deney Tesisatının Endüstrideki Kullanım Alanları

Yapılan deney düzeneği, endüstri tesislerinde, birçok ortak kullanım alanlarında, insanların ikamet ettikleri mekanlarda çok yoğun şekilde kullanılmaktadır. Bütün kullanım alanlarında çok önemli bir yer teşkil etmektedir. Sözelimi endüstriyel bir tesiste tesisin ısınma ihtiyacını karşılayan sistem o tesis için çok önemli bir durumdur. Yine aynı şekilde ortak kullanım alanlarındaki ve ikamet alanlarındaki ısınma sistemleri de o alanlarda çok önemli unsurlardır. Bu sistemlerde oluşan herhangi bir arızada insanların çalışma koşulları ve konforları olumsuz şekilde etkilenecektir. Bu nedenle, bu sistemler çok önemli olup stabil olarak çalışmasını sağlamak önemli hale gelmiştir.

BÖLÜM III

AKIŞKAN TAŞIYAN BORU HATLARININ TİTREŞİMİ

3.1 Giriş

Endüstride, bilhassa kimyasal tesislerde tehlikeli sıvıların emniyetle taşınması, nükleer tesislerdeki soğutma suyu borularının emniyeti, hava taşıtlarındaki yakıt emniyet sisteminin emniyeti, petrol ve doğal gaz boru hatlarının emniyeti ve buna benzer bir çok tesislerde akışkan taşıyan boruların emniyeti çok önem taşıyan bir konudur.

Bu gibi tesislerde akışkan taşıyan boru sistemlerinde meydana gelen titreşimler, sistemin performansını ve emniyetini kötü yönde etkiler. Bu titreşimler boru sistemlerinde aşırı yorulmalara ve gürültülere sebep olur. Ayrıca, tesislerde büyük parasal kayınlara ve can kayınlara yol açabilecek arızalara da sebep olabilir. Bu titreşimler nedeniyle boru sistemlerindeki akış debilerinin yanlış ölçülmesi de mümkündür. Akışkan taşıyan boruların titreşimi hayati açıdan çok önemli olduğu için, bu titreşimlerin kaynağının çok iyi araştırılarak tespit edilmesi ve daha sonra bu titreşimleri ortadan kaldırma yolları yıllardır araştırmalara konu olmuştur.

3.2 Borularda Titreşimi Oluşturan Sebepler

Akışkan taşıyan borulardaki titreşimlerin sebepleri, iki ana grupta incelenebilir. Bunlar, dış etkenlerin oluşturduğu titreşimler ve akışkan akışının oluşturduğu titreşimlerdir.

3.2.1 Dış etkenlerin oluşturduğu boru titreşimleri

Birçok dış etken, tesislerdeki boru sistemlerinin titreşmesine sebep olabilir. Dış etkenler, sistemin kendi elemanlarından oluşan dış etkenler ve sistem haricindeki dış etkenler olarak iki ayrı grupta incelenebilir.

Sistemin kendi elemanlarından oluşan dış etkenler, sistemdeki pompa, kompresör, vantilatör, elektrik motoru, pistonlu motor gibi elemanların yaptığı etkilerdir. Bu gibi sistem elemanları borularda bir takım titreşimler meydana getirir. Örneğin, boru sistemindeki sıvı akışkana enerji veren pompa bir pistonlu pompa ise, sistemde pistonun saniyedeki çevrim sayısına eşit frekansta titreşimler oluşur. Pompayı tahrik eden motor bir pistonlu motor ise, sistemde yine benzer titreşimler meydana gelir. Sıvı akışkana enerji veren pompa bir santrifüj pompa ise, devir sayısına ve kanat sayısına bağlı olarak sistemde belli frekanslarda titreşimler oluşur. Gaz akışkanlara enerji vermek için

kompresör veya vantilatör kullanılacağından, gaz taşıyan borularda da benzer titreşimler meydana gelir.

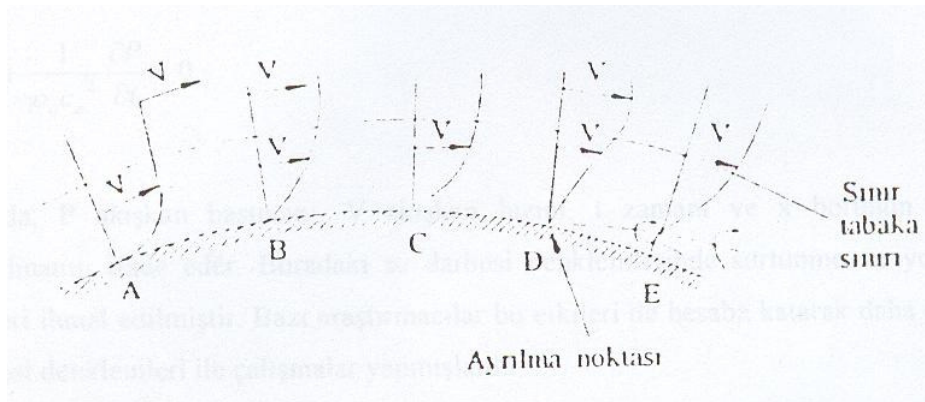
Sistem haricindeki dış etkenler ise, boru sisteminin dışarıdan bir takım mekanik unsurlarla tahrik edilmesi, karayolları ve demiryollarındaki titreşimlerin yakınında bulunan boru sistemlerine olan etkisi, herhangi bir titreşim kaynağının boru sistemlerine olan etkisi, deprem ve her türlü yer sarsıntısının boru hatlarına olan etkisi gibi nedenlerdir.

3.2.2 Akışkan akışının oluşturduğu boru titreşimleri

Sistemdeki akışı rahatsız eden herhangi bir vana, dirsek, diyafram, difüzör, geçiş parçalan, ani kesit değişimleri ve benzer unsurlar boru içerisinde basınç değişimine ve dolayısıyla vorteksler oluşmasına neden olur. Oluşan bu vorteksler boruları titreştirir.

Akışkanın boru içerisinde akışı sırasında herhangi bir nedenle meydana gelmiş olan basınç dalgalanmaları akış-yapı etkileşimi nedeniyle boruların titreşmesine sebep olur. Akışkan akışındaki su darbesi olayı, kavitasyon olayı, kolon ayrışması olayı gibi etkiler akışkanlarda ani basınç yükselmelerine ve darbeli yük oluşmasına neden olur. Bu darbeli yükler borularda geçici-rejim titreşimleri meydana getirir.

Sınır tabaka teorisine göre, boru cidarına yaklaştıkça hızın gittikçe azalması sonucu, akış yönünde basınç artması yani akışa ters yönde bir basınç gradyanı meydana gelir. Bu ters basınç gradyanı cidara çok yakın olan ve hızları zaten küçük olan akışkan partiküllerini akışın normal yönüne ters yönde hareket ettirir. Sınır tabaka ayrılması veya akışın cidardan ayrılması olarak tanımlanan bu olay sonucunda akış ile cidar arasında vorteksler ve çalkantılarla dolu bir bölge oluşur. Vortekslerin oluşma mekanizması olan bu olay Şekil 3.1 de şematik olarak görülmektedir.



Şekil 3.1. Vorteks oluşum mekanizmasının şematik gösterimi

Su darbesi olayı, akışkanın boru içerisinde akışı sırasında basıncının ani olarak değişmesi sonucu oluşur. Örneğin, valfların ani açılması ve kapanmasıyla boru içerisinde basınç dalgalanmaları meydana gelir. Bu basınç dalgalanmaları su darbesi olarak izah edilir. Ayrıca, boru içerisindeki akışkana enerji veren pompanın ani olarak çalışması ve durması su türbinlerinde oluşan yük kaybı, sismik tahrik ve boru kırılmaları da su darbesine sebep olurlar. Su darbesi, sistemdeki boru hattına ve diğer elemanlara hasar verebilecek büyük ani basınç değişimlerine neden olabilir. Bu hasarları önlemek için, genleşme tankları, hava odaları, esnek hortumlar, pompa volanları ve boşaltma vanaları gibi cihazlar kullanılarak su darbesinin etkisi azaltılabilir ve kontrol edilebilir. Pratikte bu pahalı cihazların gerekli olup olmadığına ve boyutlarının ne olması gerektiğine karar verebilmek için su darbesi analizi yapılır. Su darbesi teorisi araştırmacılarından Joukovvsky 'ye göre bir akıştaki basınç değişimi aşağıdaki ifade ile belirlenebilir.

$$\Delta P = \rho_a c_a \Delta V \quad (3.1)$$

Burada, ΔP basınç değişimini, ΔV akış hızı değişimini, ρ_a akışkan yoğunluğunu ve c_a sesin akışkan içindeki yayılma hızını ifade eder. Birçok araştırmacı, çalışmalarında su darbesi olayını klasik su darbesi teorisine göre aşağıdaki gibi iki denklem ile matematiksel olarak ifade etmektedir.

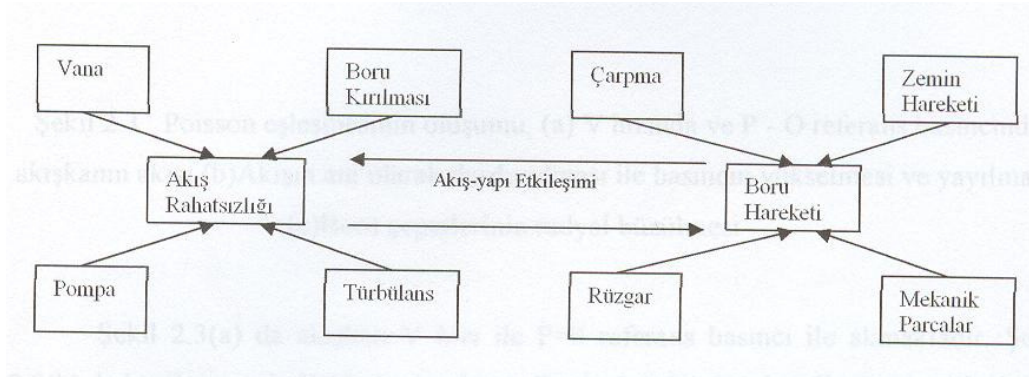
$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho_a} \frac{\partial P}{\partial X} = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial X} + \frac{1}{\rho_a C_A^2} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (3.3)$$

Burada, P akışkan basıncını, V akışkan hızını, t zamanı ve x borunun aksel koordinatını ifade eder. Buradaki su darbesi denklemlerinde sürtünme ve yerçekimi etkileri ihmal edilmiştir. Bazı araştırmacılar bu etkileri de hesaba katarak daha geniş su darbesi denklemleri ile çalışmalar yapmışlardır

Boru içerisindeki akışkanın basıncı belli bir seviyenin altına düştüğünde kavitasyon olayı meydana gelir. Gaz ve buhar kavitasyonları farklıdır. Gaz kavitasyonu, mutlak basıncın gazın doyma basıncının altına düşmesiyle oluşur. Buhar kavitasyonuna göre daha yavaştır. Akışkan basıncı buhar basıncına düşerse, buhar kavitasyonu oluşur ve sıvı içerisinde buhar boşlukları meydana gelir. Borunun uzunluğu boyunca, bu buhar boşluklarının sıvı içerisinde küçük habbeler şeklinde görülmesine yaydı kavitasyon

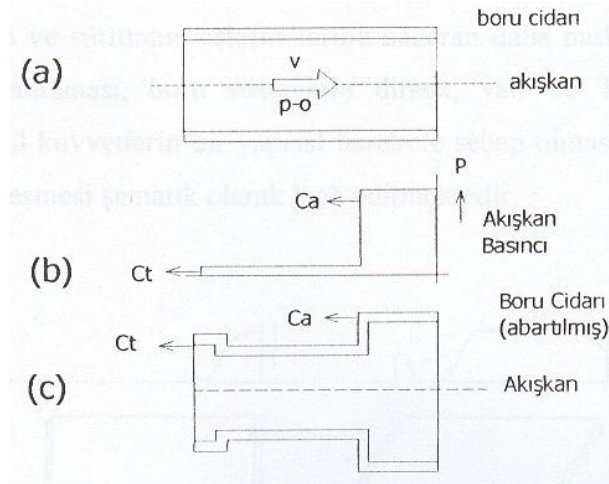
denir. Buhar boşlukları birleşir ve boru içerisinde bir bölgede büyük bir yer kaplarsa kulan ayrışması adı verilen olay meydana gelir. Kolon ayrışması genellikle boru sistemlerinin valf, pompa ve dirsek gibi bazı özel noktalarında oluşur. Kolon ayrışması, sık sık ani basınç yükselmelerine ve darbeli yüke sebep olur. Bu darbeli yük, boru sisteminde büyük titreşimler meydana getirir. Sistemin kritik noktalarındaki hava giriş valflarının pozisyonları değiştirilerek bunlardan kaçınılabılır. Kaviteasyonlu akış bölgelerinde (3.2) ve (3.3) eşitlikleri geçersiz olur. Bu bölgelerdeki akış için, birçok araştırmacı tek boyutlu iki fazlı akış modelleri kullanmıştır. Akış denklemleri ve su darbesi analizleri, bir boru içerisindeki akışkanın davranışı hakkında bilgi verir. Statik boru gerilme analizi ve yapı dinamiği analizi ise boru sisteminin davranışı hakkında bilgi verir. Akışkan analizi sonucu basınç ve hızlar ile ilgili, yapı analizi sonucu ise dinamik gerilmeler, reaksiyon kuvvetleri ve rezonans frekansları ile ilgili bilgiler elde edilir. Son yıllarda yapılan birçok araştırmalarda, akışkan ve boru sisteminin dinamiği birlikte ele alınarak incelenmektedir. Akışkandaki bir basınç pülzasyonu borunun titreşimini etkili ettiği gibi borunun bir dış etki ile titreşmesi sonucu akışkanda basınç dalgalanmaları oluşur. Akışkanın ve borunun bu şekilde birbirinden etkilenmesi olayına akış-yapı etkileşimi denir.



