

TC.
Niğde Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

728959

**KÜTLE HOMOJENSİZLİĞİNDEN KAYNAKLANAN
ARAÇ ŞAFTI TİTREŞİMİNİN
TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Mehmet BAHADIR

Yüksek Lisans Tezi

12.8359

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT

Ağustos - 2002

TE YÜKSEK LİSANS TEZİ KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

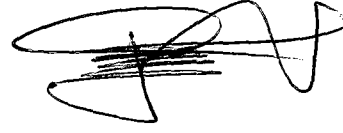
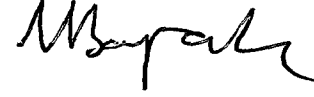

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne:

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNA ANABİLİM DALI' nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Yrd. Doç Dr. Mete KALYONCU

Üye : Yrd. Doç Dr. Mustafa BAYRAK

Üye : Yrd. Doç Dr. Menderes KALKAT



ONAY :

Bu tez 14/08/2002 tarihinde Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından uygun görülmüş ve enstitü yönetim kurulunun kararı ile kabul edilmiştir.

27/08/2002

Doç. Dr. Aydın TOPÇU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



ÖZET
KÜTLE HOMOJENSİZLİĞİNDEN KAYNAKLANAN ARAÇ ŞAFTI
TİTREŞİMİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

BAHADIR, M.

Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT

Ağustos 2002, 92 sayfa.

Bu çalışmada kütle homojensizliğinden kaynaklanan araç şaftı titreşiminin teorik ve deneysel olarak incelenmesi yapılarak dengelemenin araç şaftı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla 1971 model bir araç üzerinde belirlenen noktalarda titreşim değerleri elde edilmeye çalışılmıştır. Araç şaftının farklı yol şartlarında ve farklı hızlarda tahrik edilmesi neticesinde oluşan araç gövdesi titreşimleri, şaftın dengeleme öncesi ve sonrası belirlenen ölçüm noktalarından alınarak karşılaştırılmıştır.

Bu üç noktadan; motor bloğu üzeri, koltuk altı ve bagaj içinden alınan değerler neticesinde özellikle sürücü ve yolcu konforunu etkileyen koltuk altındaki noktadan alınan değerlerde 1/3 oranında azalma gözlemlenmiştir. Motor bloğu üzerinde ve bagaj içerisinde ki ölçüm noktalarında bu oranın motordan gelen ve motora hareket veren diğer döner elemanların titreşimiyle birlikte değişimin fazla gözlemlenmediği ortaya çıkmıştır. Bu sonuçla titreşim değerlerinin dengeleme yapılarak önemli ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir.

İkinci bölümde döner sistemlerin dengelenme teorisi hakkında teorik bir bilgi verilmiştir. Üçüncü bölümde yapılan deneysel çalışmadan bahsedilmiş, dördüncü bölümde çalışmanın matematiksel modeli belirlenerek gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Beşinci bölümde sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

Anahtar Sözcükler: Dengeleme, araç şaftı, taşıt, taşıt titreşimleri, yolcu konforu

ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND THEORITICAL INVESTIGATION OF VEHICLE SHAFT VIBRATIONS DUE TO MASS INHOMOGENEITY

BAHADIR, M.

University of Nigde Natural Science Institute
Mechanical Engineering Department

Supervisor: Asst. Prof. Menderes KALKAT

August 2002, 92 pages.

In this study consisting of five sections, the vehicle shaft vibration resulting from the mass homogenousness was theoretically and experimentally investigated. Moreover, the effects of the balancing process on the vehicle shaft was studied. For these purposes, a vehicle that was fabricated in 1971 was used to collect the values of vibration in the marked points on this vehicle body, arisen from the action of vehicle shaft in both different velocities and road conditions, are compared by taking the required values from the marked points before and after the balance process of the shaft.

As a result of the values from the upperside of the engine block, the underside of the vehicle chair and the inside of the baggage, a third of decrease was noticed in the values that were collected from the underside of the chair effecting the comfort of driver and passengers. The variation of this ratio was rarely observed in the measurement points upperside of the engine block and the inside of the baggage, at the end of the vibrations of the rotating and acting parts of the engine.

In the second section, the theoretical information on the balance theory of the rotative systems was given. In the third section, the experimental procedur was presented. In the fourth section, the mahemathical model was determined and the required calculations were accomplished. In the fifth section the results and recommendations were presented.

Key words: Balancing, vehicle shaft, vehicle, vehicle vibration, vibration.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanmasında benden yardımlarını esirgemeyen danıőmanım saygı değer hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT' a teőekkürü bir borç bilirim. Yine bu çalıőmamda bana yardımcı olan sevgili Oğuzhan ÖRER arkadaőıma teşekkür ederim.

Yine bu çalıőmayı yaparken ihmal etmek zorunda kaldığım çok sevdiğim ailem, eőim ve sevgili kızım Gökçen' e sabırlarından dolayı őükran borçluyum.



İÇİNDEKİLER

ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ	xiii
KISALTMA VE SİMGELER.....	xiii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1 Konunun Önemi	1
1.2 Çalışmanın Amacı	1
1.3 Literatür Özeti	2
BÖLÜM 2	13
GİRİŞ	13
2.1 Dengesizlik.....	13
2.1.2 Statik dengesizlik	14
2.1.3 Dinamik dengesizlik.....	15
2.2 Dengeleme Yöntemleri.....	15
2.2.1 Statik dengeleme (tek düzlemde dengeleme).....	16
2.2.2 Dinamik dengeleme (iki düzlemde dengeleme).....	19
2.2.3 Esnek rotorların dengelenmesi	20
2.2.4 Yerinde dengeleme.....	21
2.3 Dinamik Dengesizliğin Sonuçları	21
2.4 Dengeleme Makinaları	22
2.4.1 Dinamik dengeleme esasına göre çalışan dengeleme makinaları	24
2.5 Titreşim Ölçüm Cihazları.....	26
2.5.1 Titreşim hızı ölçen ölçücüler.....	26

2.5.2	İvme ölçücüleri.....	26
2.5.3	Mutlak ve bağıl konum (deplasman) ölçücüler.....	27
2.5.4	Titreşim sinyalini değerlendiren gelişmiş sistemler.....	27
2.5.5	Titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesi.....	29
BÖLÜM 3		33
MATEMATİKSEL MODEL VE DENEY DÜZENEGİ		33
3.1	Giriş.....	33
3.2	Sistemin Matematiksel Modeli.....	35
3.3	Düşey Doğrultudaki Titreşim.....	37
3.3.1	Dengelenmemiş kütle tesiriyle oluşan titreşimler	37
3.3.2	Burulma etkisinin dikkate alınması hali.....	40
3.4	Yatay Düzlemde Enine Doğrultudaki Titreşim.....	43
3.4.1	Atalet kuvveti etkisiyle oluşan titreşim	43
3.4.2	Burulma etkisinin dikkate alınması hali.....	46
3.5	Yatay düzlemde boyuna doğrultuda titreşim.....	46
3.6	Titreşimlerin Deneysel Olarak Çözümü.....	52
BÖLÜM 4		55
SONUÇLAR.....		55
4.1	Giriş.....	55
4.2	Teorik Analiz Sonuçları	55
4.2.1	Giriş.....	55
4.2.2	Düşey yönlü titreşim	56
4.3	Deneysel Sonuçlar	79
4.4	Deneysel Ölçüm Değerleri	80
BÖLÜM 5		87
SONUÇ VE ÖNERİLER.....		87
KAYNAKLAR.....		88

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1	Titreşimlerin nedenlerini belirleme tablosu	32
Çizelge 3.1	Şaft dengesizlik değerleri.....	53
Çizelge 3.2	Ortalama çalışma hızında dengesizlikler	53
Çizelge 4.1	Araç duruyor, dengesiz, motor çalışmıyor iken alınan ölçüm değerleri .	80
Çizelge 4.2	Araç duruyor, rölantide, motor soğuk, dengelenmemiş, fan devrede değil iken alınan ölçüm değerleri.....	80
Çizelge 4.3	Araç hareket halinde, şaft dengelenmemiş, bozuk yolda alınan ölçüm değerleri	81
Çizelge 4.4	Araç hareket halinde, şaft dengelenmemiş, orta yolda iken alınan ölçüm değerleri	82
Çizelge 4.5	Araç hareket halinde, şaft dengelenmemiş, otobanda iken alınan ölçüm değerleri ölçüm	83
Çizelge 4.6	Araç duruyor, şaftta dengeleme yapıldı, motor hareket etmekte iken alınan ölçüm değerleri.....	84
Çizelge 4.7	Araç duruyor, şaftta dengeleme yapıldı, araç rölantide iken alınan ölçüm değerleri	84
Çizelge 4.8	Araç hareket halinde, şaftın dengelemesi yapıldı, bozuk yolda iken alınan ölçüm değerleri.....	85
Çizelge 4.9	Araç hareket halinde, şaftta dengeleme yapıldı, orta yolda iken alınan ölçüm değerleri	86

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1	Çalışma şartları altında Timoshenko kirişi	4
Şekil 2.1	Statik dengesizlik olan bir disk	14
Şekil 2.2	Dinamik dengesizlik	15
Şekil 2.3	Rotor ve dinamik dengesizlik	16
Şekil 2.4	Statik dengeleme	17
Şekil 2.5	Dengelenmemiş kütlelerin tesirleri	18
Şekil 2.6	Dinamik dengesizlik	20
Şekil 2.7	Yumuşak yataklı üniversal dengeleme makinası (B ve K TIP 3905)	24
Şekil 2.8	Dinamik dengeleme makinası gösterge panosuna bir örnek (B ve K TIP 2504)	24
Şekil 2.9	Hız ölçücü ile titreşim ölçümü ve ölçümünün iç yapısı	27
Şekil 2.10	İvme ölçücüleriyle titreşim ölçümü ve ölçücünün iç yapısı	28
Şekil 2.11	Mekanik gevşeklikten kaynaklanan lineer olmayan titreşimler. Sinyal genliği tek taraflı ve frekansın iki katı bir bileşen de içermektedir	28
Şekil 2.12	Titreşim ikaz seviyesi kılavuzu	31
Şekil 3.1	Sistemin fiziksel modeli	35
Şekil 3.2	Şaft boyutları	35
Şekil 3.3	Model makine gövdesi boyutları	36
Şekil 3.4	Düşey titreşim modeli ve serbest cisim diyagramı	37
Şekil 3.5	Burulma sınımları ile zorlanmış düşey titreşim modeli	41
Şekil 3.6	Serbest cisim diyagramı	41
Şekil 3.7	Atalet kuvveti etkisiyle oluşan enine titreşimin modeli	44
Şekil 3.8	Serbest cisim diyagramı	44
Şekil 3.9	Burulma etkisiyle oluşan enine titreşimin modeli	46
Şekil 3.10	Boyuna doğrultudaki titreşimin modeli	47
Şekil 3.11	Deney modelinin şematik görünüşü	48
Şekil 3.12	Deney numunesi olan şaft	49
Şekil 3.13	Şaft bağlama aparatı	50
Şekil 3.14	Deney numunesi olan araç	51
Şekil 4.1	Araç dururken ve motor çalışmaz iken genlik ölçüm değerleri	58
Şekil 4.2	Araç dururken ve motor rölantide iken genlik ölçüm değerleri	58

Şekil 4.3	20 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri	59
Şekil 4.4	20 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri	59
Şekil 4.5	20 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri	60
Şekil 4.6	40 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri	60
Şekil 4.7	40 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri	61
Şekil 4.8	40 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri	61
Şekil 4.9	60 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri	62
Şekil 4.10	60 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri	62
Şekil 4.11	60 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri	63
Şekil 4.12	80 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri	63
Şekil 4.13	80 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri	64
Şekil 4.14	80 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri	64
Şekil 4.15	Araç dururken ve motor çalışmaz iken hız ölçüm değerleri	65
Şekil 4.16	Araç dururken ve motor rölantide iken hız ölçüm değerleri	65
Şekil 4.17	20 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri	66
Şekil 4.18	20 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri	66
Şekil 4.19	20 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri	67
Şekil 4.20	40 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri	67
Şekil 4.21	40 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri	68
Şekil 4.22	40 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri	68
Şekil 4.23	60 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri	69
Şekil 4.24	60 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri	69
Şekil 4.25	60 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri	70
Şekil 4.26	80 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri	70
Şekil 4.27	80 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri	71
Şekil 4.28	80 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri	71
Şekil 4.29	Araç dururken ve motor çalışmaz iken ivme ölçüm değerleri	72
Şekil 4.30	Araç dururken ve motor rölantide iken ivme ölçüm değerleri	72
Şekil 4.31	20 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri	73
Şekil 4.32	20 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri	73
Şekil 4.33	20 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri	74
Şekil 4.34	40 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri	74

Şekil 4.35	40 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri.....	75
Şekil 4.36	40 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri	75
Şekil 4.37	60 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri	76
Şekil 4.38	60 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri.....	76
Şekil 4.39	60 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri	77
Şekil 4.40	80 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri	77
Şekil 4.41	80 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri.....	78
Şekil 4.42	80 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri	78



FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

Fotoğraf 3.1	Motor kulağı üstü (1. ölçüm noktası)	33
Fotoğraf 3.2	Kabin içi ön koltuk altı (2. ölçüm noktası)	34
Fotoğraf 3.3	Bagaj içi (3. ölçüm noktası)	34
Fotoğraf 3.4	Şaftın dengelenme işlemi	54



KISALTMA VE SİMGELER

k	: Lineer yay katsayısı, kg/cm
x, y, z	: Yer değiştirme miktarı, mm
$\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$: Doğrusal hız, mm/sn
$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$: Doğrusal ivme, mm/sn ²
C	: Sönüm katsayısı, kg sn/cm
ω_n	: Doğal frekans, rad/sn
δ	: Sönüm oranı, boyutsuz
t	: Zaman, sn
ν	: Poisson oranı, boyutsuz
E	: Elastisite modülü, kg/cm ²
G	: Kayma modülü, kg/cm ²
C_{cr}	: Kritik sönüm katsayısı, kg sn/cm
Δ	: Sönüm oranı, boyutsuz
ξ	: Viskoz sönüm oranı, boyutsuz
A, B, C, D, K, L	: Sabitler,
α	: Açısal ivme, rad/sn ²
I	: Alan atalet momenti, kgmm/sn ²
k_b	: Burulma rijitliği, kg/cm
m	: Makine parçasının toplam kütlesi, kg
r_1	: Parçanın kütle merkezinin eksantrikliği, cm
ω	: Açısal hız, rad/sn
R_1, R_2	: Yataklara gelen kuvvetler, kg
F_A, F_B	: Yatak kuvvetleri, kg
m_b	: Dengeleme kütlesi, kg
φ	: Dönme açısı, faz farkı
l	: Biyel boyu, cm
θ	: Şaft muylu açıları,
M	: Moment, kg/cm
u	: Dengesizlik,

e_1, e_2	: Yarıçap vektörleri
U_1, U_2	: Dengesizlik vektörleri
S	: Cismin ağırlık merkezi
P, T	: Merkezkaç kuvveti, kg
M_{D1}, M_{D2}	: Dengeleme kütleleri, kg
I_{xy}, I_{yz}	: Çarpım atalet momentleri, kg/cm



BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Konunun Önemi

Makinelik üretim sistemi, insan-makina-ortam gibi üç öğeden oluşur. Mekanizasyonun tarihsel gelişimi içinde üretim sisteminin en önemli ögesi insan, uzun bir süre ihmal edilmiştir.

Bilindiği gibi son yüzyılda doğup gelişen ergonomi bilim dalı, makina kullanıcısının sağlığını koruyarak, iş başarısını artırmak, çalışma koşulları ile insan özellikleri arasında optimum uyumu sağlamaya çalışan bir disiplindir.

Ergonomi açısından ulaşımda kullanılan motorlu taşıtlarda sürücüyü etkileyen faktörler, gürültü, sıcaklık – soğukluk ve titreşim şeklinde özetlenebilir. Bunlar arasında insana olumsuz etkileri açısından en önemlisi titreşimlerdir. Sürücüye iletilen titreşimlerle insan vücudu doğal titreşim frekanslarının bir birine çok yakın veya aynı değerlere sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Titreşim ortamıyla insan vücudu arasındaki bu frekans çelişkisi taşıtlarda daha da önem kazanmaktadır.

Gelişen teknolojiye paralel olarak motorlar gibi dönen mekanizmalarda daha yüksek çalışma hızlarına gerek duyulmaktadır. Buna bağlı olarak da, dönen sistemlerin kritik hızlarının tasarım aşamasında belirlenmesi gerekmektedir. Tahrik hızının kritik hızlardan geçmesi sırasında sistemin davranışı ayrıca önem taşımaktadır.

Dönen sistemlerde kütle merkezinin oluşturduğu eksen ile dönme ekseni çakışmaktadır. Bunun sonucu olarak dönme sebebiyle, sistemi dönme ekseninden uzaklaştıran bir zorlayıcı kuvvet oluşmakta, böylece sistem, dönme hızıyla aynı frekansta yataklar eksen etrafında salınım hareketi yapmaktadır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Günümüzde ulaşımda kullanılan motorlu taşıtlarda istenmeyen titreşimlerin yol açtığı hasarların giderilmesi için yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Motorlu taşıtlarda çalışan

elemanlardan kaynaklanan titreşimler seyir konforu açısından rahatsızlıklar oluşturmakla birlikte malzemenin çalışma ömrünün azalmasına, yorulma ve tahribatlara neden olmaktadır. Titreşim sorununa uygun bir çözüm bulunabilmesi, titreşim nedenlerinin tek tek analiz edilmesiyle mümkündür. Araçta çalışan dönel elemanlardan şaft, krank mili ve dişli gibi elemanlar birer sorun kaynağı oluşturabilmektedir. Motorlu taşıtlarda güç elde etmede ve gücün iletilmesinde kullanılan dönel elemanlarda zamanla çeşitli aksamalar meydana gelmektedir. Malzemelerdeki heterojen dağılımların sebep olduğu mekanik titreşimler, aracın içerisindeki yolcuya olumsuz olarak yansımaktadır.

Dönen millerde kütle homojensizliğinden dolayı bir dengesizlik mevcuttur. Bu dengesizlikten dolayı çalışma şartlarında istenmeyen titreşimler oluşur. İmalatta ve kullanımda ortaya çıkabilecek bu dengesizliklerin giderilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada bir araç şaftında oluşan dengesizliklerin giderilmesi amaçlanmıştır. Bu çalışma ile 1971 model bir aracın dönel elemanlarındaki titreşim nedenleri tek tek araştırılmış ve bu proje çerçevesinde aracın şaftında(kardan mili) olası titreşim nedenleri tespit edilerek titreşim nedenleri giderildikten sonra titreşim öncesi ve sonrası değerleri irdelenmiştir.

1.3 Literatür Özeti

Dönen makinalarda titreşim engelleme önemli bir mühendislik problemidir. Rotor sistemlerin dinamik modellenme ve analiz tekniklerini araştırarak bir çalışma olması yanı sıra döner makinaların aktif dengeleme ve aktif titreşimlerinin eş zamanlı olarak gözlemlendiği bir araştırma çalışmasının gözden geçirilmesidir. Esas zorlukların kısa bir değerlendirmesi, temel metotları ve ayrıca sonraki araştırmalarda gereksinimler verilmiştir.

Endüstride rotor ve şaft dengesizliği, dönen rotorlarda titreşimin iki temel kaynağıdır. Dengesizlikten kaynaklanan bu titreşim, makinanın kritik bölgelerinde yorulma sonucu hasara neden olabilir. Örnek olarak yataklama, sızıntı, vites ve bağlantılar gösterilebilir. Dönen makine elemanlarının dengesizliği ve bunun neden olduğu titreşimler konusunda yapılan çalışmalar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

(Özdin, 1996) döner makine elemanlarındaki dengesizliği etkileyen parametreleri ikili ve üçlü gruplar halinde çalışan pervane, disk ve dişli gibi elemanlar üzerindeki dengesiz noktalar belirlenip bu elemanın üzerindeki mevcut dengesizliklerin kütle, eksenel, radyal ve açısal büyüklüklerin dengesizliğe veya dengesizlik düzlemlerine etkisi teorik ve deneysel yollarla araştırılmış ve sonuç olarak dengesizliğe neden olan kütlelerin düzlemlere göre konumunun eksenel ve radyal yöndeki değişimlerinin ve açısal farklılıklarının dengesizliği etkileyen parametreler olduğu belirlenmiştir.

(Kalkat, 1995) dinamik dengesizliklerin, mekanik sistem titreşimlerine etkisi konusunda bir deneysel çalışma yapılmış ve bu çalışmada dönen elemanlardan kaynaklanan titreşimlerin dengesizlik nedenleri giderildiğinde sisteme etkileyen titreşimlerin 1/5 oranında azaldığı gözlenmiştir.

(Kalkat ve diğ., 2001) yapılan çalışmada titreşimlerin yolcu konforu ve insan sağlığına olan etkileri araştırılmış ve neticede titreşimlerin antropometrik sınırlar içerisinde olması gerektiğinden titreşimlerin nedenlerinin giderilmesi konusu ele alınmıştır.

(Wowk, 1991) şaft ve buna bağlı malzemelerin (diskler, kanatlar gibi) ortaya çıkardıkları netice rotor dengesizliğidir. Pratikte, rotorlar asla mükemmel olarak dengelenmiş olamazlar. Bu konuda imalat hataları, dönmedeki boşluk oranı, üniform olmayan kütle dağılımı, imalat toleransı ve çalışma süresince malzemelerin kayıplarını ve kazançlarını sebep olarak göstermiştir. Kütle dengesizliğinin sonucu olarak santrifüj güç üretilir ve bununda yataklamaya ve sisteme yansıdığı görülür.