Şekil 3.2 Akış rahatsızlığının ve boru hareketinin kaynakları ve akış-yapı etkileşimi

Akış-yapı etkileşimi bir dinamik olaydır. Bu etkileşim, Şekil 3.2 de şematik olarak izah edilmektedir. Etkileşim, akışkan ve boru üzerindeki dinamik kuvvetlerden kaynaklanır. Bu dinamik kuvvetler yayılı ve tekil kuvvetler olarak iki guruba ayrılabilir. Yayılı kuvvetler boru boyunca etkilidirler. Örneğin, akışkan basıncının sebep olduğu kuvvet yayılı kuvvettir. Ani basınç değişimlerinde boru genişler veya büzülür. Bu da boru cidarlarında aksel gerilme dalgalarına sebep olur. Bu gerilme dalgaları, kapalı akışkanda tekrar basınç dalgalanmaları meydana getirir. Bu şekilde meydana gelen akış-

yapı etkileşimi mekanizmasına poisson eşleşmesi denir. Poisson eşleşmesi Şekil 3.3 de şematik olarak izah edilmektedir.



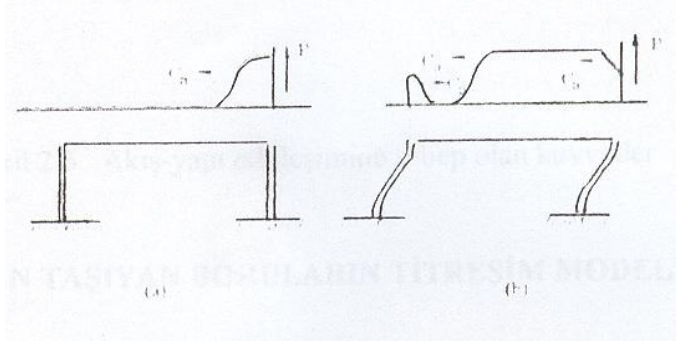
Şekil 3.3 Poisson eşleşmesinin oluşumu, (a) V hızında ve $P = 0$ referans basıncında akışkanın akışı (b) Akışın ani olarak durdurulması ile basıncın yükselmesi ve yayılması, (c) Boru çeperlerinin radyal büzülmesi

Şekil 3.3 (a) da akışkan V hızı ile $P=0$ referans basıncı ile akmaktadır. Şekil 3.3 (b) de bu akışın ani olarak durdurulması ile akışkan içine c_a hızı ile yayılan bir basınç yükselmesi meydana gelmektedir. Basınç yükselmesi Şekil 3.3 (c) de görüldüğü gibi boru çeperlerinin radyal genişlemesine sebep olmaktadır. Bu radyal genişmeden dolayı boru, basınç yükselmesinin arkasında kısalır, önünde ise uzar. Uzama, bir aksenal gerilme dalgası olarak kendini gösterir. Bu aksenal gerilme dalgası boruda c_1 hızı ile yayılır ve Şekil 3.3 (c) de olduğu gibi bir radyal büzülmeye neden olur. Şekilde bu büzülme abartılı olarak çizilmiştir. Radyal büzülme Şekil 3.3 (b) de görüldüğü gibi akışkanda ikincil bir basınç yükselmesi meydana getirir. Bu ikincil basınç yükselmesine precursor dalgası denir ve c_2 hızı ile yayılır. Precursor dalgasının c_2 yayılma hızı genellikle birincil basınç yükselmesinin et yayılma hızından daha büyüktür.

Akışkan ve boru sürtünmesinden kaynaklanan kuvvetler de yayılı dinamik kuvvetlerdendir. Sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu akış-yapı etkileşimi mekanizmasına *sürtünme eşleşmesi* denir. Sürtünme eşleşmesi birçok pratik sistemde zayıftır.

Diğer bir akış-yapı etkileşim mekanizması, *bağlantı eşleşmesidir*. Bağlantı eşleşmesi, poisson ve sürtünme eşleşmelerine nazaran daha baskın bir mekanizmadır. Bu eşleşme mekanizması, boru sisteminin dirsek, valf ve Te gibi özel bağlantı noktalarındaki tekil

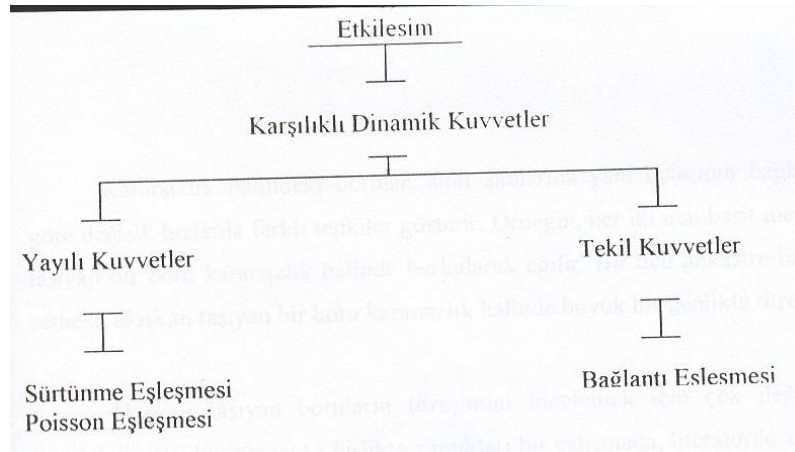
kuvvetlerin bir yapısal harekete sebep olması ile gerçekleşir. Şekil 3.4 de bağlantı eşleşmesi şematik olarak izah edilmektedir.



Şekil 3.4 Bağlantı eşleşmesinin oluşumu, (a) Basınç dalgasının sağdaki dirsekten geçişi, (b) Basınç farkı ile iki dirsekli boru köprüsünün hareketi.

Şekil 3.4(a) da bir basınç dalgasının, iki dirsekli bir boru köprüsünün sağ dirseğinden geçişi gösterilmiş, Şekil 3.4(b) de ise iki dirsek arasındaki net basınç farkının sebep olduğu boru köprüsünün hareketi şematik olarak gösterilmektedir. Meydana gelen hareketten dolayı sağ dirsekte basınç düşerken, sol dirsekte basınç yükselir. Boru köprüsünün hareketi, kendi kendini besleyen hareket oluşturacak olan akışkan basınç dalgalarını içerir.

Akışkan taşıyan boru sistemlerinde akışkan ve yapıda karşılıklı olarak meydana gelen kuvvetler ve kuvvetlerin sebep olduğu akış-yapı etkileşim mekanizmaları Şekil 3.5 de gruplandırılmıştır.



Şekil 3.5 Akış-yapı etkileşimine sebep olan kuvvetler

3.3 Akışkan Taşıyan Boruların Titreşim Modeli

Akış-yapı etkileşimi sebebiyle akışkan hareketindeki dalgalanmalar, akışkan taşıyan boruların çeperlerinde deformasyonlar dolayısıyla boruda titreşimler meydana getirir. Borudan geçen akışkanın akışı sürekli rejimde olsa bile, çok yüksek akış hızlarında eğer borunun cidar kalınlığı yeterince kalın değilse boru eğilmeye zorlanabilir hatta eğilebilir. Bu tür yüksek akış hızlarında meydana gelen eğilme zorlanmaları akışkan taşıyan boruların kararsızlığı diye adlandırılır.

Akışkan taşıyan boruların kararsızlığı istenmeyen bir durumdur. Akış hızı arttıkça yani boru kararsızlığa doğru yaklaştıkça borunun doğal frekansı azalır. Pratikte, roket motorlarının yakıt besleme hattında, su türbinlerinde ve buna benzer birçok uygulamada esnek ince cidarlı borulardan geçen çok yüksek akış hızlarının doğal frekansın düşmesine sebep olması çok önemlidir. Bu tür önemli uygulamalarda borunun doğal frekansı belli sınırların altına düşerse kararsızlık oluşur ve bu da meydana gelen gerilmeler dolayısıyla, malzeme yorulmalarına sebep olur. Akışkan hızının artmasıyla borularda meydana gelen kararsızlık durumunu en basit şekilde anlatmak için, bahçe sulama hortumunu örnek olarak vermek uygundur. Hortumdan akan suyun hızı çok yüksek değerlere ulaştığında hortumun kamçı hareketi yapacağı hemen hemen herkes tarafından bilinir. Bu kamçı hareketi hortumda meydana gelen kararsızlığın bir sonucudur.

Kararsızlık halindeki borular, sınır şanlarına yani uçlarının bağlanma şekline göre değişik hızlarda farklı tepkiler gösterir. Örneğin, her iki ucu basit mesnetli akışkan taşıyan bir boru kararsızlık halinde burkularak eğilir. Bir ucu ankastre bağ diğer ucu serbest, akışkan taşıyan bir boru kararsızlık halinde büyük bir genlikle titreşir.

Akışkan taşıyan boruların titreşimini incelemek için çok değişik modeller kurulabilir. Paidoussis ve Li birlikte yaptıkları bir çalışmada, literatürde akışkan taşıyan boruların dinamiği ile ilgili birçok modeli özetlemişlerdir. Bu modeller arasında; her iki ucu basit mesnetli, bir ucu ankastre diğer ucu serbest borular için, sürekli esnek veya eklemeli borular için, sıkıştırılabilir veya sıkıştırılmaz akışkan taşıyan borular için, sürekli veya süreksiz rejimde akış hızına sahip akışkan taşıyan borular için, lineer, nonlineer, veya kaotik titreşim yapan borular için kurulmuş olan dinamik modeller vardır. Yerçekimi, malzeme sönümü, dış aksenal yük, basınç, viskoz sönüm, elastik mesnet gibi etkilerin dahil olduğu veya-hariç olduğu modeller de vardır.

3.3.1 Akışkan taşıyan borunun titreşiminin hareket denklemi

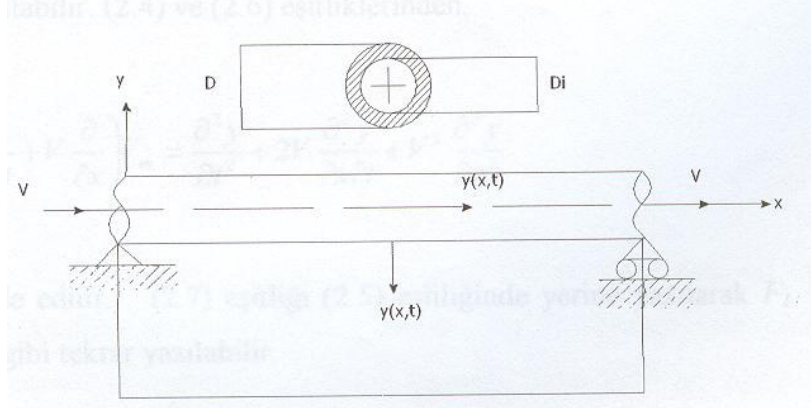
Elastik bir yatay kiriş gibi kabul edilen ve denge konumundan $y(x,t)$ gibi küçük sehimler yapabilen doğrusal bir boru Şekil 3.6 da görülmektedir. Burada x , borunun aksel koordinatı, t ise zamandır. Bu boru, A , kesit alanına, L uzunluğuna, E malzeme elastisite modülüne ve I alan atalet momentine sahiptir. Boru içerisinden p_a yoğunluğunda, P basıncında sıkıştırılmaz bir akışkan V sabit hızı ile sürekli rejimde akmaktadır. Şekil 3.7(b) de bu borunun diferansiyel boyuttaki bir parçası ve Şekil 3.7(a) da bu parçadan çıkarılmış diferansiyel boyutta bir akışkan parçacığı gösterilmektedir.

Akışkanın x doğrultusundaki hızı V ve y doğrultusundaki hızı dy/dt ise y doğrultusundaki mutlak hız ifadesi aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

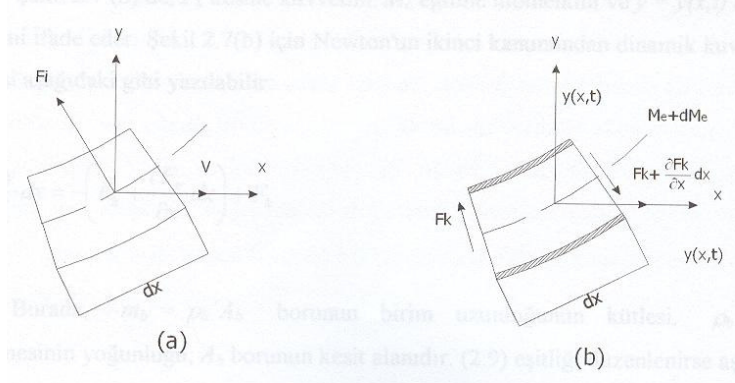
$$V_m = V \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial y}{\partial t} \quad (3.4)$$

Şekil 3.7(a) daki akışkan parçacığı üzerine etki eden kütle kuvveti mutlak akışkan hızına bağlı olarak aşağıdaki gibi olacaktır.

$$F_1 = m_a \frac{d(V_m)}{dt} \quad (3.5)$$



Şekil 3.6 İki ucu basit mesnetli akışkan taşıyan boru.



Şekil 3.7 Akışkan taşıyan borudan alınan diferansiyel parçacıklar, (a) Akışkan, (b) Boru.

Burada $m_a = \rho_a A_a$ akışkanın birim uzunluğunun kütlesi, ρ_a akışkanın yoğunluğu, A_a akışkanın veya borunun iç kesitinin alanıdır. (3.5) eşitliğindeki d/dt ifadesi,

$$\frac{d}{dt} = \left(\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial X} \right) \quad (3.6)$$

olarak yazılabilir. (3.4) ve (3.6) eşitliklerinden,

$$\frac{dV_m}{d} = \left(\frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial x} \right) V_m = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (3.7)$$

eşitliği elde edilir. (3.7) eşitliği (3.5) eşliliğinde yerine yazılarak F_1 kuvvet ifadesi aşağıdaki gibi tekrar yazılabilir.

$$F_1 = m_a \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) \quad (3.8)$$

Şekil 3.7 (b) de, F_k kesme kuvvetini M_c eğilme momentini ve $y = y(x,t)$ borunun sehimini ifade eder. Şekil 3.7 (b) için Newton'un ikinci kanunundan dinamik kuvvetlerin dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m_b \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx = - \left(F_k + \frac{\partial F_k}{\partial x} dx \right) + F_k \quad (3.9)$$

Burada $m_b = \rho_b A_b$ borunun birim uzunluğunun kütlesi, ρ_b boru malzemesinin yoğunluğu, A_b borunun kesit alanıdır. (3.9) eşitliği düzenlenirse aşağıdaki gibi olur.

$$m_b \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = - \frac{\partial F_k}{\partial x} \quad (3.10)$$

Diğer taraftan, kesme kuvveti için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$F_k = EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \quad (3.11)$$

Burada, EI eğilme rijitliğidir. (3.11) eşitliği (3.10) eşitliğinde yerine yazılırsa ve düzenlenirse;

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_b \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3.12)$$

Elde edilir. (3.12) eşitliği, içerisinde herhangi bir akışkan olmayan borunun serbest eğilme titreşiminin diferansiyel denklemdir. Bu (3.12) eşitliğine (3.8) eşitliğindeki akışkan akan bir borunun enine serbest titreşiminin diferansiyel denklemi elde edilir.