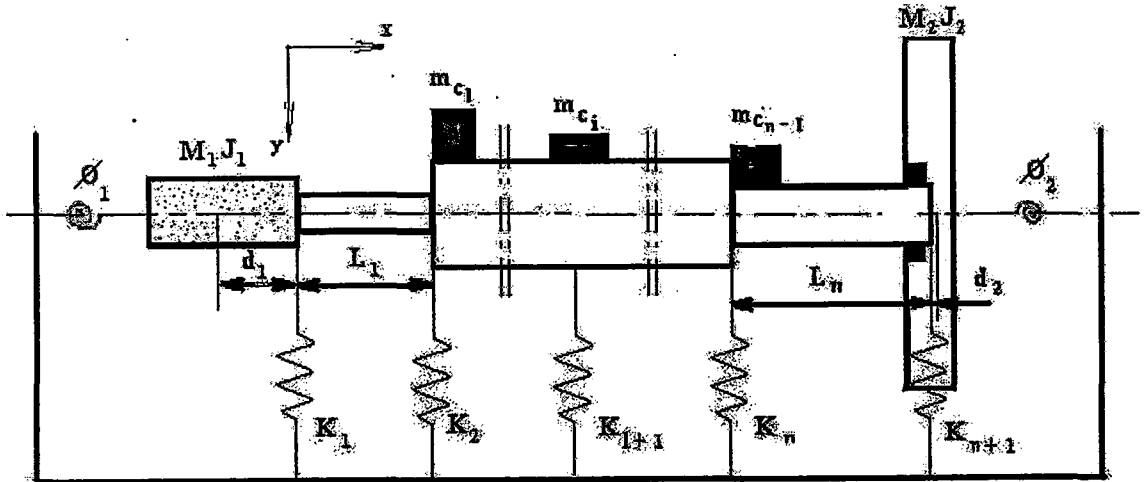
(Jacker, 1980) bileşik motor – esnek bağlantı – rotor sisteminin teorik modelini bileşen modu sentez metodu, kullanarak elde etmiştir. Elde edilen denklem sistemleri şaftın paralel olmayan sıralanması için gerekli kuvvet frekanslarının motorun dönme hızının birkaç frekansı olduğunu göstermiştir.

(Farghlay, 1994) farklı fakat düzgün n bölümleriyle, elastik modül, atalet momenti, alan, kütle yoğunluğu, uç noktalar ve i . bölümün uzunlukları sırasıyla E_i , L_i , A_i , P_i , i ve $i+1$ gibi ve ayrıca L_i ile tanımlanan eski kesitteki süresizlikte Timoshenko kirişlerinin

titreşim ve denge analizinde doğal frekanslar ve ortadaki kütleler gibi uca yüklenebilen esnek destekli düzgün kirişlerden ibaret çok – aralıklı kiriş sistemleri için kritik eğilme katsayısını araştırmıştır. İ. noktadaki geçiş yay katsayısı ve rijit olarak bağlanmış üniform kütle sırasıyla K_{i+1} ve M_{ci} ' dir. Üniform olmayan uç kütleler M_1 ve M_2 sisteminin uçlarına rijit olarak bağlanmıştır ve bu uçlar yer değiştirebilir ve dönel bir yayla elastiki olarak desteklenmiş ve 1. ve $n+1$. noktalarda sabit bir duvara birleştirilmiştir. Sistem, sistemin sonlarında ve uç kütlelerin merkezine etkiyen sabit bir aksiyel kuvvete maruz kalabilir.

Modelde, mühendislik dizaynında birçok yerde kullanılan kademeli kalınlıklı düzgün kirişler için açık doğal frekanslar ve bu kirişlerin bir, iki ve çok–aralıklı uygulamaları klasik olan ve klasik olmayan sınır şartlarıyla Euler – Bernoulli' nin elastik eğilme teorisine dayanılarak çalışmalar yapılmıştır. Yoğun olmayan uç kütle ortadaki kütleler ve tüm dönel ve yer değiştirilebilir yaylar matematiksel modele de dahil edilmiştir.

Bu çalışmada bağıl aralık ve bağıl kalınlık parametrelerinin doğal frekans üzerindeki yararlı etkisi, ikinci aralık kademeli yapılmıştır. Her biri aynı kritik bükülme yükü katsayısına sahip kademeli kirişlerin üç grubu şu şekilde bulunmuştur. Sabit–serbest–serbest, kayar–serbest–mesnetli, kayar–serbest–serbest, serbest–serbest–serbest, mesnetli–serbest–serbest, sabit–serbest–kayar, kayar–serbest–kayar.



Şekil 1.1 Çalışma şartları altında Timoshenko kirişi

(Ota ve ark., 1984) elastik uçlu ve orta şartlarının değişik kombinasyonları için kritik bükülme yükü katsayısı üzerinde, bağıl kalınlık ve aralık parametresinin etkisi tanımlanarak aksiyel yükün kirişin ucunda ve uç kütlelerin ağırlık merkezine etki

edebileceğini göstermiştir. Bunun yanında yukarı kademeli kirişler için kritik bükülme yükü katsayısının bağıl aralık parametresi μ' deki artışla azalacağını bulmuş, son kütlenin ağırlık merkezine aksiyel bir yük etki ettiğinde sistemin dengesizliğinde bir artış olduğunu gözlemiştir.

(Vozquez, 2000) de anizotropik esnek destek üzerindeki akışkan filmlili yataklar tarafından desteklenmiş üç kademeli bir kompresörün dinamik modelini kurarak bir araştırma yapmıştır. Bu çalışmada, elektronik bir titreşim uyarısına karşılık yatak bölgesinde meydana gelen titreşimin ivmesini ölçerek yatak desteğinin karakteristiği ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca, rotorun dengesizlik cevabı ve sistemin kararlılık analizini, ölçülen ivme değerlerinden transfer fonksiyonlarını elde ederek gerçekleştirmişlerdir.

(Kligerman, 1998) çalışmasında dönen bir sistemin non-linear dinamiğini ve kararlılığını, elektromanyetik temassız bir Eddy akım sönümleyici ile araştırmıştır. Bu çalışmada, sönümleyici direk elektromanyetik akımın bir hava kanalından geçirilmesi suretiyle, bir mil üzerinde öteleme ve dönme hareketi yapan manyetik olmayan ince bir disk ile modellenmiştir. Modeli kurulan dönen sistemin, kütle dengesizliğinin sebep olduğu zorlanmış titreşim hareketi, analitik ve nümerik çözüm teknikleri kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen periyodik çözümlerin kararlılığı ise Floquet Teorisi kullanılarak, analiz edilen kendinden tahrikli dengelenmiş hareket ve dengesiz zorlanmış cevaplardan belirlenmiştir.

(Lees ve ark., 1997) dönen makinaların dengesizlik durumunu belirlemek için bir metod geliştirmişlerdir. Bu metodun ihtiyaç duyduğu iki şey; rotor için iyi bir nümerik model ve yatak davranışı için yaklaşık bir modeldir.

(Vozquez ve ark., 1997, 1998, 1999, 2000) örnek bir sistem için transfer fonksiyonlarını kullanarak yatak desteklerinin karakteristiğini araştırmışlardır. Yatak desteklerinin transfer fonksiyonları ile gösterimi, yatak altlarındaki destek yapılarının dinamiğini de içerdiğinden oldukça önemli bir metottur. Ayrıca transfer fonksiyonları gösterimi, gerekli parametreler deneysel olarak ölçülmüş ise de, elde edilen ve hesaplanan zamanı azalttığından herhangi bir rotor sisteminin analizi için çok az bilgi gerektirir.

(Smart ve ark., 1997, 1998) yatak dinamiği ve rotorun dengesizlik durumunu araştırabilmek için gerçek bir turbo jeneratörü temsil eden bir deney düzeneği kurmuşlardır. Yatak modelindeki hataların etkisi ve belirli parametreler üzerinde yapılan ölçümler dikkate alınmış ve doğruluklarının ispatı için bir metot sunmuşlardır.

(Song, 1998) de yaptığı bir çalışmada, 300 MW gücündeki jeneratör ünitesinin dinamik analizi ve arıza teşhisi üzerine deneysel bir araştırma gerçekleştirmiştir. Sonuçta, net salınımın dengelenmesinden sonra görülen cevap, genlik ve faz açısı terimlerinde alışılmış rezonans davranışı gösterdiği tespit edilmiştir. Net salınımın dengelenmesinin eğik mil dengelemede etkili metot olduğunu gösteren veriler deney sonuçlarına dahil edilmiştir.

(Zajaczkonski, 1997) bir elektrik motoru tarafından tahrik edilen milin kararlılığını teorik olarak araştırmıştır. Sistemin davranışını, enerji yüzeyi üzerindeki hareketi dikkate alarak ifade etmiş ve milin serbest ucunun aksenal olarak hareket ettiğini ve kritik hızın altında en küçük bir enerji yüzeyi; kritik hızın üzerinde ise en büyük bir enerji yüzeyine sahip olduğu sonucunu elde etmiştir.

(Shan ve ark., 1996) spektrum analizini kullanarak dönen makinaların titreşimi üzerine bir çalışma yaparak dikiş makinasının dinamik denge durumunu incelemişlerdir.

(Uzmay ve ark., 1997) taşıt titreşimleri üzerine mil dengesizliğinin etkisini araştırmışlar, dengesizlikten kaynaklanan titreşim analizini farklı çalışma hızları için geliştirdikleri bir fiziksel model yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada model sistemin doğal frekansı, çalışma şartları ile mukayese edildiğinde en büyük genliğin, sürücü motordan uzaktaki sağ yatakta meydana geldiği ve benzer işlemler dengelemeden sonra tekrarlandığında ise titreşimin genliğinde belirli bir azalma olduğu sonucuna varılmıştır.

(Xu ve ark., 1993) dengesizlik ve eksen kaçıklığına maruz bir motor – esnek kavrama-rotor sisteminin titreşim analizini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında mil eksen kaçıklığı ve rotor dengesizliğini teorik olarak inceledikten sonraki sonuçları doğrulamak için bir rotor dinamik test düzeneği üzerinde

gerçekleştirmişlerdir. Rotor mil yer değiştirmeleri farkı eksen kaçıklığı ve dengesizlik şartları altında ölçülmüş; ölçülen ve tahmin edilen frekans dağılımını elde etmişlerdir. Teorik tahminleri deneysel ölçümleri ile iyi bir uyum göstermiştir.

(Lees ve ark., 1997) geliştirdikleri metodu kullanarak iki yataklı bir rotor sisteminde, hem sabit hem de değişken yatak katsayıları için örnekler sunmuşlardır. (Kim ve ark., 1996) rotor-yatak sistemlerini analiz etmek için güçlü bir matris indirgeme tekniği geliştirmişlerdir. Bu metod kullanım kolaylığı, hassasiyeti ve hesaplama zamanındaki indirgeme açısından oldukça önemli bir metottur.

(Katz ve ark., 1987) sabit hızlı hareket eden bir yüke maruz bir milin dinamik davranışını araştırmışlardır. Euler–Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kiriş teorilerini model alınan, dönen mile uygulamışlardır. Yaptıkları bu çalışmada, sınır şartları için basit bir şekilde yataklanmış durum için, model analizi ve integral transformasyon metodlarını da uygulamışlardır. Milin boyutları, yükün aksenal hızı ve milin dönme hızı gibi parametrelerin etkisini, dikkate aldıkları her bir mil modeli için incelenmişlerdir.

(Tan ve ark., 1992) son yıllarda geliştirilen esnek rotor dengeleme teorisini incelemişlerdir. Dengelemenin iki temel tekniği olarak bilinen tesir katsayıları metodu ve model dengeleme arasında bir ilişki kurmuşlardır. Sonuç olarak da esnek rotorların genelde düşük hızlarda dengelenebildiğini, ancak belirli durumlarda yüksek hızlarda dengeleneceğini ortaya çıkarmışlardır.

(Ginielka, 1982) daha önceki araştırmacılardan Gasch ve Drechsler'in sunduğu dengeleme metodunu, başlangıçta eğik mili çok yataklı rotorlar için geliştirmiştir. Söz konusu sistemler için tanımlanan iki tür deney yapılmış ve rulmanlı yataklarla desteklenmiş esnek millerin, çok iyi bir sonuçla dengelenebileceği görülmüştür.

(Corbo ve ark., 1996, 1998, 2000) makinalardan elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri için Holzer Metodu gibi tanınmış işlemlerin uygulanmasıyla dönen makinaların burulma titreşimleri üzerine araştırmalar yapmışlardır. Senkronize motor sürücülü turbo makinaların burulma titreşimi analizini de gerçekleştirmişlerdir.

(Özgüven ve ark., 1983) yataklanmış rotor–disk sistemlerinin kritik hızlarını, logaritmik azalma değerlerini ve dış kuvvetler etkisinden davranışların kayma deformasyonunu da dahil ederek incelemiştir.

(Doebeling ve ark., 1996) mekanik sistemlerin ve yapıların titreşim özelliklerinden durum görüntüleri ve hasar belirlemesini içeren literatürün geniş bir araştırmasını yapmışlardır.

(Den Hartog, 1934) kitabı konferans notlarından derlenmişti ve (Tondl, 1965) yaptığı gibi birçok alanın detaylı bilgilerini içermesiyle birlikte, basit rotor dinamiği prensipleri de kitapta verilmiştir. Sadece rotor dinamiğine ait bölümleri içeren birkaç modern dinamik kitabı mevcuttur ki, buna iyi bir örnek; (Genta, 1993) tarafından verilmiştir.

(Iwatsubo, 1976) titreşim analizinde oluşabilecek muhtemel hataları ve bu hataların kritik hız hesaplarını, kararsızlığı ve balanssızlığı nasıl etkileyeceğini araştırmıştır. Balanssızlık cevabı, kararsızlık ve kritik hız değerlerinin istatistiki hesaplamalarında kullanılacak, istatistiki yaklaşım hataların standart sapma ve ortalama değer hesaplamalarında kullanılmıştır. Değişken model parametrelerinde hatalarla münasebetli model hassasiyeti de tanımlanmıştır. Yatak hatalarındaki katsayılar, sistem kararsızlığı değişiminde, kütle ve rijitlik hatalarından daha büyük etkiye sahiptir ki; bu, kritik hızdaki değişimde baskın etkiye sahiptir.

Önceden belirtildiği üzere; dönen makineler gittikçe daha kompleksleşiyor, rotor daha hafif, hızlı ve daha sıkı toleranslı hale geliyor. Bu karmaşık ortamda mümkün olduğunca çok hata kaynağını elimine etmek önemlidir. Arızasız makine taleplerini karşılamak için sürekli yeni teknikler geliştirilmektedir. Örnek olarak, (Halliwell, 1996) hantal mekanik parçaları elimine ederek, lazerli burulma titreşim ölçme cihazı ile burulma titreşiminin ölçümünün mümkün olduğunu ve titreşim analizinin önemini göstermiştir. Lazer yaklaşımı, probleme sebep olan birçok noktada, pratik uygulamada önemli avantajları olan bir yaklaşımdır. Bu sadece diğer ölçüm ekipmanlarının yerleştirilmesindeki zorluklardan değil, ekstra kütle ve rijitlik terimlerinin geleneksel metotlarla sisteme sık olarak ilave edilmesinden de kaynaklanmaktadır.

(Sekhar ve ark., 1995) dönen makinaların titreşimi üzerinde kavrama ayarsızlığı etkisini tartıştılar. Kavramada oluşan reaksiyon kuvvetlerine bağlı olarak mil ayarsızlığı titreşimi oluşturan en büyük sebep olabilir. Yatak ayarsızlığının en önemli belirtisinin $2x$ titreşim cevapları olduğu genelde kabul edilmiştir. Bir sonlu elemanlar rotor–kaplin–yatak sistemi geliştirilmiş ve kaplin koordinasyon sisteminden ayarsızlık etkilerine ulaşılmıştır. $1x$ cevapların, $2x$ cevapları önemli derecede etkilemediği yerlerde, model ampirik sonuçlarla uyum içindedir. Bu modeli kullanarak, arıza teşhisi ve makine tasarımı terimlerinde değişken harmonik değerlerdeki ayarsızlığa bağlı titreşim cevaplarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir.

(Ding ve ark., 1993) durgun belirsizliklerin, çok yataklı rotor sisteminin lineer olmayan dinamik analizlerinin matematiksel modelde nasıl gerçekleştiğini göstermişlerdir. Bir veya daha fazla elemanın belirsiz durağan sistemi, sistemin devamlılığı için gereken eşitlikten daha çok destek ve engelleri işler. Lineer olmayan dinamik analize (yataklama terimleri) içinde lineer olmayan etkileri tanıtarak) aynı zamanda sistem konfigürasyon parametrelerinin belirlenmesine yarayan rotor–yatak sisteminin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Sistem konfigürasyonlarını değiştirerek dinamik performans etkileri teorik olarak tahmin edilebilir.

(Kirk, 1984) dengeleme uygulamalarına gerçek pratik örnekler kullanarak (çok kademeli kompresör, çatlak mil ve yatak desteklerinin etkisi) başlamış bu pratik deneyimin sonucunda tavsiyelerde bulunmuştur.

(Parkinson, 1991) dönen makinaların dengelemesinin önemli yönlerini geniş bir şekilde vermiş ve dengeleme tekniklerini araştırmadan önce, dengesizliğe bağlı mil titreşimlerinin detaylarını açıklamıştır.

(Gnielka, 1983) rotor mod şekillerini kullanarak, test çalıştırması yapmaksızın başlangıçta kavisli esnek bir rotorun dengesizliğini tanımlamak için bir metot geliştirmiştir.

(Morton, 1985) tarafından esnek millerin deneme ağırlığı kullanmaksızın model

dengeleme yaklaşımı kararlaştırılmıştır. Ayrıca, hesaplanan mil cevap fonksiyonları yardımıyla mil ve yatak karakteristiklerinin ayrılabilceğini ve böylece bilinen mil kuvvetinden yatak parametrelerinin tanımlanabileceğini göstermiştir.

(Lee ve ark., 1987) dengeleme başlığı kullanarak rötörün çalışması esnasında oluşturulan model dengeleme metodunu sunmuşlardır. Bu metotla sadece düşük hızlı rotorların dengelenmesi için araştırma yapılmıştır ancak yüksek hız için model dengelemesi yoktur. Dengeleme kafası; mile monte edilen, üzerinde düzeltme ağırlıkları taşıyan, disk veya disklerin bileşiminden oluşan bir başlıktır. Titreşim seviyeleri ölçülmekte ve operasyon esnasında düzeltme ağırlıkları hareket ettirilerek titreşimin seviyesi azaltılmaya çalışılmaktadır. Diskin çalıştırılması ve kontrol sistemi bu metodun önemli yönüdür.

(Tan ve ark., 1993) model dengeleme ve etki katsayısı metodunu birleştirerek bir teori geliştirmiştir. Birleştirilmiş teori esnek rotorların düşük hızda dengelenmesine uygulanmıştır. Başlangıçtaki dengesizlik, her iki metot da sıfıra ayarlanarak bu iki dengeleme tekniğinin denk olduğu gösterilmiştir. Düşük hızlı bir rotorun dengelenmesi (etki katsayısı metodu) ve yüksek hız dengelemesinin gerektirdiklerinin olabildiğince tam karşılaştırılması önerilmiştir. Rotorun çalışma hızı veya üzerinde bir hızda çalışmasına gerek duyulmadan gerekli birçok modlar ile dengeleme pratik uygulamalarda avantajlar sağlanmıştır.

(Krodkiewski, 1994) düzlem ve denge gerekli düzeltici ağırlığını tanımlayabilmek için bir metot sunmuştur ki; konfigürasyon ve dengesizlik dağılımı çalışma esnasında değişebiliyordu. Bu metot da dengesizlik değişimi oluşmadan önceki ve sonraki titreşim cevap ölçümleri ve sistemin lineer olmayan matematiksel modeli kullanılmıştır. Lineer olmayan model, yataklama, takviyeler ve milin kendisi hakkındaki bilgileri içermektedir.

(Lees ve ark., 1997) yatak desteklerindeki titreşim ölçümlerini kullanarak, esnek montajlı rotor-yatak sistemindeki dengesizliği hesaplamak için bir metot geliştirmişlerdir. Bu metot için sadece rotorun tam bir modeline ihtiyaç duyulmaktadır.

Titreşim ölçümlerinden faydalanarak, mil eğikliği ve kütle dengesizliği arızalarını tespit edebilmek ve birbirinden ayırt edebilmek önemlidir.

(Nicholas ve ark., 1996) mil eğikliği üzerinde geniş araştırma ilk olarak iki bölüm halinde tarafından yapılmıştır. Birinci bölümde; esnek rotorların mil eğikliğine bağlı dengesizlik cevapları tartışılmış, ikinci bölümde ise, mil eğikliği olan esnek rotorların dengelenmesi için deneysel sonuçlar verilmiş ve dengeleme teorisi sunulmuştur. Birinci bölümde, hem kütle dengesizliği hem de mil eğikliği bulunan milin dinamik cevabı faz açısı ve genlik terimleriyle açıklanmıştır.

(Salamone ve ark., 1977) mil eğikliğine ek olarak eğik disk bulunan bir rotor sisteminin dengesizlik cevabını araştırmışlardır. Bu iki etkiyi kapsayan transfer matris denklemleri geliştirilmiştir.

(Parkinson ve ark., 1984) mil eğikliği bulunan ve kütle dengesizliği bulunan dönen miller üzerinde yaptığı deneyler sonucunda, ortaya çıkan salınım farklılıklarını açıklamışlardır. Pratik uygulamalarda toplam salınım dengelenmesinden çok, net salınım dengelenmesi arzu edilir çünkü; toplam salınım dengelenmesi kritik olmayan hızlarda kalıcı eğiklikler bırakır ve sadece rezonansta dengelenmektedir. Kütle dengesizliğindeki metodun aynısı kullanılabilirdiği sürece net salınımın dengelenmesi daha kolaydır. Sonuçta, net salınımın dengelenmesinden sonra görülen cevap, genlik ve faz açısı terimlerinde alışılmış rezonans davranışı gösterir. Net salınımın dengelenmesinin eğik mil dengelemede etkili metot olduğunu gösteren veriler deney sonuçlarına dahil edilmiştir.

(Meacham ve ark., 1988) yukarıda açıklanan metoda benzer, başlangıçta eğik milin kompleks model dengelemesi için işlemler geliştirmişlerdir. Her ne kadar dengeleme işlemlerinin amaçları aynı olmasına rağmen, etki katsayısı yerine model dengeleme metodu aynı sonuca ulaşmak için kullanılmıştır.

Bir mildeki çatlaktan dolayı titreşim oluşur ve genelde titreşimin genliği çatlakın derinliğine, şekline ve mil mod şekli durumuna bağlıdır. Bu sebeple çatlakları erken

teşhis etmek; aşırı titreşimden kaynaklanacak büyük zararların oluşması ve daha maliyetli bakıma gerek duyulmaması için önemlidir. İlk olarak (Wauer, 1990) tarafından “Değişken çatlak modelleme teknikleri” kitabında bu konu araştırılmıştır.