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_a V^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2m_a V \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + M \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3.13)$$

Burada, $M = M_b + m_a$ borunun ve boru içindeki akışkanın birim uzunluk kütlelerinin toplamıdır. (3.13) eşitliğindeki terimler sırasıyla, ilk terim elastik geri Jürime kuvveti, ikinci terim merkezkaç kuvveti, üçüncü terim Coriolis kuvveti ve son terim kütle kuvveti olarak isimlendirilebilir, ilk ve son terimler akışkan akışı ile ilgisi olmayan olağan rijitlik ve kütle terimleridir. İkinci terim, akışı borunun eğrilğine uydurmak için akışkanın doğrultusunu değiştiren kuvvet terimidir. Üçüncü terim ise, $\partial^2 y / \partial x \partial t$ açısal hızı ile dönen borunun her bir noktasındaki akışkan parçasının dönmesi için gerekli olan kuvvet terimidir.

BÖLÜM IV

DENEY DÜZENEĞİNİN GENEL YAPISI

4.1 Giriş

Sıvı taşıma sistemlerinde arıza teşhisi için tasarlanmış olan bir mekanik deney düzeneği, yapılan çalışmalarda deneysel sonuçları elde etmek için imal edilmiş ve farklı işletme şartlarında çalıştırılmıştır.

Boru ile endüstriyel hammaddelerin taşınması sırasında akış kaynaklı oluşan titreşimlerin çevre şartlarında hissedilmesi mümkündür. Titreşimlerin çevreye vereceği zararın önüne geçilebilmesi için sistem ile dizayn edilen alan arasında titreşimi engelleyici tedbirlerin alınması gerekir.

Yapılan sistemde kullanılan elemanlar arasında bir su deposu, depodan suyu alıp boru içerisinde geçirecek bir santrifüj pompa kullanılmıştır. Pompanın basınçla gönderdiği suyun sistem tarafında çevreye vereceği olası şartları gözlemlemek amacıyla sistem üzerinde özellikle santrifüj pompaya yakın kısımlardan ölçüm alınmıştır.

Titreşim (vibrasyon) ölçme yöntem ve kurallarına göre sistemden ölçümler alınmıştır. Bu ölçümler alınırken , "CSI 2110" titreşim ölçme cihazı kullanılmıştır.

Titreşim ölçümleri almak için öncelikle sistemden alınacak olan tur içi ve tur dışı noktaları belirlenmiştir. Tur içi noktalar olarak, pompanın güç ileten kısmını iç diğer tarafını ise dış olarak kabul edilmiştir. Buna göre pompanın iç kısmından; Motor İçten Yatay ve Motor İçten Dikey, pompanın dış kısmından; Motor Dıştan Yatay ve Motor Dıştan Dikey, ayrıca pompanın iç kısmını uygun yerinden de Motor İçten Eksenel noktası belirlenmiştir.

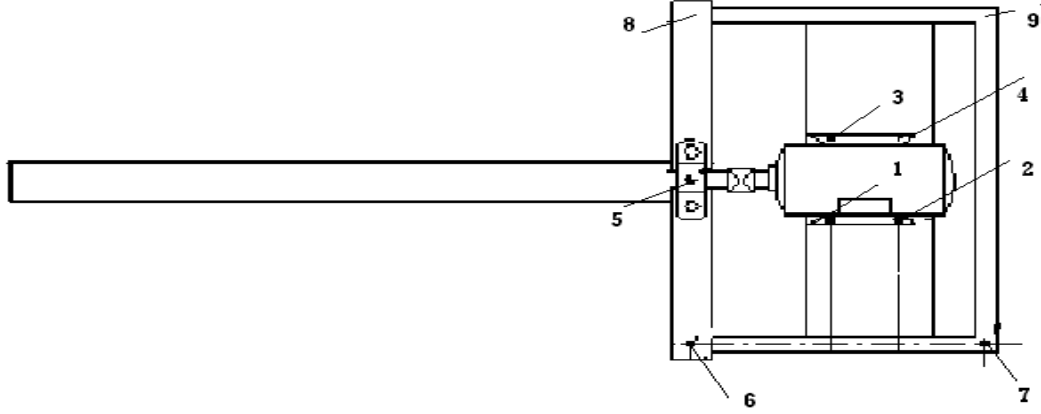
Tur içine benzer olarak tur dışı noktaları da, sistemin zemine monte edildiği yer, sistemi oluşturan boru ve diğer bağlantı elemanlarının uygun yerlerinde belirlenmiştir. Bu şekilde yapılan belirlemeler, sistemi oluşturan 3 hat için (1. düz borulu hat, 2. dirsekli hat, 3. baypas hattı) yapılmıştır.

Bu noktaların belirlenmesinden sonra ölçümler öncelikle sistemin normal halde olması durumunda alınmıştır. Daha sonra pompanın monte edildiği zeminden civatalar gevşetilerek ve boruların desteklenmesini sağlayan ayakların kelepçe civataları gevşetilerek yapay arızalar oluşturularak ölçümler alınmıştır. Son olarak ta pompanın çıkışına, pompada oluşan titreşimi azaltmak ve sistemin diğer elemanlarına olan etkisini

azaltmak için kompensatör takılarak titreşim ölçümü yapılmıştır. Bu ölçüm için ayrıca pompanın zemine olan titreşim etkisini azaltmak için de pompa ile zemin arasına plastik problemler konulmuştur.

4.2 Deney Sistemi

Mekanik sistem üzerindeki elemanlar; motor, yataklar ve gövde olarak gruplandırılmış ve titreşim ölçüm noktaları belirlenmiştir, boru sistemini taşıyan ayaklar, M 10 beton civataları yardımıyla zemine monte edilmiştir. (Şekil 4.1).

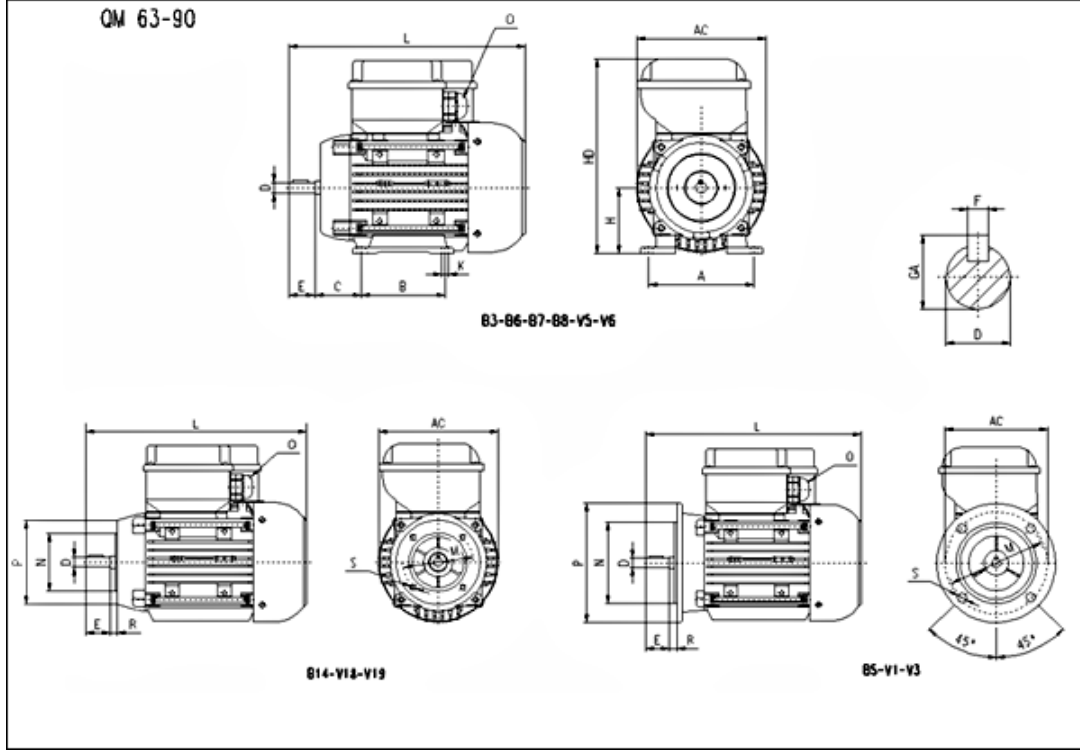


Motor ölçüm noktaları	Yatak ölçüm noktaları
1-2	3 - 9

Şekil 4.1 Sıvı taşıma boruları sisteminin ölçüm noktalarının yerleri

4.2.1 Santrifüj pompa

Santrifüj pompa, akışkanı su tankından çekerek sistemimize basmaya yarayan cihazdır. Pompa veya motor gücü, basılacak tesisatın büyüklüğüne göre değişkendir. Prototipimizde kullanacağımız motor 1.5 kw gücündedir. Motor gücü yapılan prototipe göre seçilmiştir. Tesisata motoru bağlamak için, DN50 olan motor girişinde DN50xDN25 redüksiyon takılmıştır.



Şekil 4.2 Santrifüj pompa teknik resmi

4.2.2 Su deposu

Sistemin akışkan gereksiniminin karşılandığı depodur. Normal sıvı taşıma boruları sistemlerinde böyle bir depo mevcut değildir. Sistemimizin akışkan gereksinimini karşılamak amacıyla 50cm x 70cm x 45cm ölçülerinde bir depo kullanılmıştır.

4.2.3 Borular

Ek 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 ve 8’ de sistemi oluşturan elemanların teknik resim şeklinde gösterilmesi mevcuttur. Sistemi oluşturan dirsek, boru vb elemanlarda bu çizimlerde ölçüleriyle beraber verilmiştir.

4.2.4 Manometre

Sistemin herhangi bir yerine monte ederek buradaki basıncı hassas şekilde ölçebilen aletlerdir. Sıvı taşıma boruları sistemlerinde basınç çok önemli olduğundan sistemin giriş ve çıkışına monte edilir. Deney tesisatında manometre kullanmamızın ana nedeni, manometrelerde oluşabilecek titreşim ve gürültüyü gözlemlemek. Manometre kullanımında amaçlanan diğer hedef ise girişteki basınç ile çıkıştaki basınç arasındaki farkı gözlemlemektir.

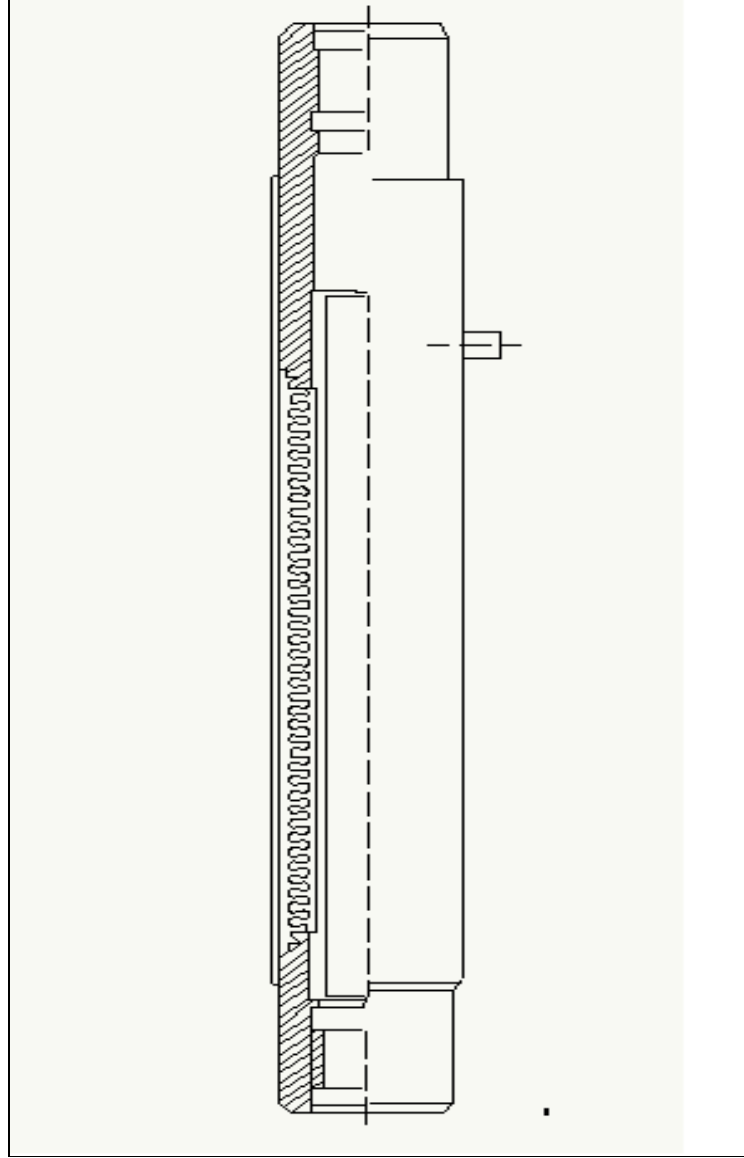
4.2.5 Kompansatör

Boru tesisatlarının (fiziğin temel kaidelerinden biri olan malzemelerin sıcaklık etkisi sonucu) genişmesi ve büzülmesini ve tesisatta oluşan mekanik titreşimleri absorbe eden elemandır.

Kompansatörler 3 yönde hareket ederler. Boru hattının özelliğine göre kompanse edilecek hareket; Eksenel Hareket, Yanal Hareket ve Açısal Hareket olmak üzere 3 temel hareketin ayrı ayrı veya kombinasyonu olarak ifade edilir.

1. Eksenel hareket (axial)
2. Yanal hareket (lateral/offset)
3. Açısal hareket (angular)

Kompansatörleri kullanma nedenimiz, deney sonunda titreşim absorbe oranlarını ölçmek ve ne kadar kullanışlı olduğunu gözlemlemek. Deney tesisatında DN 20 ve DN 15 kompansatör kullanılmıştır.