(Gasch, 1993) analizinde karışıklık metodunu kullanarak, öngörülen ağırlığın etkin koşulları altında oluşan bu metot da çapraz – köprü rijitlik ve dinamik cevap terimlerinin uygun olmadığını belirlemiştir.



BÖLÜM 2

GİRİŞ

2.1 Dengesizlik

Dengesizlik; tasarım imalat, montaj veya işletme süresinde teknolojik veya ekonomik nedenlerle önlenemeyen çeşitli faktörlerin etkisiyle ortaya çıkabilir. Örneğin, tasarımda, dönel simetriyi bozan yapısal öğeler; imalat, malzemenin homojen olmaması, imalat veya talaş kaldırma hataları, montajda, tespit elemanlarının simetrik olmaması, merkezleme hataları ve işletmede aşınma, korozyon, ısıl gerilmeler ve plastik şekil değişimlerinden ileri gelen kütle dağılımı değişimleri dengesizliğe yol açar.

Rotor, bir eksen etrafında dönen, katı olduğu kabul edilen, genellikle dönel bir yapıya sahip olan bir kütle veya kütleler sistemidir. Bir rotor, dişli, kasnak, volan gibi kısa; türbin shaftı, elektrik motoru armatürü gibi uzun veya bir mile monte edilmiş parçalar şeklinde olabilir. Dönme eksenini, rotorun veya milin yatak uçlarının merkezlerini birleştiren doğru olarak alınır. Katı kabul edilmeyen rotora esnek rotolar adı verilmektedir.

Bir rotorun, kütle merkezinden geçen asal atalet ekseninin dönme eksenini ile çakışmaması hali dengesizliktir. Dengesizliğin iki özel hali statik dengesizlik ve dinamik dengesizliktir.

Açısal hızı ω olan dengesiz bir katı rotor üzerindeki merkezkaç kuvvetleri; rotorun dönme eksenine dik olan iki düzleminde e_1 ve e_2 yarıçap vektörlerinin uçlarında toplanmış M_1 ve M_2 kütleleri üzerindeki, sırasıyla, $F_1 = M_1 \cdot e_1 \cdot \omega^2$ ve $F_2 = M_2 \cdot e_2 \cdot \omega^2$ merkezkaç kuvvetlerine eşdeğerdir. $U_1 = M_1 \cdot e_1$ ve $U_2 = M_2 \cdot e_2$ vektörlerine, söz konusu düzlemlerdeki dengesizlik vektörleri adı verilmektedir. Dengesizlik vektörlerinin toplamı, $U = m \cdot e$ vektörüne eşittir. Burada;

m = rotorun kütlesi,

e = rotorun kütle merkezinin dönme eksenine dik düzlemdeki yarıçap vektörüdür.

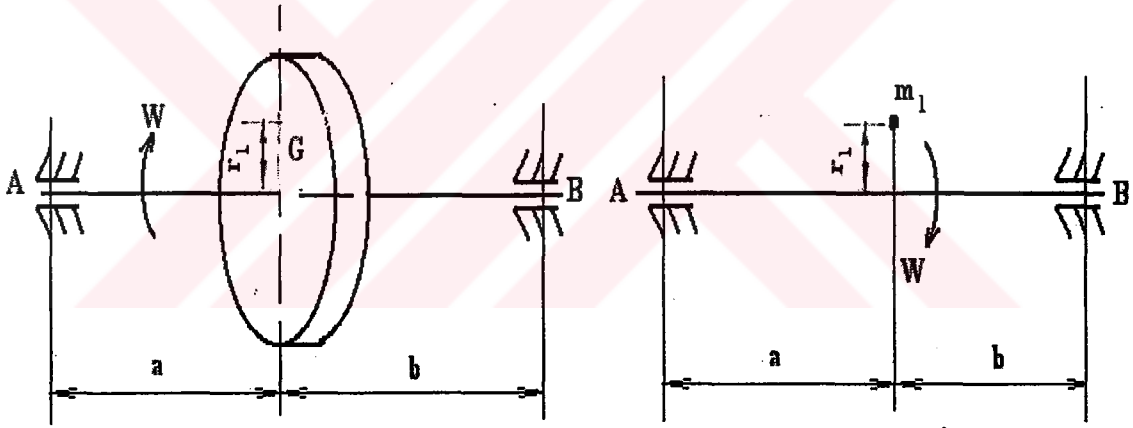
Statik dengesizlik halinde, F_1 ve F_2 kuvvetleri, rotorun kütle merkezinde etkiyen tek bir

kuvvete yani, $F = u \cdot \omega^2$ kuvvetine eşdeğerdir. Dinamik dengesizlik halinde ise $F_1 = -F_2$ dir, yani rotor üzerindeki merkezkaç kuvvetlerin bileşkesi bir kuvvet çiftine eşdeğer olur (Cerit, 1994).

2.1.2 Statik dengesizlik

Eğer bir dönen makina parçasının ağırlık merkezi dönme eksenini ile çakışmıyorsa, bu makina parçasına statik olarak dengesizdir denir. Bir makina parçasının aksel doğrultudaki boyutu radyal boyutuna göre çok küçükse, dönen kütlelerin aynı düzlemde buldukları ve sistemin sadece statik olarak dengesiz olduğu kabul edilir. Dişli çark, disk ve volan gibi elemanlar örnek olarak verilebilir.

Bir makina parçasında statik dengesizliğin olup olmadığını anlamak için basit bir yöntem uygulanır. Bu yöntemde dengesizlik düz ve dengelenmiş bir mile tespit edilmiş olan parçanın (diskin) iki adet yatay rijit yay üzerinde hareket ettirilmesi ile tespit edilir.

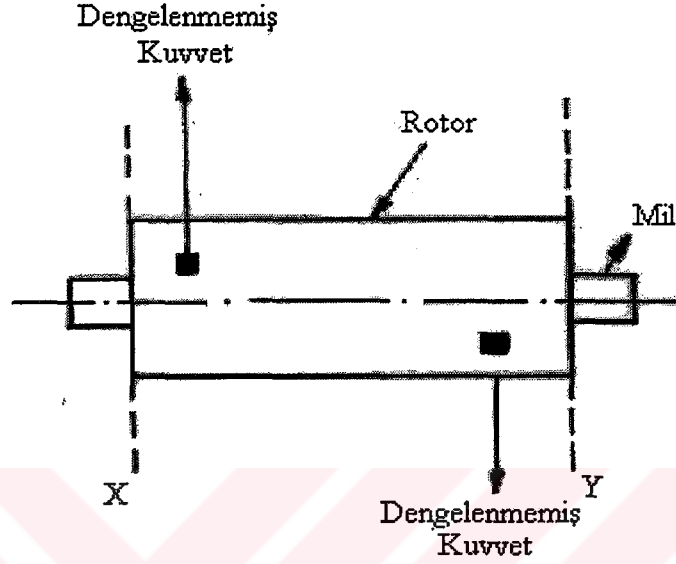


Şekil 2.1 Statik dengesizlik olan bir disk (Uzmay ve ark, 1990)

Şekil 2.1' deki gibi bir mil üzerine sabitlenen diske mil üzerinde yavaşça yuvarlanma hareketi yaptırılır ve disk kendiliğinden durduğu zaman disk en alt noktası işaretlenir. Bu işlem dört, beş defa tekrarlanır. Bu işlemlerin sonunda eğer disk üzerindeki işaretler disk çevresinde bir dağılım gösteriyorsa parçada statik dengesizlik yoktur, eğer disk üzerindeki işaretler aynı bölgede çakışık ise parçada statik dengesizlik vardır. Dengesizlik halinde parçanın kütle merkezi, parçanın geometrik merkezi ile parça üzerindeki işaretleri birleştiren doğru üzerindedir. Buna göre statik dengesizliğin açısal konumu belirli olup, büyüklüğü belirsizdir (Uzmay ve ark, 1990).

2.1.3 Dinamik dengesizlik

Dinamik dengesizlik, rotor kütle merkezi dönme eksenini üzerinde olmakla birlikte, kütle merkezinden geçen asal atalet ekseninin dönme eksenine paralel olmaması halidir. Şekil 2.2' de dinamik dengesizlik hali gösterilmiştir.

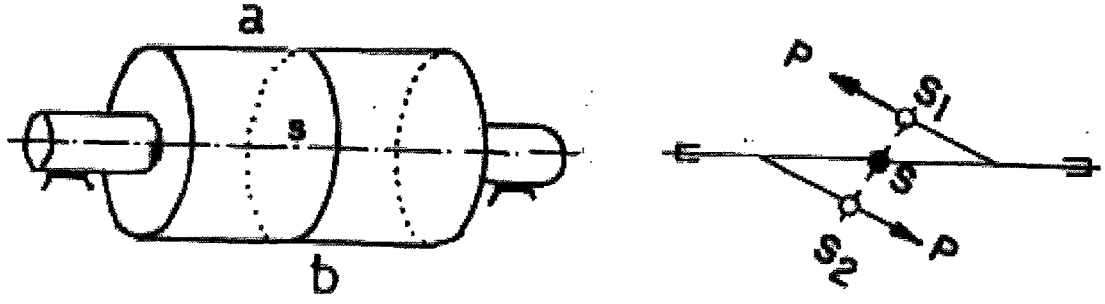


Şekil 2.2 Dinamik dengesizlik (Pasin, 1984)

Şekil 2.3'deki gibi bir rotor göz önüne alınırsa; rotorun, (ab) kesiti vasıtasıyla iki kısma ayrılmış olduğu kabul edilerek; rotorun iki kısmının ağırlık merkezleri, rotor ekseninden geçen aynı düzlemde fakat bu eksene göre farklı taraflarda bulunmaktadır. Bundan başka S_1 ve S_2 ağırlık merkezlerinin dönme eksenini üzerinde olmadığı farz edilerek, bütün cismin S ağırlık merkezi tam dönme eksenini üzerine düşer. Şekil 2.3' de şematik olarak temsil edilen bu halde statik dengesizlik mevcut değildir. Rotorun dönmesi esnasında P merkezkaç kuvvetlerinin teşkil ettiği bozucu kuvvet çifti meydana gelir. Bu kuvvet çifti rotorla beraber dönmekte olup temelde titreşimleri meydana getirmektedir. Böyle bir dengesizlik ancak cismin döndürülmesiyle, yani "dinamik" bir deneyle tespit edilebilir. Bu sebepten dolayı, göz önüne alınan bu hale dinamik dengesizlik adı verilmektedir (Palavan, 1973)

2.2 Dengeleme Yöntemleri

Dengeleme, bir makina parçasının çalışması sırasında meydana gelen ve istemeyen atalet kuvvetleri ve momentlerini düzeltme veya ortadan kaldırma tekniğidir. Dönen parçalardaki atalet kuvvetleri ve momentleri genelde tamamen giderilemez ve bu kuvvet



Şekil 2.3 Rotor ve dinamik dengesizlik (Palavan, 1973)

ve momentler; tasarım ve imalat safhalarında önüne geçilemeyen hataların veya belirli bir işletme ömrü sonunda oluşan aşınmaların sonucudur.

Dengelenmemiş makina parçaları büyük atalet kuvvetlerinin ve dolayısıyla istenmeyen titreşimlerin meydana gelmesine neden olmaktadır. Titreşimlerin genellikle çok büyük olmasa dahi dönen kuvvetler, makina parçalarının değişken yükler altında çalışarak yorulma sonucu kırılmalarına yol açar.

Makina parçalarının dengelenmesinde kullanılan çeşitli yöntemler mevcuttur.

2.2.1 Statik dengeleme (tek düzlemde dengeleme)

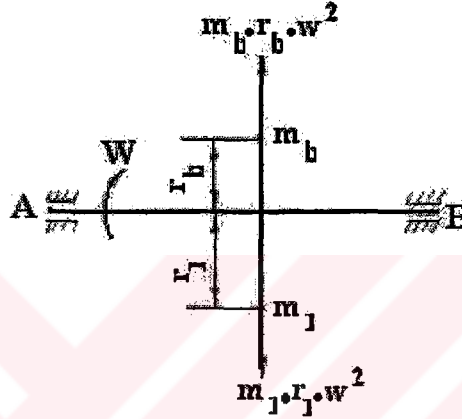
Verilen tek bir düzlemde kütle veya kütleler eklemek yada çıkarmak suretiyle, bir rotorun kütle merkezinin, dönme eksenine yakınlaştırılmasıdır. Dengeleme kütlesi M_D , $M_D \cdot e_D = -D$ eşitliğini sağlarsa, kütle merkezi tam dönme eksenine üzerine gelir. Burada e_D , dengeleme kütlelerinin, rotor eksenine dik düzlemdeki yarıçap vektörüdür.

Statik dengesiz bir rotor, kütle merkezinin bulunduğu düzlemde bu şekilde dengelenirse tam olarak dengelenmiş olur; yani kütle merkezinden geçen asal atalet eksenine, dönme eksenine ile çakışır. Eğer rotorun kütle merkezi, dengeleme kütlelerinin (kütlelerinin) bulunduğu düzlemde değilse, statik dengelemeden sonra kütle merkezi dönme eksenine üzerine gelse bile, bir miktar dinamik dengesizlik kalabilir. Bu sebeple, tek düzlemde dengeleme daha ziyade ince dilim şeklindeki kısa rotorlarda başarılı olur (Cerit, 1994).

Şekil 2.1'de gösterildiği tarzda statik olarak dengelenmemiş bir disk göz önüne alınsın. Şaft ω açısal hızı ile döndüğü zaman yataklara da F_A ve F_B yatak kuvvetlerinin meydana gelmesine yol açar. Bu kuvvetler atalet kuvvetleri ile ters yöndedir ve ω açısal hızı ile dönerler.

Dengelemede amaç, $r_1 = 0$ yapmaktır ve böylece atalet kuvveti sıfır olur. Bunun sonucu statik dengesizlik sebebiyle yataklarda kuvvetler meydana gelmez. Disk imal edildikten ve shaft üzerine yerleştirildikten sonra r_1 ' in değerini sıfır yapmak mümkün değildir. Bu sebeple statik denge için merkezkaç kuvvetinin tesir çizgisi üzerinde diske bir karşı ağırlık eklenir veya diskten bir miktar malzeme çıkarılır.

Dengelemeden amaç $(m_1 \cdot r_1 \cdot \omega^2)$ değerindeki atalet kuvvetini ortadan kaldırmak olduğuna göre, tesir çizgisi bu atalet kuvveti ile aynı olan, ters yönde ve aynı şiddette bir kuvvet meydana getirecek tarzda bir kütleyi disk üzerine ilave etmek gerekir.



Şekil 2.4 Statik dengeleme (Uzmay ve ark, 1990)

Statik dengeyi sağlayan m_b kütlelerinin dengelenecek olan m_1 kütlelerine eşit değerde olması gerekmez. Dengelemede önemli olan,

$$m_1 \cdot r_1 = m_b \cdot r_b$$

eşitliğinin sağlanmasıdır (Uzmay ve ark, 1990).

Şekil 2.5'deki ihmal edilebilen bir mil ile onu taşıyan kalınlığı çok az, kütlesi de m olan bir diskten ibaret sistemde diskin ağırlık merkezinin milin ekseninden uzaklığı r , milin açısal hızı ise ω olsun. Mil düzgün döndüğü takdirde, diskin atalet kuvveti;

$$F = \omega^2 \cdot (m \cdot r)$$

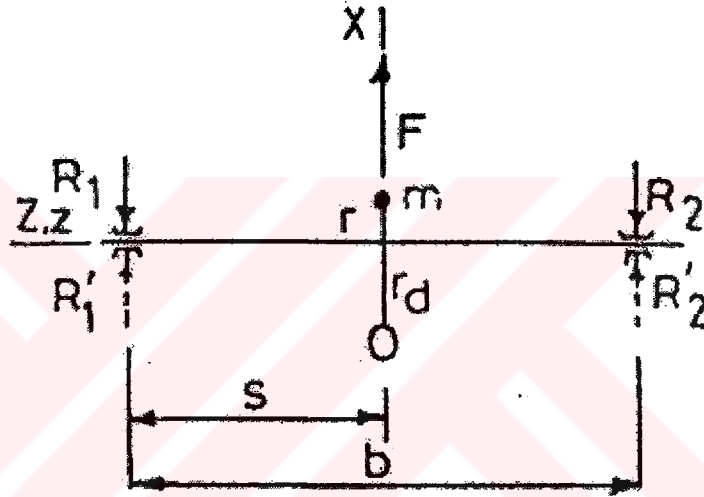
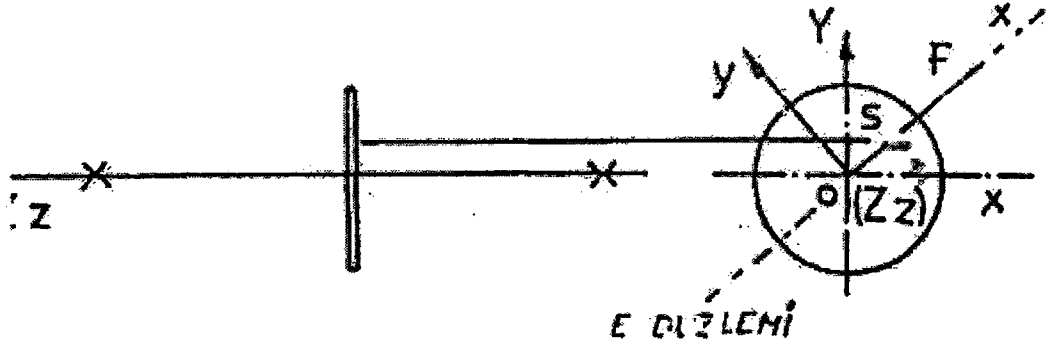
merkezkaç kuvvetinden ibaret olur. $(m \cdot r)$ büyüklüğüne ise dengesizlik adı verilmektedir.

Mil ile birlikte ω açısal hızıyla dönen F merkezkaç kuvveti etkisiyle şu sonuçlar oluşur:

1) Mil eğilir; dönme sırasında bu eğilmiş biçim değişmez ve bir noktadaki gerilme sabit kalır.

2) Büyüklükleri sabit, doğrultuları değişen, dolayısıyla da yatay ve düşey bileşenleri

harmonik olarak değişen yatay tepki kuvvetleri doğar.



E DÜZLEMİ

Şekil 2.5 Dengelenmemiş kütlenin tesirleri (Pasin, 1984)

Şekil 2.5'de R_1 ve R_2 kuvvetleri yatağın mile tepkilerini, kesikli çizgiyle gösterilen bunların doğrudan doğruya zıddı olan vektörler de milin yatağa etkilerini göstermektedir. Bu yatak kuvvetlerinin bileşenleri;

Sol yatak için;

$$R_{1,x} = F \cdot \left(\frac{b-s}{b} \right) \cdot \cos \omega t,$$

$$R_{1,y} = F \cdot \left(\frac{b-s}{b} \right) \cdot \sin \omega t,$$

Sağ yatak için;

$$R_{2,x} = F \cdot \left(\frac{s}{b} \right) \cdot \cos \omega \cdot t ,$$

$$R_{2,y} = F \cdot \left(\frac{s}{b} \right) \cdot \sin \omega \cdot t ,$$

şeklinde yazılabilir.

Sadece esnek miller için söz konusu olan eğilme olayına atalet kuvvetlerinin iç tesiri, yatak kuvvetlerine ise atalet kuvvetlerinin dış tesiri adı verilir. Bu sisteme, disk düzlemi içinde ve dönme eksenine nazaran disk kütlesi ile aynı doğrultu, fakat zıt yönde (2.1) ifadesinde olduğu gibi kütlesi m_b olan bir karşı ağırlık konulursa, her iki tesir tamamen ortadan kalkar. Bu taktirde, milin veya sistemin, iç ve dış dinamik kütle dengelemesini haiz olduğu söylenir. m_b' ye dengeleme kütlesi ($m_b \cdot r_b$) büyüklüğüne ise dengeleme büyüklüğü denir.

Belirtilen tarzda bir m_b karşı ağırlığı eklenince, m ve m_b kütlelerinden ibaret sistemin ağırlık merkezi dönme eksenine üzerine gelmekte ve I_{xz} , I_{yz} çarpım atalet momentleri de sıfır olmaktadır. O halde tek diskli sistem dinamik olarak dengelenmiş olmakta, atalet kuvvetlerinin herhangi bir tesiri ortaya çıkmamaktadır (Pasin, 1984).

2.2.2 Dinamik dengeleme (iki düzlemde dengeleme)

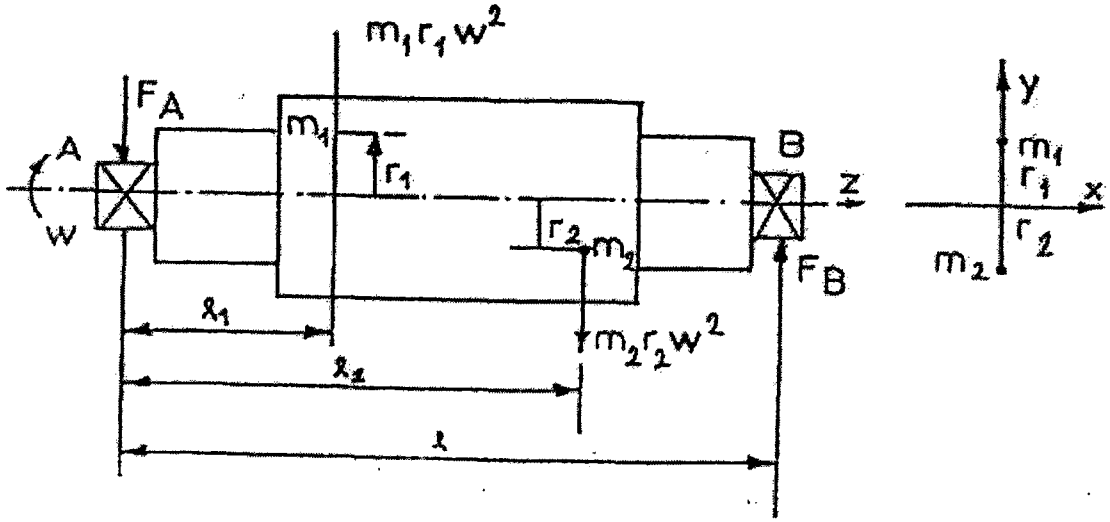
Verilen iki düzlemde kütle veya kütleler eklemek veya çıkarmak suretiyle, bir rotorun kütle merkezinden geçen asal ekseninin, dönme eksenine yakınlştırılmasıdır. Dengeleme düzlemleri, dengesizlik vektörlerinin tanımlanmış olduğu düzlemler olarak alınır ve bu düzlemlerde, e_{D1} ve e_{D2} yarıçap vektörlerinin uçlarına konacak dengeleme kütleleri M_{D1} ve M_{D2} ,

$$M_{D1} \cdot e_{D1} = -U_1$$

ve

$$M_{D1} \cdot e_{D1} = -U_2$$

eşitlikleriyle sağlanacak şekilde seçilirse, söz konusu iki eksen tam olarak çakışır. Dengeleme düzlemindeki dengesizlik vektörleri U_1 ve U_2 hesapla veya dengeleme makinalarında belirlenir (Cerit, 1994).