Şekil 4.3 Kompansatör teknik resmi

4.3 CSI Makine Analizörü

Sıvı taşıma boruları sisteminin çalışması sonucunda, belirlenen ölçüm noktalarında meydana gelen titreşim hareketinin analizi için Fotoğraf 4.1 de görülen CSI 2110 Makine Analizörü kullanılmıştır. Analizörler makinalarda meydana gelen titreşim parametrelerini ivme metre yardımıyla algılar, kayıt eder ve yüksek kararlılık seviyesindeki FFT frekans spektrumu ile zaman tabanlı dalga formunda bir LCD ekranda görüntüler. Taşınabilir analizörler periyodik makine durum izleme programlarının gerektirdiği tüm fonksiyonları yerine getirir. Toplanan ölçümler cihazın kendi üzerinde olabileceği gibi kişisel bir bilgisayardaki veri tabanlı yönetim

programına da yüklenip geniş bir zaman periyodunda analiz edilebilir. Analizörler ile veriler daha çabuk ve doğru biçimde toplanabilir. Veri toplama işlemi daha önceden belirlenmiş noktalardan, belirli bir rota doğrultusunda (Tur) yapılmalıdır. Rota ve ölçülecek noktalar ölçümü yapacak kişiye pratiklik sağlayacak şekilde seçilmelidir. Analizör bir operatör tarafından ölçüm yapılacak her noktaya taşınır ve titreşim ölçümleri, ölçücü probun (İvme metre) geçici bir süre için makinaya tutulması veya sensörlerin sabitlenmesi (Manyetik, yapıştırılmalı, vidalı v.b.) ile yapılmaktadır.

Analizörler; düzenli veri toplama imkanı, titreşim analizi, veri tabanlı yönetim arası geçiş imkanı, saha titreşim analizi ve önceden limitleri belirlenmiş ölçüm raporlarının otomatik alınabilmesi gibi avantajlara sahiptir.

Fotoğraf 4.1 CSI 2110 makina analizörü



4.4 CSI Master Trend MTWIN-1 Kestirimci Bakım Programı

CSI 2110 Makina Analizörü ile Sıvı Taşıma Boruları Sisteminden alınan veriler, RS 232 kablo bağlantısı ile ölçüm noktalarına göre önceden hazırlanan tur dahilinde MTWIN-1 yazılımına aktarılmaktadır. Yazılımın analiz kısmındaki Grafik Analizler

menüsü kullanılarak, spektrum (Frekans-Titreşim parametresi), dalga form (Zaman-Titreşim parametresi) gibi incelemeler yapılabilmektedir.

Makine bakımı için özel olarak hazırlanmış bu tür yazılımlar; toplanan verilerin saklanması, o an alınan ölçüm ile önceki ölçümler ve önceden limitleri belirlenmiş alarm sınırları arasında bir kıyaslama yapma imkanını vermektedir.

Fotograf 4.2 CSI master trend MTWIN-1 yazılımının ana menüsü



Yazılıma aktarılan veriler işlenerek, makinanın genel durumu hakkında bilgi edinilebilmektedir. Titreşimlerdeki değişiklikleri tanımlayıp analiz edebilmek için gene bir FFT ve zaman tabanlı spektrumlar üretilir. Sonrada alarm seviyelerini aşan titreşim değerlerini gösteren raporlar oluşturulur. Alınan veriler daha önceden belirlenmiş referans değerler ile kıyaslanarak, zaman içerisinde makinaların durumunda meydana gelen değişikliklerin analizi yapılır.

BÖLÜM V

DENEYİN YAPILIŞI

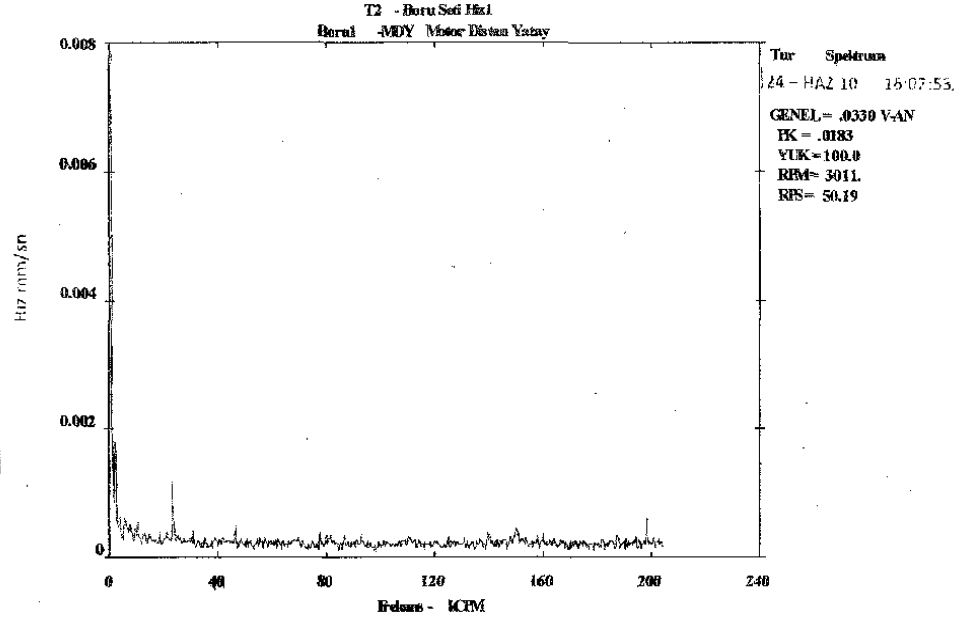
5.1 Sistemde Yapılan Ölçümler

Yapılan sistemde, sistem üzerinde kararlaştırılan ölçüm noktalarında dizayna göre çeşitli durumlarda ölçümler alınarak değerlendirilmiştir. Sistemin dizaynı ve dizayn edildiği zeminin durumuna göre, normal halde, pompa civataları gevşetilmiş halde, ayak kelepçeleri gevşetilmiş halde, kompanseörlü durumlara göre ölçümlenmeleri yapılarak elde edilen sonuçlar grafikler halinde gösterilmiştir.

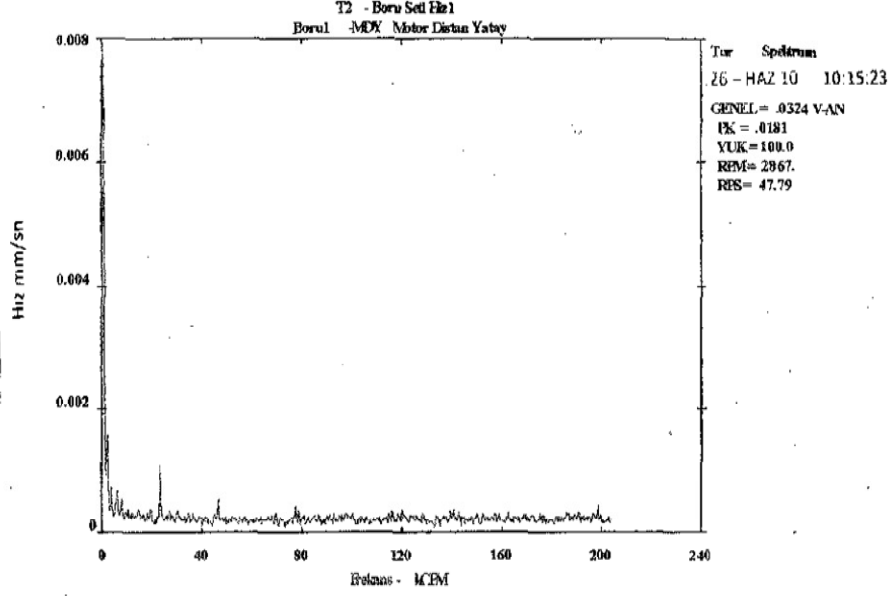
5.1.1 Motor dıştan yatay noktasında

İlk olarak Motor Dıştan Yatay noktasında, normal durum ve diğer arıza durumları için elde edilen grafikler aşağıdaki gibidir.

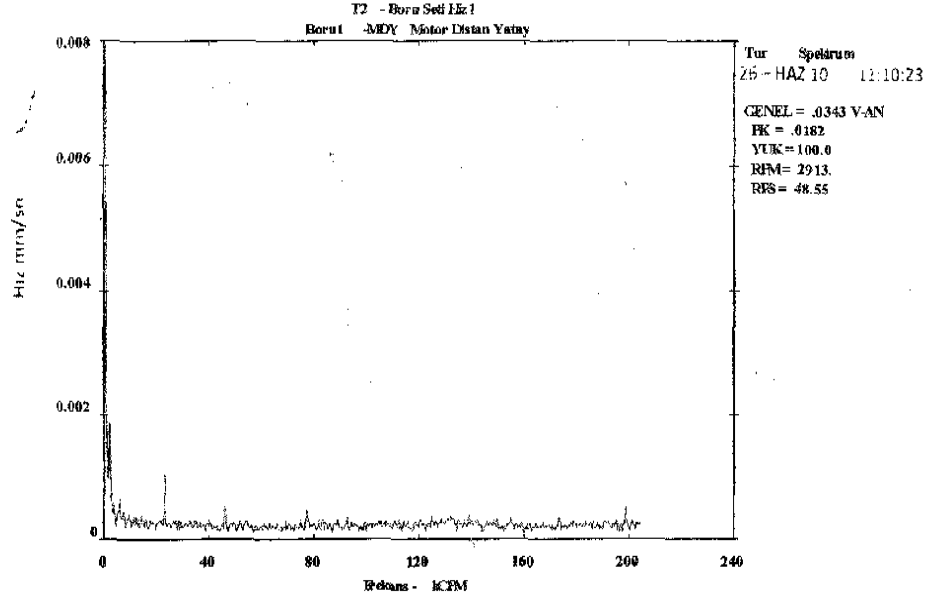
5.1.1.1 Hat 1 için elde edilen grafikler



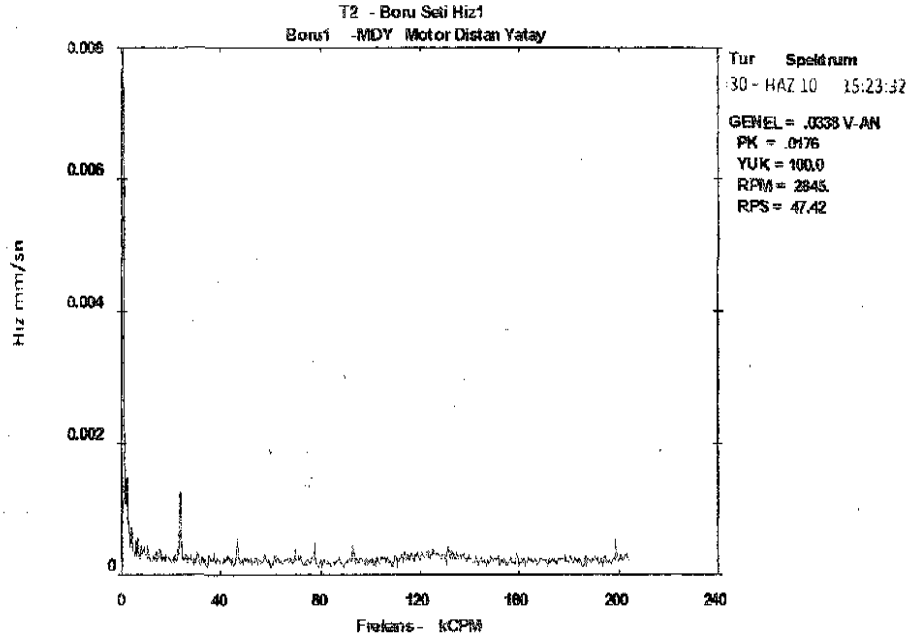
Grafik 5.1 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için normal durum



Grafik 5.2 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için pompa civataları gevşetilmiş durum

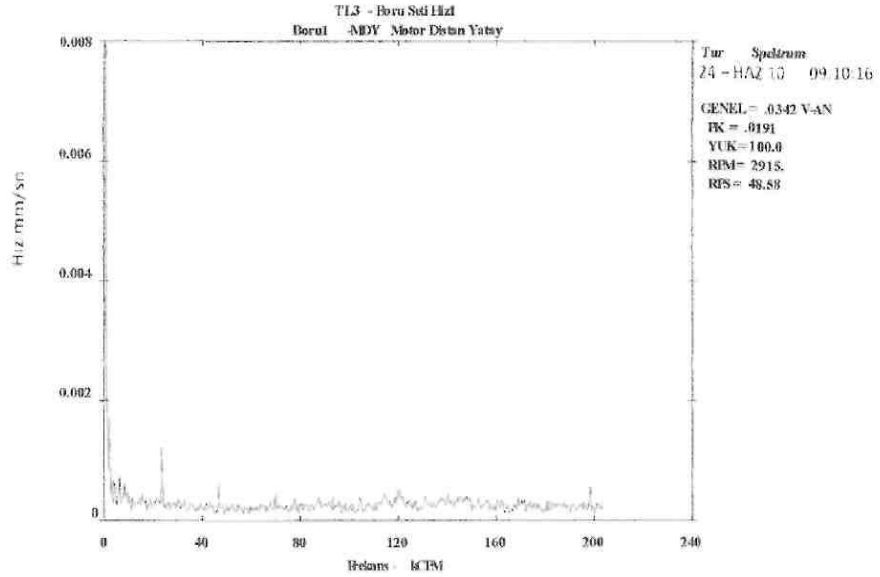


Grafik 5.3 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için ayak kelepçeleri gevşek durum