Şekil 2.6 Dinamik dengesizlik (Uzmay ve ark, 1990)

Şekil 2.6' daki sistemde $m_1 = m_2$, $r_1 = r_2$ olarak seçilirse ve m_1 , m_2 kütleleri birbirlerine göre 180° lik açı yapacak tarzda yerleştirilirse, shaft dönme eksenini ile ağırlık merkezi çakışır. Bu durumda sistem statik olarak dengededir. Fakat bu kütlelerin A ve B yataklarına göre meydana getirecekleri momentler farklı olacağından sistem statik olarak dengede olduğu halde dinamik olarak dengelenmemiştir. Verilen sistemde, dinamik dengenin sağlanması için ;

$$\sum F = 0 \text{ ve } \sum M = 0$$

olmalıdır.

2.2.3 Esnek rotorların dengelenmesi

Yatakları arasında dönen bir rotor, merkezkaç kuvvetlerinin etkisi altında, dönme eksenine dik olan, birbirine dik iki doğrultuda aynı anda oluşan ve bu nedenle, göze bir savrulma hareketi şeklinde gözükken, zorlanmış eğilme titreşimleri yapar. Sönümün ve jiroskobik etkilerin küçük olmaları şartıyla, bu titreşimlerin rezonansa geldiği kritik dönme hızları, rotorun eğilme titreşimlerinin doğal frekanslarına eşittir. Kritik hızlar, rotorun yataklanma şekline de bağlıdır.

Bir rotorun katı kabul edilmesi için, işletme hızındaki savrulma hareketinin ihmal edilebilir olması gereklidir. Eğer işletme hızı, rotorun en küçük hızından çok küçük ise, bu şartın sağlandığı kabul edilebilir. Ancak, eğer işletme hızı, kritik hızın yarısı kadar veya daha büyük ise savrulma hareketinden ileri gelen merkezkaç kuvvetlerin etkileri de

göz önüne alınmalıdır.

İşletme hızı, en küçük kritik hızına göre küçük olmayan veya en küçük kritik hızından daha büyük olan rotora esnek rotorlar denir. Esnek rotorlar iki düzlemde dengelenemez. Bu rotorların dengelenmesi için üç veya daha çok sayıda düzlemde kütle düzeltilmesi yapılması gereklidir. Esnek rotorların dengelenmesi için geliştirilmiş olan iki sistematik yöntem vardır. Bunlar, modal dengeleme yöntemi ve tesir (etki) katsayıları yöntemidir. Ticari dengeleme makinalarının çoğu, esnek rotorların dengelenmesine uygun değildirler.

2.2.4 Yerinde dengeleme

Bir rotorun kendi yataklarında çalışırken, yatak titreşimleri ölçümlerinden yararlanılarak dengelenmesidir. Yerinde dengeleme için, yatak titreşimlerinin genliklerinin ve rotorun belli bir referans konumuna göre faz açılarının ölçülmesi gereklidir. Faz ölçümleri bir stroboskop yada elektronik faz ölçer ile yapılır. Yerinde dengeleme, faz ölçümleri yapmadan deneme kütleleri kullanılarak da yapılabilir. Fakat bu durumda, daha çok sayıda titreşim ölçümü gereklidir ve dengeleme daha çok zaman alır.

Yerinde dengeleme, bakımda yaygın olarak kullanılmaktadır. Diğer yandan, bir rotoru alabilecek kadar büyük bir dengeleme makinasının olmaması, rotorun bir dengeleme makinasına taşınmasının pratik olmaması, işletme şartlarının dengeleme üzerindeki etkileri nedeniyle bu şartların simülasyonunun gerekli olması veya dengeleme ihtiyacının çok seyrek olması gibi hallerde de yerinde dengeleme yapılır (Cerit, 1994).

2.3 Dinamik Dengesizliğin Sonuçları

Yüksek devir sayıları dolayısıyla kullanılan makinalarda dengelenmemiş küçük kütleler dahi önemli atalet kuvvetlerinin oluşmasına yol açarlar. Bu atalet kuvvetleri duruma göre şiddetli titreşimlerin meydana gelmesine sebep olurlar. Oluşan titreşimler, hareketli uzuvlar ve taşıyıcı gövdeyi ve temelleri tehlikeli şekilde zorlarlar. Bu titreşimler, makinaların kullanılma amaçlarına göre gürültüye, yorulmaya, kırılmaya dolayısıyla da araştırılması ve etkilerinin giderilmesi gerekir. Mesela bir şaftı düşünelim. Şaftın imalinden yada bağlantısından dolayı oluşan bir bozukluk varsa, şaft çalışma şartlarında kırılabilir. Hareketli parçaların, bu kütle dengesizliklerinden dolayı, çalışma verimini

düşürebilecek arızaların oluşması istenmeyen bir durumdur. Bu gibi sebeplerden dolayı hareketli parçaların mümkün olduğu kadar tam dengelenmesi gerekir.

2.4 Dengeleme Makinaları

Tek düzlemde veya iki düzlemde dengeleme işlemlerinin istenilen çabukluk ve hassasiyetle yapılması için geliştirilen makinalardır. Üniversal dengeleme makinaları, esas itibariyle dengelenecek makinanın oturtulduğu iki taşıyıcı yatak, rotoru döndüren bir tahrik sistemi ve makinanın kalibrasyonunun ve arzu edilen bir dengeleme kalitesi için gerekli dengeleme kütlelerinin hesabının yapıldığı bir alet konsolundan meydana gelir.

Taşıyıcı yataklar sert ve yumuşak olmak üzere iki tipte yapılmaktadır. Sert yataklı makinalarda dengeleme devirleri, taşıyıcı yatak sisteminin rezonans frekansından çok küçüktür ve dengeleme, yatak kuvvetlerini ölçerek yapılır. Yumuşak yataklı makinalarda ise, dengeleme devirleri, taşıyıcı yatak sisteminin rezonans frekansından çok büyüktür ve dengeleme yatak titreşimlerini ölçerek yapılır. Rotoru döndürmek için kayış ve bir üniversal kavrama kullanılmaktadır. Taşıyıcı yataklardaki titreşim dönüştürücülerinden gelen sinyaller, makinanın kontrol biriminde işlendikten sonra, dengeleme için gerekli bilgiler alet konsolundaki göstergelerden okunur.

Bir rotor dengelemeden önce, dengeleme makinasının bu rotora göre ayarlanması (kalibrasyonu) gereklidir. Sert yataklı makinalar doğrudan merkezkaç kuvvetleri ölçtüklerinden, yalnızca yataklar ve dengeleme düzlemleri arasındaki bağıl uzaklıkları makinaya vermek suretiyle ayarlanırlar. Yumuşak yataklı makinaların kalibrasyonu ise deneme kütleleri kullanılarak yapılır.

Dengeleme makinaları, rotor büyüklüğüne, dengeleme hassasiyetine ve dengeleme amaçlarına göre çeşitli özelliklerde ve büyüklüklerde yapılmaktadırlar. Tam otomatik dengeleme makinalarında, rotorun makinaya yerleştirilmesi ve kütle ekleme ya da oyma işlemleri de makina tarafından yapılır. Bu tür makinalar, otomobil endüstrisinde krank millerinin, kardan kavramalarının ve fren parçalarının dengelenmesinde ve elektrik motorlarının kütle imalatında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Üniversal makinaların çoğu yatay eksenlidirler ve bunlarda tek düzlem dengelenmesi de yapmak mümkündür. Özellikle tek düzlemde dengeleme (statik dengeleme) için geliştirilen makinalar

genellikle düşey eksenlidirler. Fren diskleri ve kampanalar, volanlar ve kavramalar gibi kısa rotorlar bu tip makinalarda dengelenmektedirler. Bunların çalışma prensipleri de universal makinalar gibidir (Cerit, 1994).

Dengeleme işleminde, telafi işlemine harcanan zaman genellikle dengeleme bozukluklarını aramaya harcanan zamandan daha uzundur. Bunun sonucu olarak dengeleme masraflarını azaltabilmek için telafi işlemlerine harcanan zamanı kısaltmanın yolları aranmalıdır. Seri imalat sırasında, krank dizilerini toplu halde teste tabi tutarken dengeleme işlemini hızlandırabilmek için özel teçhizata ihtiyaç duyulur. Bunlar makinanın, makina tarafından açılarak deliğin yaklaşık derinliğini otomatik olarak ayarlayan, bir veya daha çok matkap cihazı ile ilave takmak suretiyle dengeleme bozukluğunu giderecek parçalarla donatılmış olanıdır. Operatörün, sadece makinaya iş vermek ve iş bittikten sonra işi makinadan çıkarmaktan ve erişilen doğruluğun kontrol makarası ile istenilen toleransa gelip gelmediğini kontrol etmekten başka işi kalmayacaktır. Bu son üç işlem de otomatik olarak yapılırsa zaman ve işçilikten tasarruf edilmiş olunacaktır.

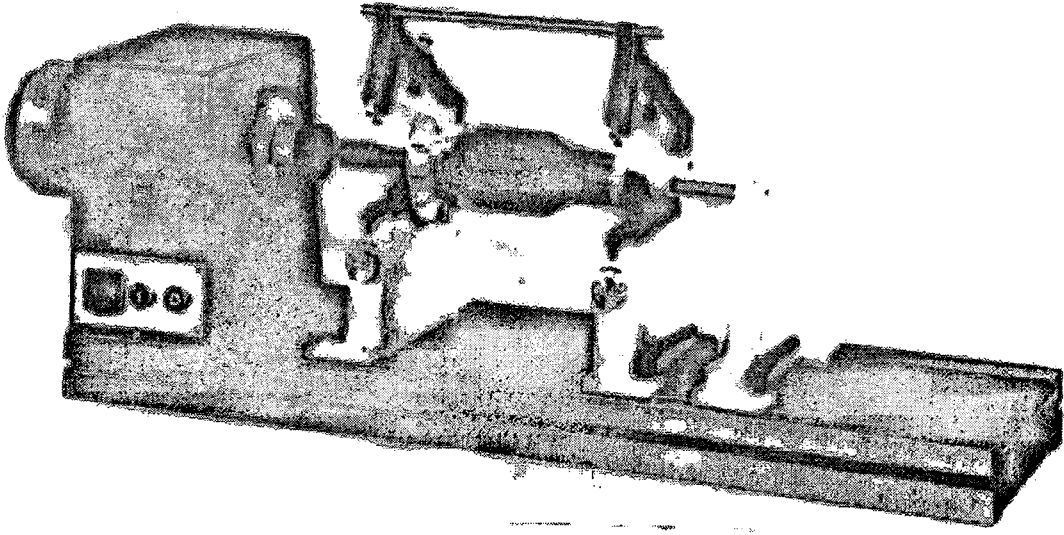
Genellikle böyle bir tesisat bir dengesizlik ölçme istasyonuna sahiptir. Bu istasyondan sonra iki telafi istasyonu daha vardır. Bunlardan her biri üçer matkap makinası ile donatılmıştır. Çünkü telafi işlemi üç yüzey üzerinde yapılır.