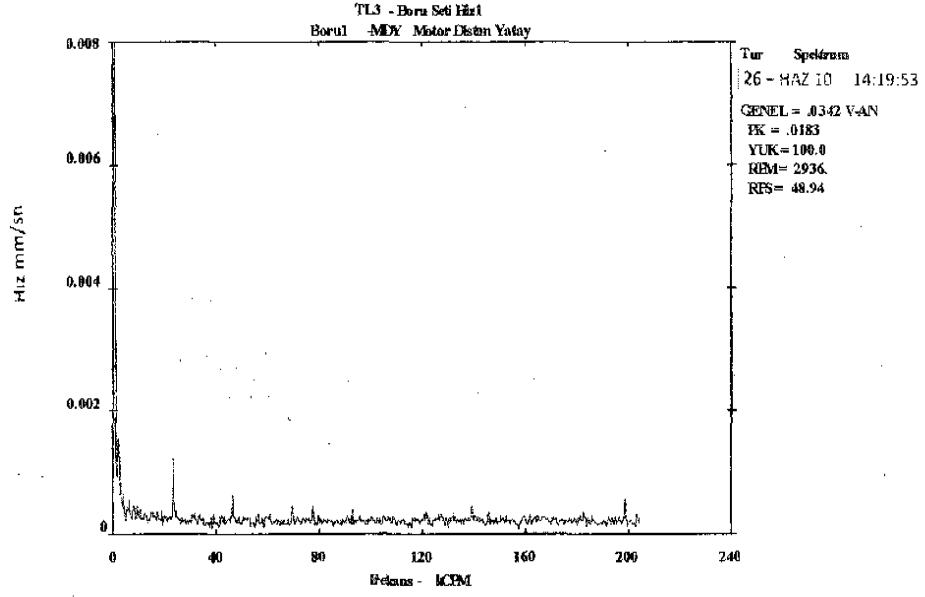


Grafik 5.4 Motor dıştan yatay noktasında hat 1 için kompanseörlü durum

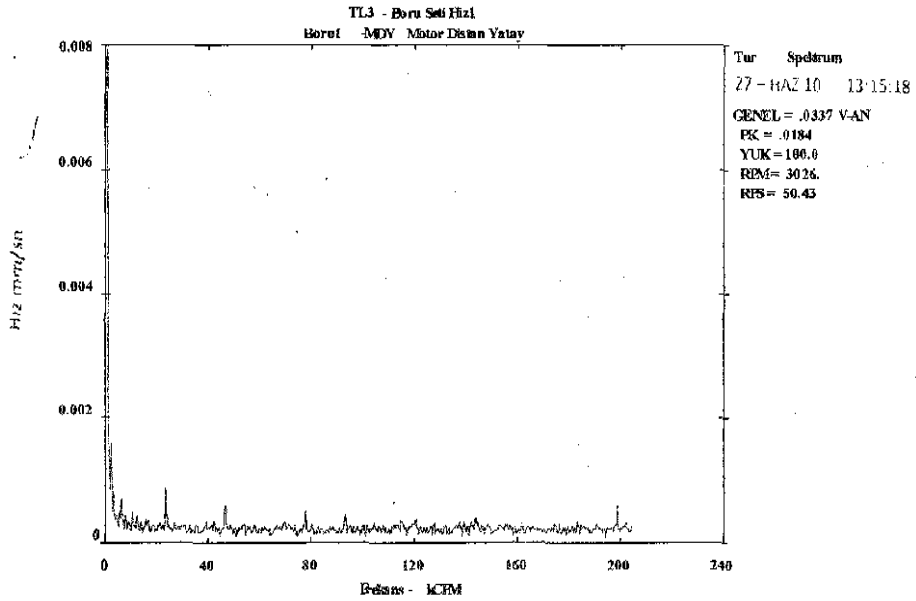
5.1.1.2 Hat 2 için elde edilen grafikler



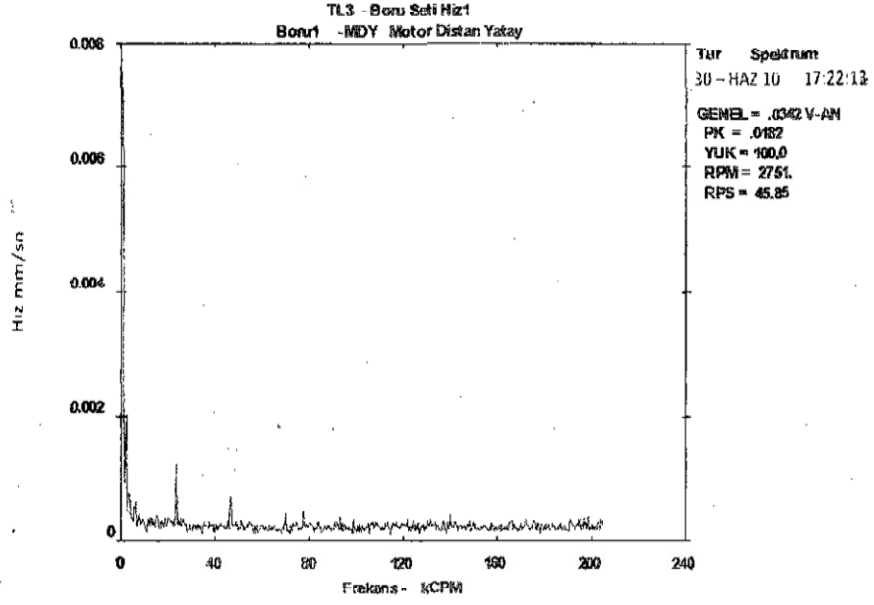
Grafik 5.5 Motor dıştan yatay noktasında hat 2 için normal durum



Grafik 5.6 Motor dıştan yatay noktasında hat için pompa civataları gevşetilmiş durum

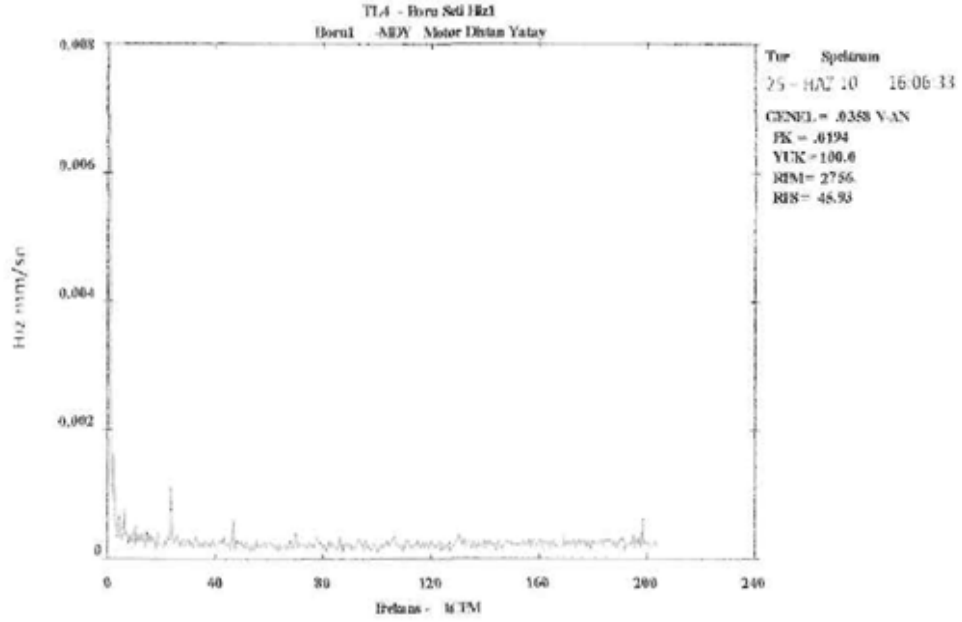


Grafik 5.7 Motor dıştan yatay noktasında hat 2 için ayak kelepçeleri gevşek durum

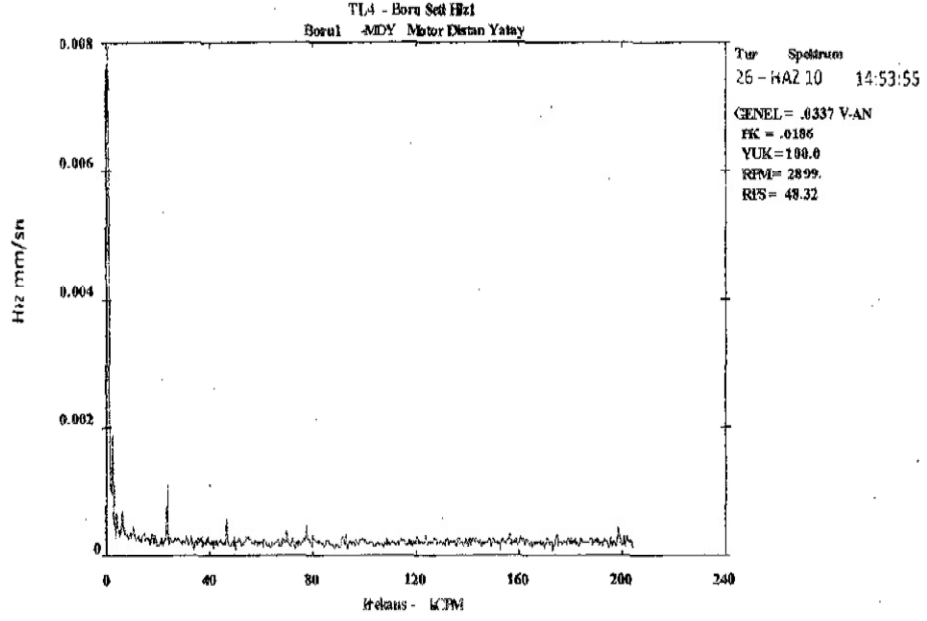


Grafik 5.8 Motor dıştan yatay noktasında hat 2 için kompensatörlü durum

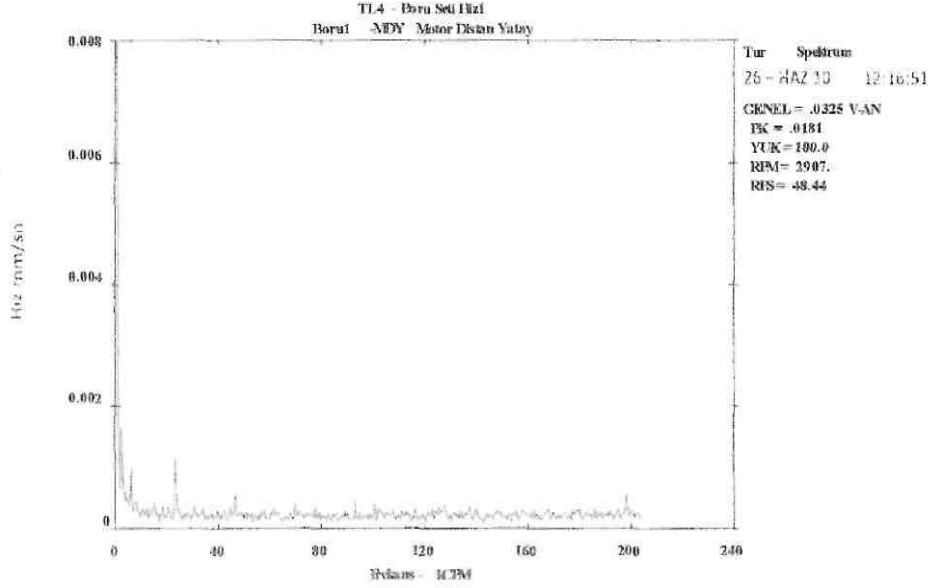
5.1.1.3 Hat 3 için elde edilen grafikler



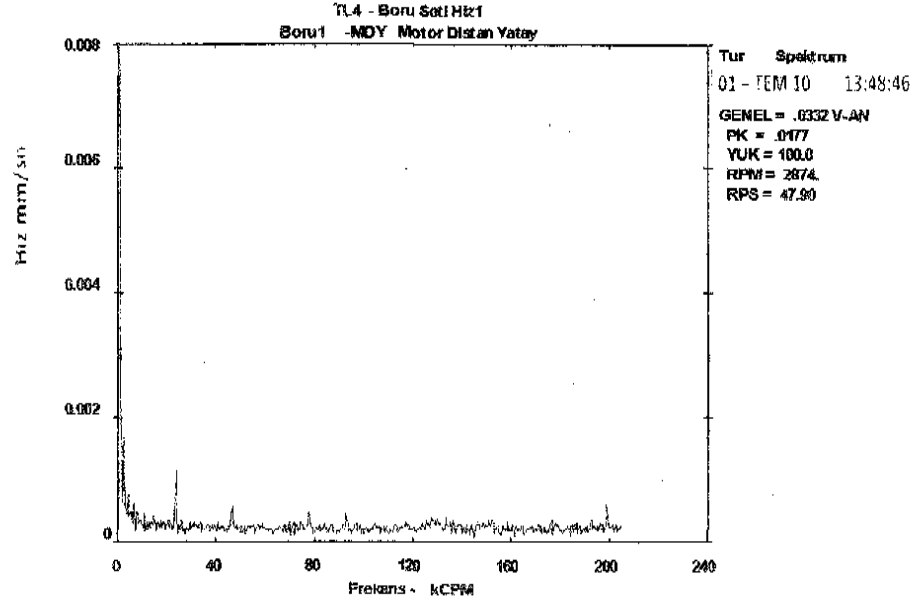
Grafik 5.9 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için normal durum



Grafik 5.10 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için pompa civataları gevşetilmiş durum



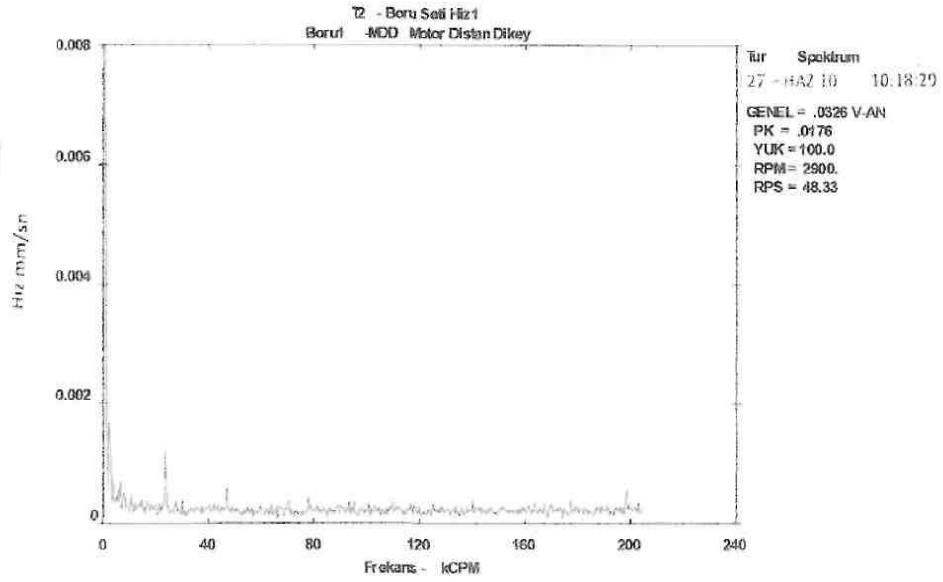
Grafik 5.11 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için ayak kelepçeleri gevşek durum



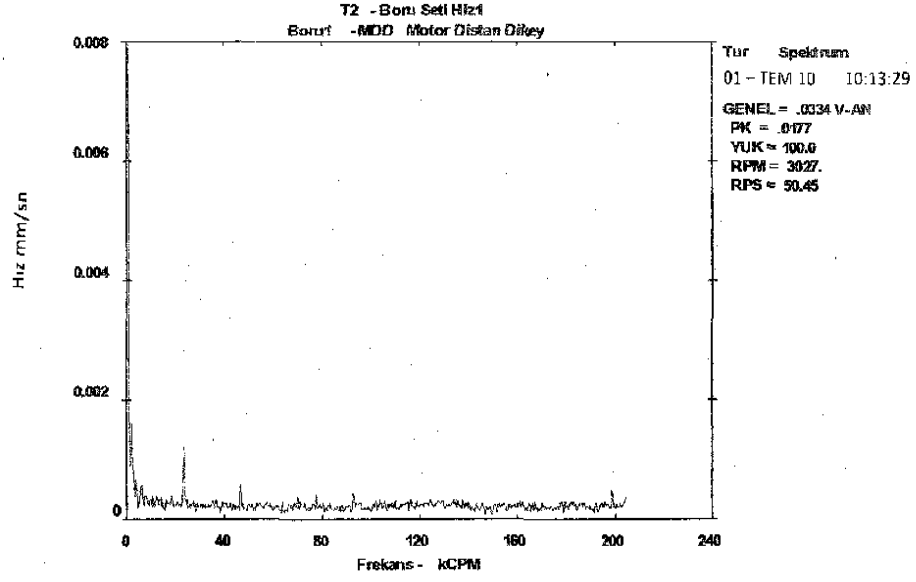
Grafik 5.12 Motor dıştan yatay noktasında hat 3 için kompensatörlü durum

5.1.2 Motor dıştan dikey noktasında

5.1.2.1 Hat 1 için elde edilen grafikler

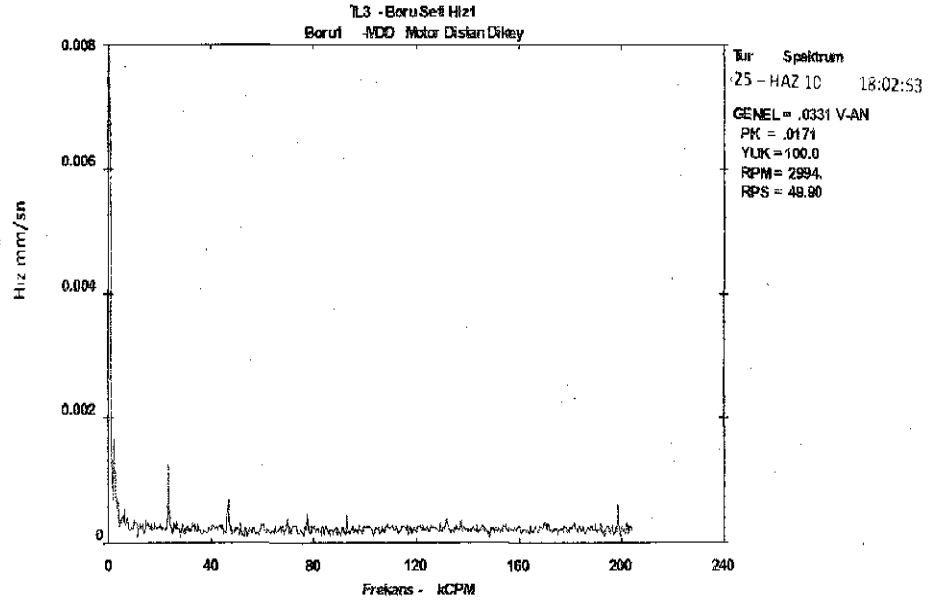


Grafik 5.13 Motor dıştan dikey noktasında hat 1 için normal durumu

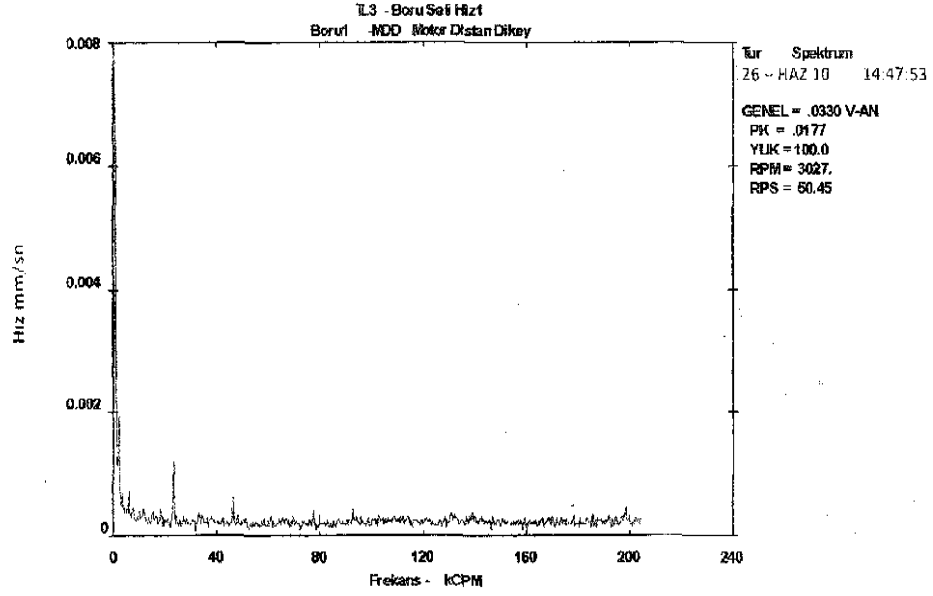


Grafik 5.14 Motor dıştan dikey noktasında hat 1 için kompensatörlü durum

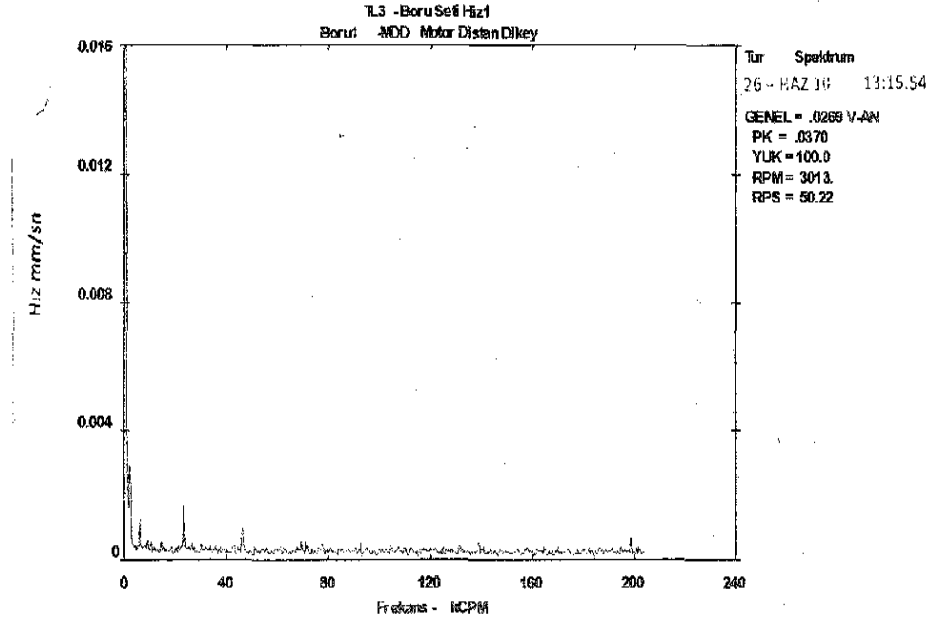
5.1.2.2 Hat 2 için elde edilen grafikler



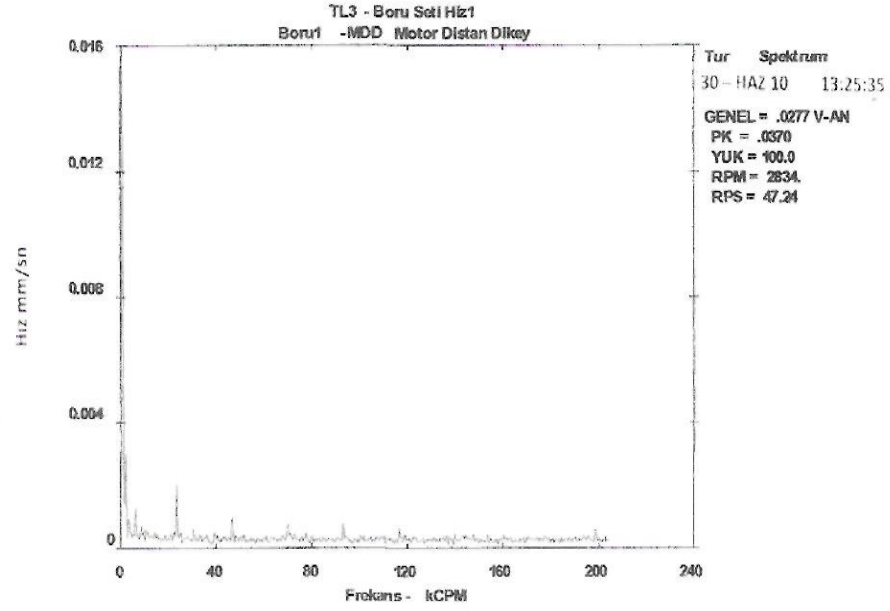
Grafik 5.15 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için normal durum



Grafik 5.16 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için pompa civataları gevşetilmiş durum

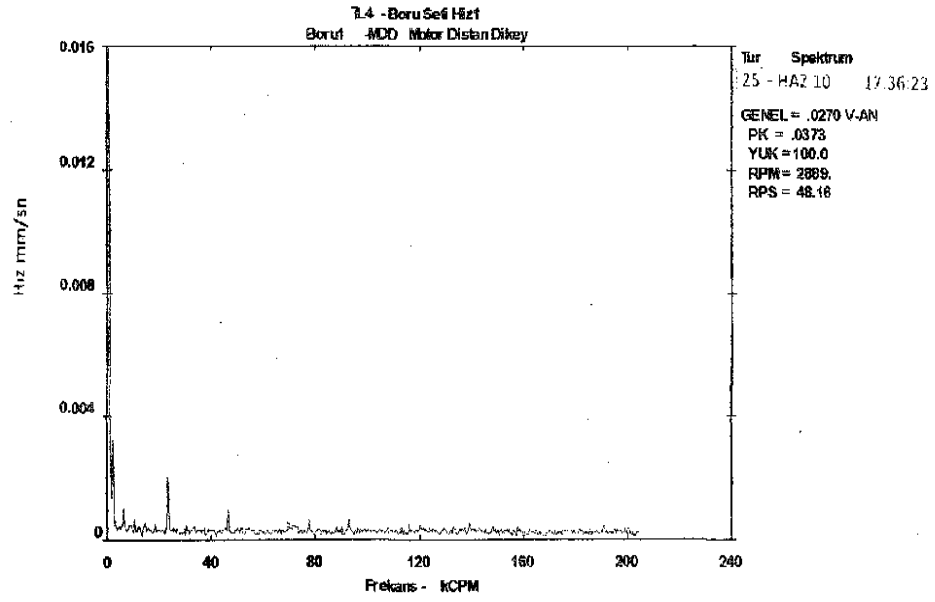


Grafik 5.17 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için ayak kelepçeleri gevşek durum

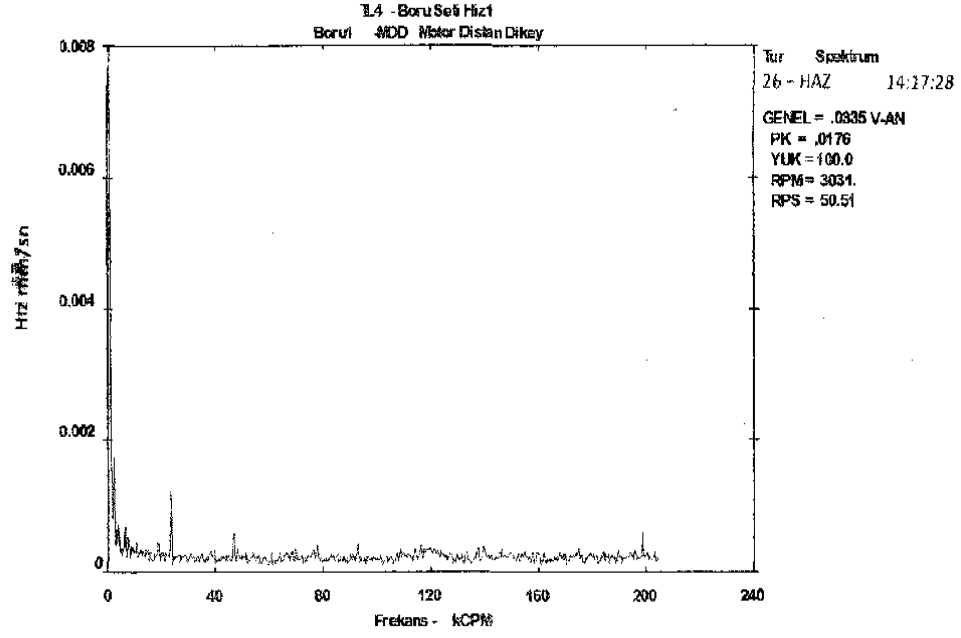


Grafik 5.17 Motor dıştan dikey noktasında hat 2 için kompensatörlü durum

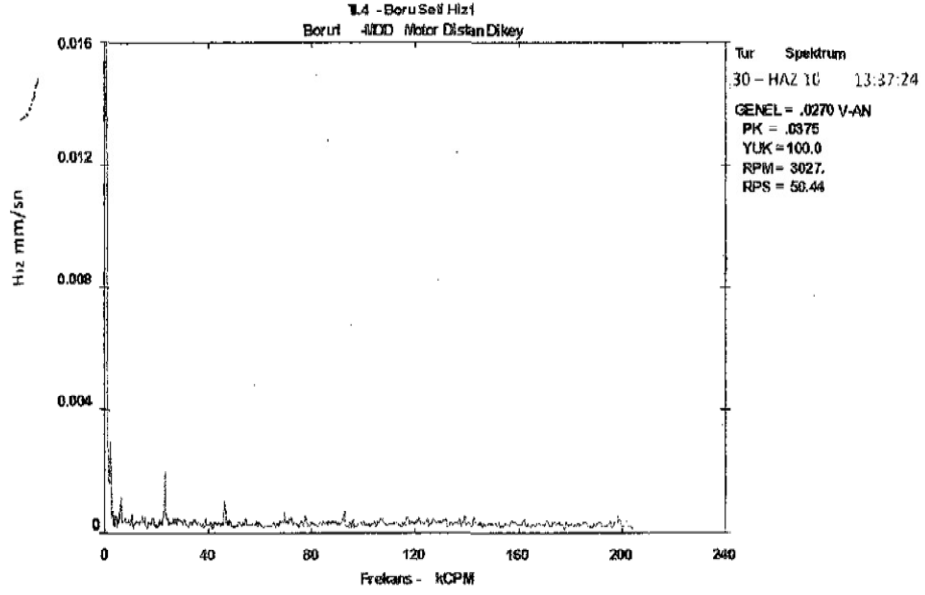
5.1.2.3 Hat 3 için elde edilen grafikler



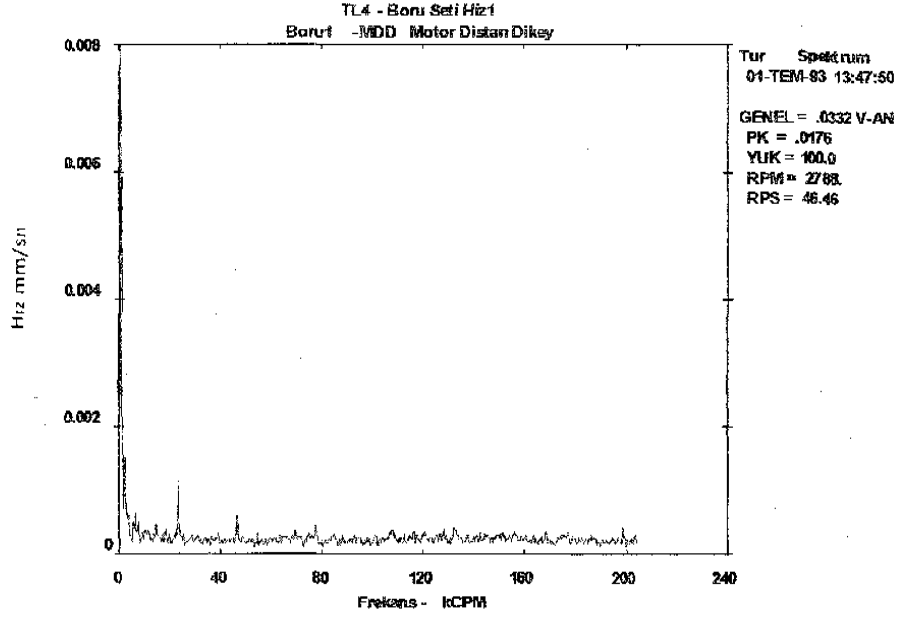
Grafik 5.18 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için normal durum



Grafik 5.19 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için pompa civataları gevşetilmiş durum



Grafik 5.20 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için ayak kelepçeleri gevşek durum



Grafik 5.21 Motor dıştan dikey noktasında hat 3 için kompensatörlü durum

5.2 Genlik Ölçümü

Sistemimizden her hat üzerindeki noktalar için 4'er kez genlik ölçümü alındı. Daha sonra bu ölçümleri birbirleriyle karşılaştırarak farklılıklar gözlemlendi, örneğin düz borulu sistemin normal durumu için 5 noktasında ilk genlik 0,2418 [mikron] iken, düz borulu sistemin kompensatörü durumu için 5 noktasındaki genlik 0,2225'e [mikron] düşmüştür. Aradaki 0,0193'lük [mikron] fark daha uzun boru hatlarında daha da büyüyecek ve sistemde arızalara sebep olacaktır. Titreşimin genliğindeki bu düşüş titreşimin bir kısmının kompensatör tarafından sönmüldüğünü göstermektedir.

1	2	3	4	5	6	7	8
0,2548	0,2313	0,2232	0,2232	0,2418	0,2018	0,2260	0,2253
0,2038	0,2253	0,2280	0,2225	0,2327	0,2293	0,2293	0,2266
0,2300	0,2266	0,2280	0,2280	0,2373	0,2320	0,2293	0,2253
0,2246	0,2280	0,2307	0,2232	0,2671	0,2287	0,2773	0,2300

Çizelge 5.1 Normal sistem için düz boru sistemi

I	2	3	4	5	6	7	8	i
0,2212	0,2225	0,2320	0,2273	0,2246	0,2280	0,2212	0,2273	
0,2023	0,2307	0,2619	0,2218	0,2266	0,2293	0,2307	0,2280	
0,2320	0,2246	0,2287	0,2333	0,2320	0,2280	0,2273	0,2280	
0,2246	0,2613	0,2300	0,1984	0,2293	0,2287	0,2273	0,2260	

Çizelge 5.2 Dirsekli boru sistemi

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,2232	0,6838	0,4106	0,2287	0,1953	0,2266	0,2260	0,2293	0,2232	0,2239	0,2246
0,2280	0,2313	0,4091	0,2280	0,2246	0,2307	0,2293	0,2373	0,2266	0,2293	0,2026
0,2333	0,2266	0,4180	0,2266	0,2333	0,2266	0,2293	0,2253	0,2287	0,2313	0,2300
0,2280	0,2307	0,2287	0,2246	0,2273	0,2273	0,2773	0,2607	0,2287	0,2287	0,2300

Çizelge 5.3 Baypas Sistemi

1	2	3	4	5	6	7	8
0,2245	0,2246	0,2293	0,2260	0,2225	0,2273	0,2246	0,2253
0,2280	0,2007	0,2313	0,2300	0,2280	0,2266	0,2300	0,2266
0,2266	0,2287	0,2280	0,2293	0,2253	0,2293	0,2260	0,2300
0,2273	0,2330	0,2313	0,2293	0,2280	0,2266	0,2030	0,2246

Çizelge 5.4 Kompansatörlü sistem için düz boru sistemi

1	2	3	4	5	6	7	8
0,2218	0,2246	0,2273	0,2280	0,2239	0,2280	0,2260	0,2246
0,2300	0,2232	0,2307	0,2266	0,2313	0,2232	0,2273	0,2232
0,2273	0,2225	0,2287	0,2307	0,2266	0,2280	0,2280	0,2280
0,2246	0,2266	0,2287	0,2333	0,2327	0,2287	0,2773	0,2246

Çizelge 5.5 Dirsekli boru sistemi

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,2212	0,2313	0,2313	0,2198	0,2320	0,2260	0,2246	0,2232	0,2273	0,2280	0,2260
0,2246	0,2280	0,2280	0,2300	0,2313	0,2293	0,2313	0,2313	0,2280	0,2293	0,2300
0,2307	0,2280	0,2239	0,2266	0,2293	0,2260	0,2280	0,2333	0,2266	0,2287	0,2253
0,2273	0,2253	0,2313	0,2320	0,2333	0,2293	0,2333	0,2280	0,2287	0,2300	0,2266

Çizelge 5.6 Baypas sistemi

BÖLÜM VI

SONUÇ VE ÖNERİLER

Kestirimci bakım planlamasında, esas olarak titreşim ölçümü metodu kullanılmaktadır. Titreşim, hareketli ekipmanların çalışmaları esnasında ekipmanı meydana getiren elemanların düzensiz hareketleri sonucu ortaya çıkmaktadır. Titreşim karakteristikleri, makinanın çalışır durumdaki performansını ve mekanik problemlerinin ortaya çıkarılmasında en önemli faktörleri teşkil ederler. Bunlar titreşimin frekansı, genliği, hızı ve ivmesidir. Herhangi bir makinanın titreşim problemlerinin analizinde en büyük faktör frekans olup, bunun bilinmesi ile, hangi elemanlarının arızalı olabileceği ortaya çıkarılmaktadır.

Titreşime neden olan kuvvet, ekipmanın dönmesinden dolayı belirli bir frekansta etkili olacaktır. Değişik mekanik problemler genelde değişik frekanslarda ortaya çıkacağından, frekansın, analiz olayında belirlenmesi çok önemli faktör olarak kendisini gösterecektir. Örnek: Balanssızlıktan kaynaklanan titreşim frekansı, dönel elemanının devir sayısına eşittir. Mekanik çözülmeden kaynaklanacak titreşim frekansı, dönel elemanının devir sayısının iki katına eşit olur.

Bu çalışmada, yapılan hesaplamalar sonucu bulunan değerlerle, deney düzeneğinden ölçülen değerler arasında çok az bir fark olduğu görülmüştür. Bu farkta sistemden alınan ölçümlerden kaynaklanan hata payı ve sistemde, oluşan ama ihmal edilebilir olduğu düşünülen kayıplar nedeniyle ortaya çıktığı ifade edilebilir.

Bu tür sistemlerde önemli olan diğer bir konu ise sistemde oluşan titreşimlerdir. Bu titreşimler pompanın çalışmasıyla ve suyun borular içinde akması sonucunda oluşur. Oluşan titreşimler sistemin arızalanmasına neden olur. Bu arızaların ne zaman ortaya çıkacağını ve ne gibi sonuçlar vereceğini önceden kestirmek için, bu çalışmada bir takım deneyler yapılmıştır. Böylece sistemde oluşabilecek arızaların daha önceden kestirilmesi ve sonuçlarının tahmin edilebilmesi açısından önemli bir araştırmadır.

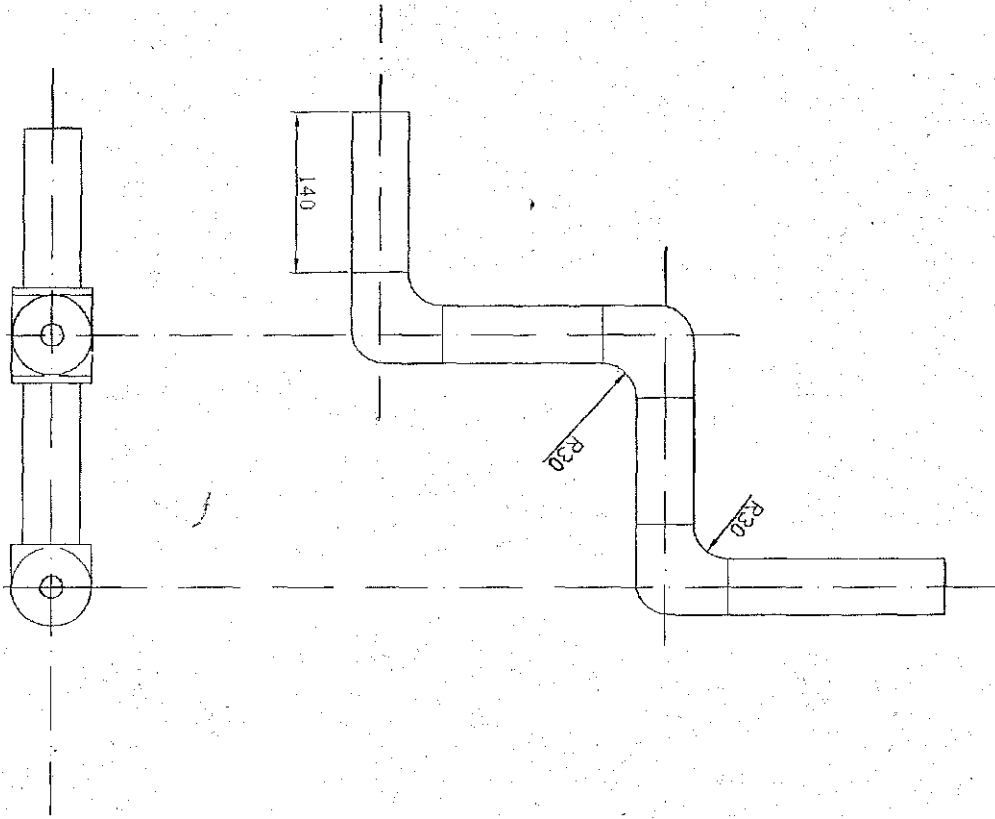
BÖLÜM VII

KAYNAKLAR

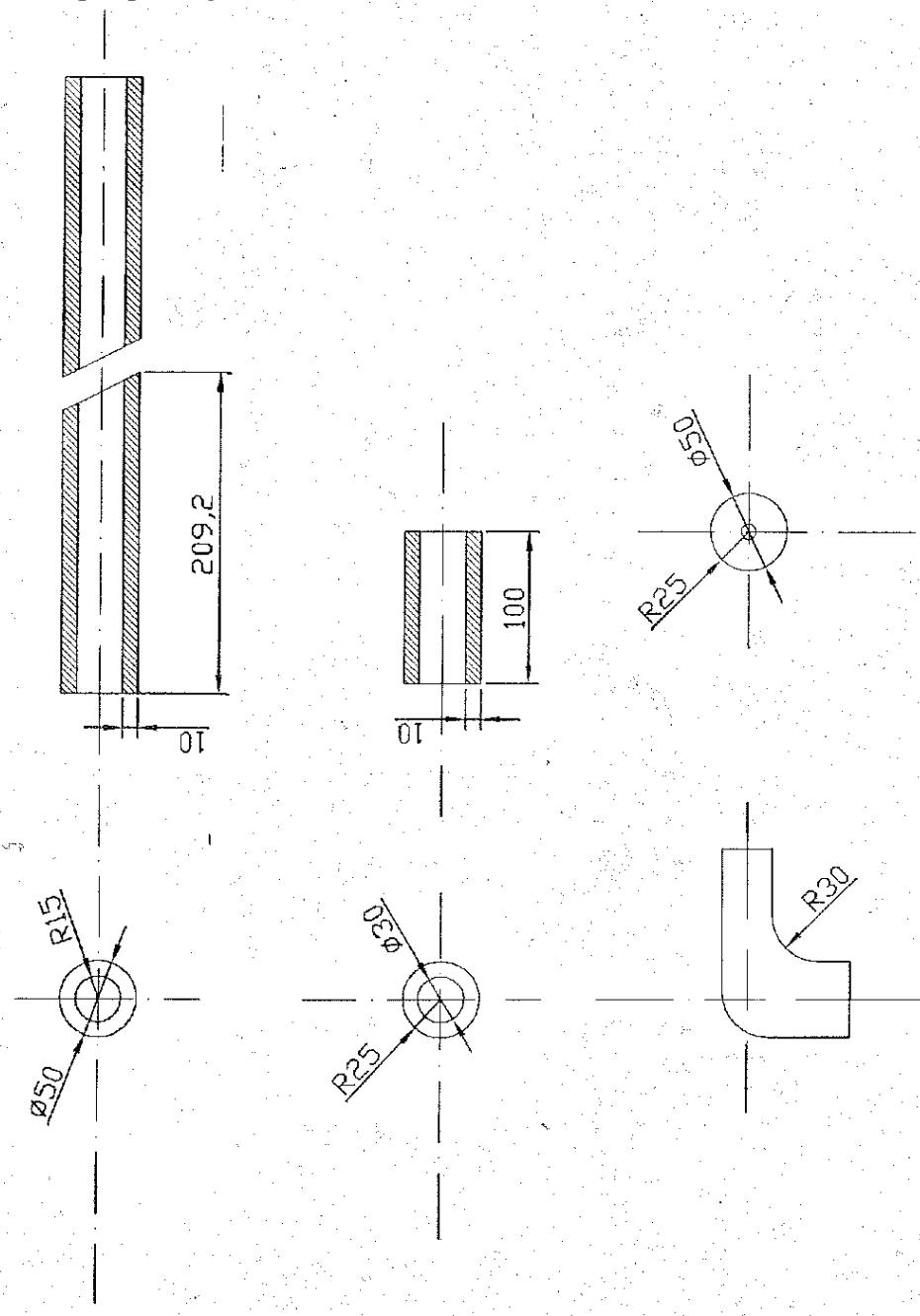
- [1] Aitken, J., An Account of Some Experiments on Rigidity Produced by Centrifugal Force, Philosophical Magazine, 5, 81-105, 1878.
- [2] Bourrieres, F. J., Sur un phenomene d' oscilation auto-antretenue en mecanique des fluides reels, Publications Scientifiques et Tecniques du Ministere de l' Air, 147, 1939.
- [3] Ashley H. and Haviland, G., Bending Vibrations of A Pipeline Containing Flowing Fluid, Journal of Aplied Mechanics, 17 , 229-232, 1950.
- [4] Feodos'ev, V. P., Vibrations And Stability of A Pipe When Liquid Flows Through It, Inzhenernyi Sbornik, 10, 169-170, 1951.
- [5] Housner, G. W., Bending Vibrations of A Pipeline Containing Flowing Fluid, Journal of Applied Mechanics, 19, 205-208, 1952.
- [6] Paidoussis, M. P. and Issid, N. T., Dynamic Stability of Pipes Conveying Fluid, Jounal of Sound and Vibration, 33, 3, 267-294, 1974.
- [7] Meirovitch, L. Analytical Methods In Vibrations, Macmillan Publishing Co. Inc. , New York, 1967.
- [8] Paidoussis, M. P. and Li, G. X., Pipes Conveying Fluid: A Model Dynamical Problem, Journal of Fluids and Structures, 7, 137-204,1993.
- [9] Balas, M. J., Feedback Control of Flexible System", IEEE Transactions on Automatic Control,AC-23, 4, 673-679, 1978.
- [10] Balas, M. J., Active Control of Flexible Systems, Journal of Optimization Theory And Applications, 25, 3 , 415-436, 1978.

EKLER

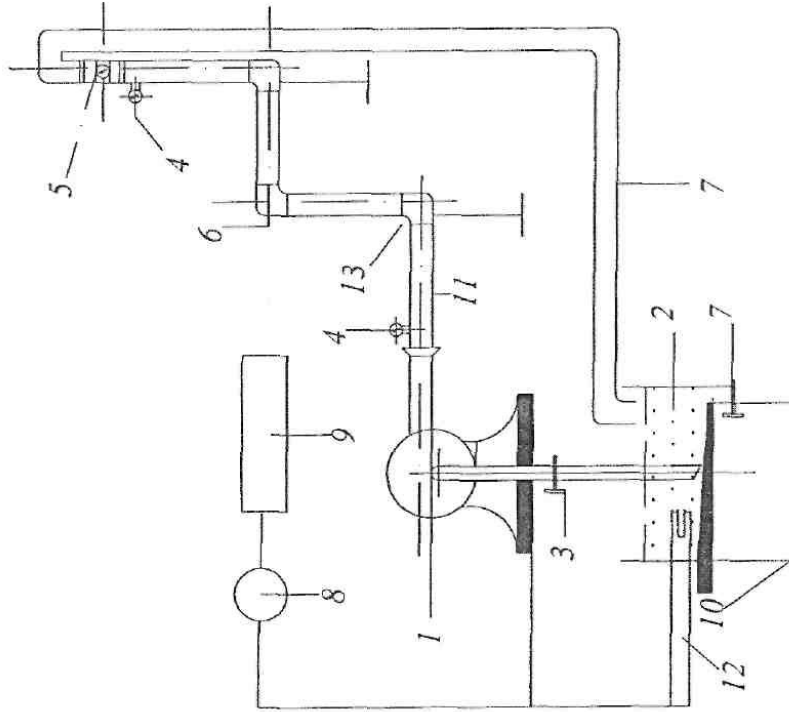
EK-A Dirsekli boru perspektif görünüşü



EK-B Dirsek perspektif görünüşü

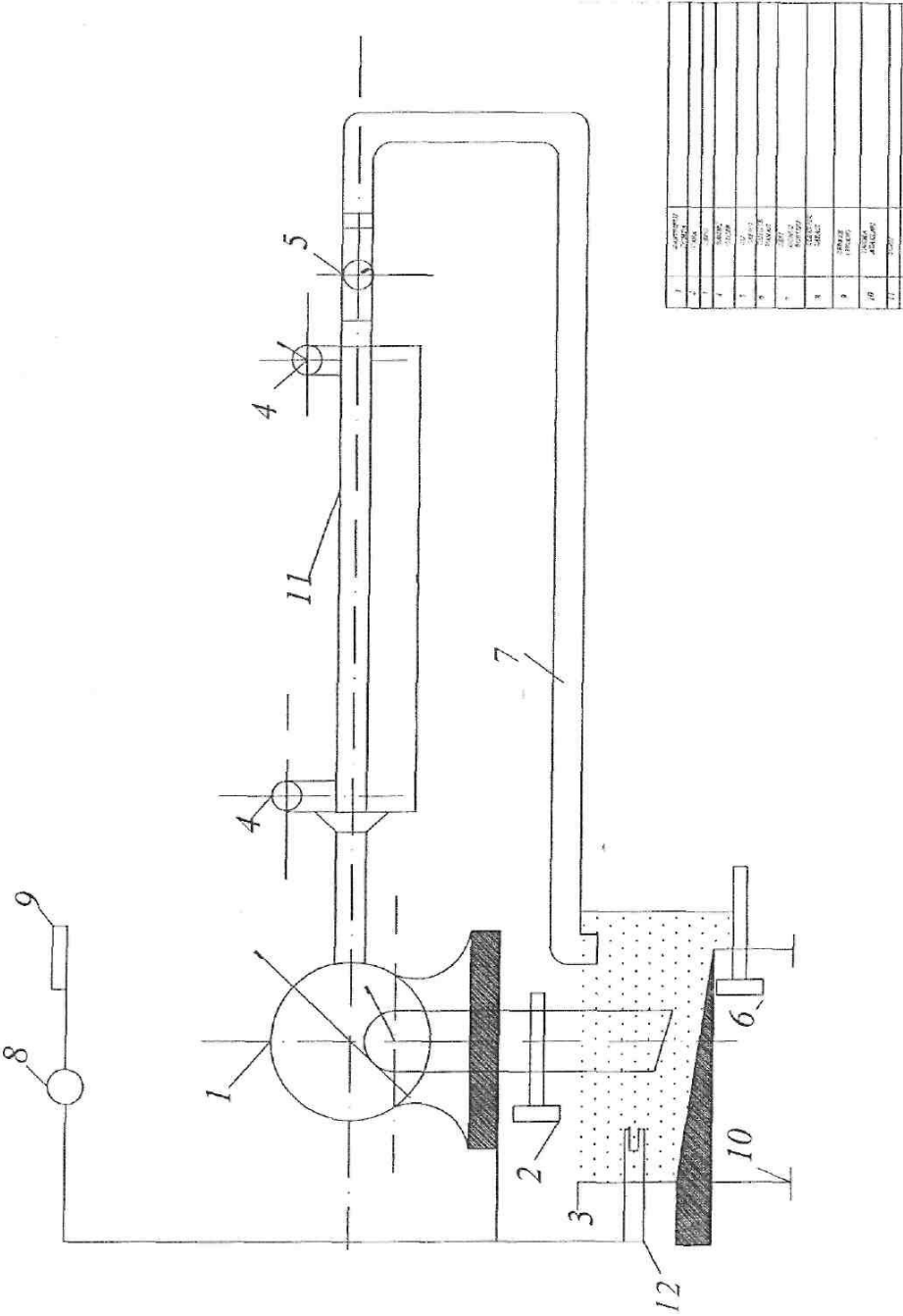


EK-C A sisteminin perspektif görünüşü

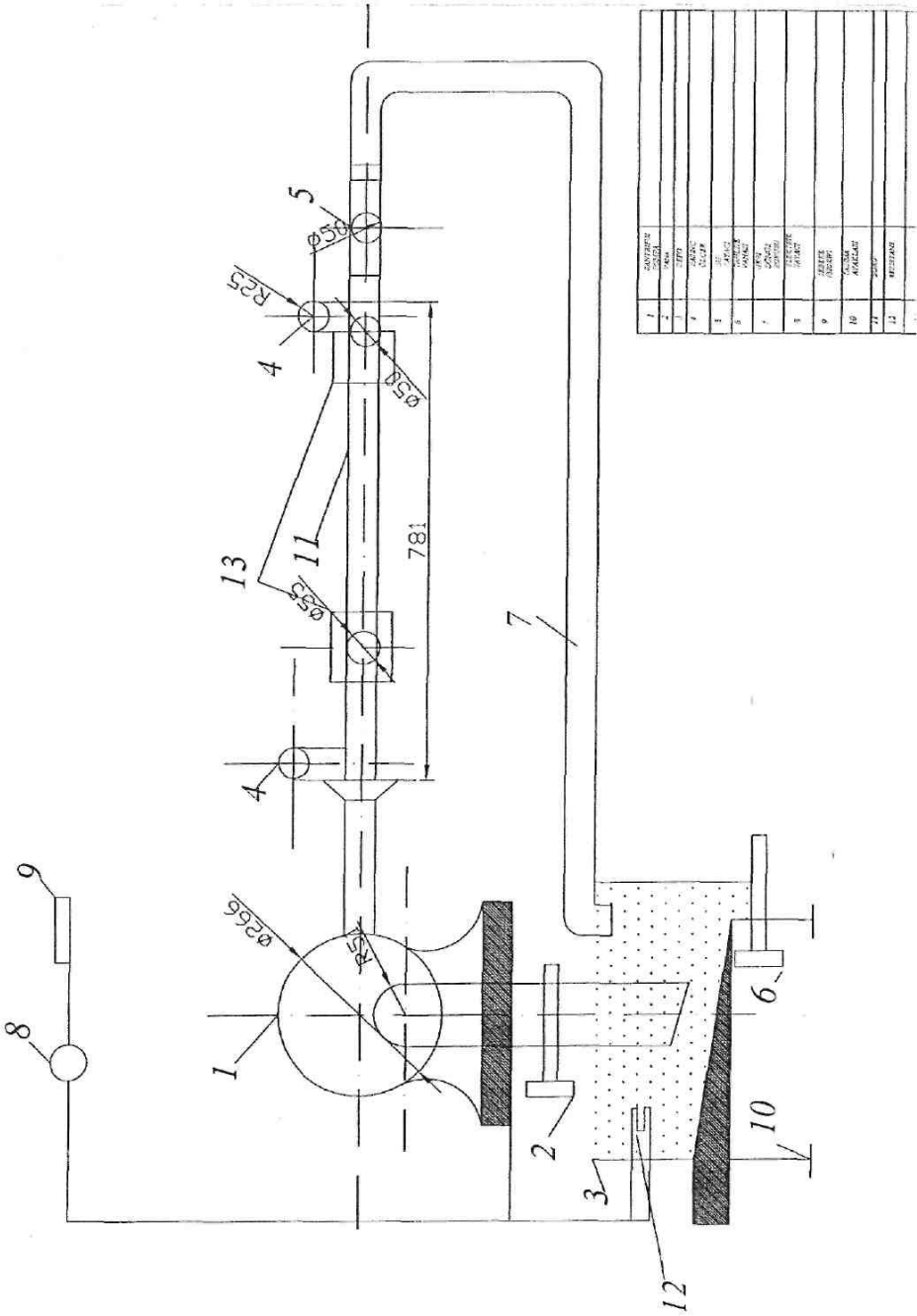


1	SANTRALİZ
2	PANJEL
3	BAĞCI
4	SANTRALİZ
5	BAĞCI
6	BAĞCI
7	BAĞCI
8	BAĞCI
9	BAĞCI
10	BAĞCI
11	BAĞCI
12	BAĞCI
13	BAĞCI

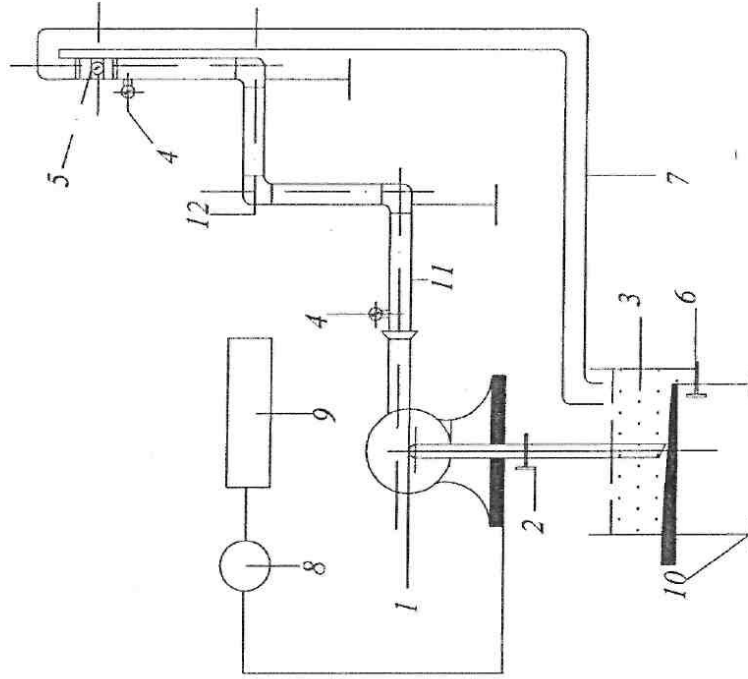
EK-D B sisteminin perspektif görünüşü



EK-F D sisteminin perspektif görünüşü



EK-G E sisteminin perspektif görünüşü



1	BACIRICI
2	TUTANAK
3	YANAK
4	BİLEZİK
5	BACIRICI
6	YANAK
7	BİLEZİK
8	BACIRICI
9	YANAK
10	BİLEZİK
11	BACIRICI
12	YANAK