Krank mili dengeleme işlemlerinden sonra, aktarma sistemi vasıtası ile dengesizliklerin tespit edildiği ölçme bölümüne sevk edilir. Üç yüzey üzerindeki dengesizlik içeren parçalar ilk krank milinin çıkarıldığı birinci düzeltme istasyonuna sevk edilir ve oraya yerleştirilir. Birinci mil fiilen düzeltme işlemini tamamladıktan sonra dengesizlik ölçme istasyonuna sevk edilmiştir. Bundan sonra birinci mil kontrol istasyonuna, oradan da sağlanan kalite sonuçları istenen sonuçlardan yüksek veya düşük oluşuna göre gerekli yöne sevk edilir (Broch, 1984).

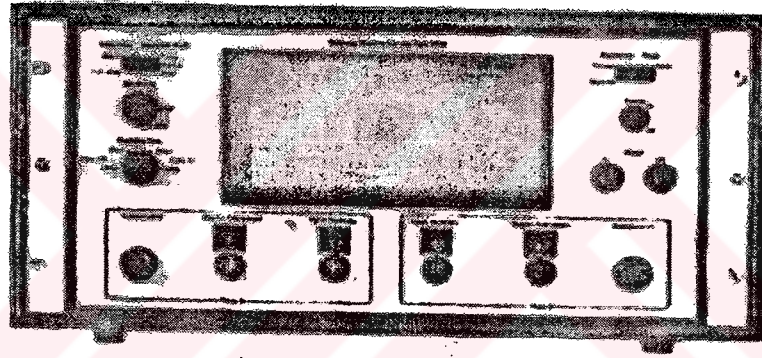
Bununla birlikte bu tip otomatik dengeleme işlemleri tesis bakımından pahalı ve bakım masrafları yüksek olduğu için yalnız çok büyük üretime gerek duyulan yerlerde uygundur.

Bunlara ilaveten diğer dezavantajları da şöyle sıralanabilir:

* Kalite derecesi sık sık standart dengeleme makinalarında sağlanandan düşük olur. Maksimum dengesizliğin 1/10 arasında azaltılabileceği söylenebilir.



Şekil 2.7 Yumuşak yataklı üniversal dengeleme makinesi (B ve K TIP 3905) (Broch, 1984)



Şekil 2.8 Dinamik dengeleme makinası gösterge panosuna bir örnek (B ve K TIP 2504) (Broch, 1984)

- * Operatörün çok iyi eğitilmiş olması ve gerektiğinde işlemlere her an müdahaleye hazır olması mecburiyeti vardır.
- * Tesisteki bir bozukluk uzun süre hatalı iş verebilir, dolayısıyla üretim kaybına yol açabilir.
- * Her tipteki krank mili için temini güç bir takım ara parçalara ihtiyaç gösterir.

2.4.1 Dinamik dengeleme esasına göre çalışan dengeleme makinaları

Krank milleri içinde çalıştıkları motora monte edildiklerinde iki-üç mesnet de (bir veya iki dönüş yarıçaplı krank milleri hariç) ilaveten bir veya daha çok sayıda ara mesnetler üzerinde de taşınır. Aksi halde hızlı dönmelerde uygulanan kuvvetin etkisi ile salgı yapabilirler.

Krank milleri bir dengeleme makinasının yalnız iki ayağı üzerine dayandığında iç momentlerin deformasyonunun önemsiz olmasını temin için düşük hızda çalıştırılmalıdır.

Dengeleme hızı genellikle, dengeleme makinası üzerindeki şaftın mesnetlerinin pozisyonuna göre, ilk kritik bükülme değerinden %30 daha düşüktür. Modern dengeleme makinalarında yüksek hassasiyet ve doğruluk sağlandığından dengeleme hızının daha da düşürülmesi mümkün olmaktadır. Yalnız çok düşük hızda şaft, çeşitli krank kutusu mesnetleri üzerinde gösterdiği sert tepkiye benzer tepki gösterir.

Çok uzun ve esnek şaftların dengeleme ayarı yapılırken başka bir önemli durum ortaya çıkabilir. Bu durum, şaftın kendi ağırlığı altında eğilmesidir. Ağırlık yüzünden elastik hat bir deformasyona uğrayarak bozulur ve şaft düşük bir hızda dönerken dahi elastik hat devamlı durumunu koruyamaz. Bunun nedeni, şaftın farklı aksel yüzeylerine yansıyan farklı sertliklerinden meydana gelmektedir. Aynı zamanda düşük hızlarda çalışırken bu tehlike düzensiz salınımlar meydana getirerek şaft üzerinde tespiti imkansız olmasa bile çok güç olan dengeleme bozukluklarına yol açar. Şaft üzerindeki salgı ve baskı, krank milinin son üç yatak yerlerinden ziyade merkeze yakın iki ara yatak yeri üzerinde toplandığından bu salgı baskısını azaltmak için dengeleme makinasının dar mesnetler üzerinde oturtularak bitişik savurmaların dönüş sırasında mesnetlere müdahalesi önlenmiş olur.

Sonuç olarak krank dengeleme makinasının düşük hıza ilaveten aksel salgıları ortadan kaldırmak için çok dar aralıklar / mesnetler ile donatılması gerekmektedir.

Teknik açıdan en iyi çözüm, mili üç veya daha çok ayaklı bir beşik üzerine oturtmak, daha sonra tüm sistemin dinamik dengesizliğin etkisi altında salınım yapabilmesini sağlayacak olan dengeleme makinasının ara mesnetleri üzerine aktarılmasıdır. Bu beşik sayesinde krank mili motor krank kutusu içindeki durumun aynısını tekrarlamakta ve hızdan dolayı bir deformasyon meydana gelmemektedir.

Şaftlarda ise genellikle iki ucundan ara parçalarla dengeleme makinasına bağlanması daha pratiktir. Şaftlar parça azaltmak suretiyle dengelemeye alınmaz fakat genellikle kaynakla oturtulan uygun ağırlıklar ilavesiyle dengeleme işlemi gerçekleşir. Aynı miller üzerinde kaynak kalıntısını çıkarmak için çekiç gibi sert parçaların kullanılması tavsiye edilmez, çünkü bu sert parçalar deformasyona yol açabilir. Bu deformasyondan dolayı

az olsa, küçümsenemeyecek dengesizliğe sebep olur. İmkanlar nispetinde nokta kaynağı tercih edilir. Böylece denge ağırlığı tatbik edilen yerlerde ısıtma daha az olur ve milin deformasyonu önlenmiş olur.

İki parçalı şaftların dengelenmesi üçüncü mesnetle donatılmış dengeleme makinası üzerinde yapılır.

2.5 Titreşim Ölçüm Cihazları

Bir cisim en basit olarak harmonik bir titreşim yapabilir. Böyle bir harekette tek bir frekans vardır ve titreşim şiddeti cismin maksimum genliği, hızı veya ivmesi cinsinden ifade edilir. Herhangi bir frekansta bu parametreler-genlik, hız ve ivme birbirleriyle direkt olarak bağıntılıdır. Bu parametrelerden biri cinsinden ölçülen titreşim genliği matematik olarak veya elektronik bir şekilde diğerine dönüştürülebilir. Bu durum, titreşimlerin farklı büyüklüklerini ölçen aletlerin yapılmasına neden olmuştur.

2.5.1 Titreşim hızı ölçen ölçücüler

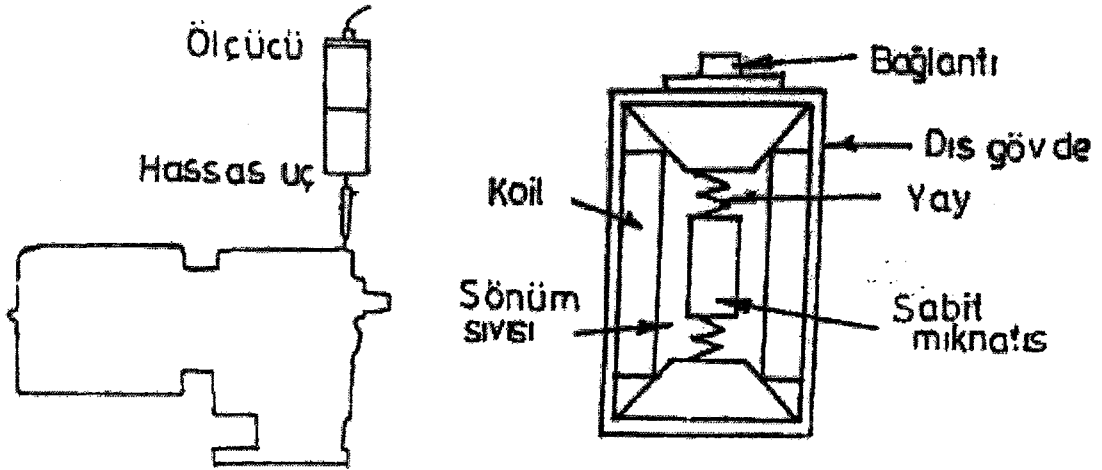
Hıza duyarlı ölçücüler çeşitli nedenlerle tercih edilirler. Bu ölçücüler yerleştirme ve fabrika ortamında kötü kullanmadan etkilenmezler. Sinyali kendisi üretebilir, sinyal düzenleyici ve kuvvetlendirici elektronik donanımına ihtiyacı yoktur. İvme ölçücülerine göre yaklaşık on kat daha hassastır. Empedansı düşük olduğundan elektriksel gürültüden etkilenmez. Bu nedenle özel kablo ve bağlantılara da gerek yoktur. Bu özellikleri ile hız ölçücülerini, portatif ölçüm aletleri için son derece uygundur. Titreşim ölçümü için ölçücünün uç kısmını ölçüm noktasına temas ettirmek yeterlidir.

Çıkış terminalinde oldukça yüksek mili volt mertebesinde üretilen sinyal bir RMS voltmetreyle ölçülür. Titreşimlerin hızı, titreşim enerjisi ile direkt olarak orantılı ve makinanın devir hızı ve/veya titreşim frekansından bağımsızdır. Bir hız ölçücüsünün kullanım şekli ve iç yapısı Şekil 2.9'da gösterilmiştir.

İşletme devir sayısı 600 devir/dakika dan az olması durumunda, duyarlılık oldukça azaldığı için hız ölçücülerini bu hızlar için kullanılmazlar.

2.5.2 İvme ölçücülerini

İvme ölçücülerini de titreşim ölçümlerinde giderek artan kullanıma sahiptir. Özellikle üç tip ölçücü arasında ivme ölçücülerini, en geniş frekans spektrumunda ölçüm yapabilmesi



Şekil 2.9 Hız ölçücü ile titreşim ölçümü ve ölçümünün iç yapısı (Broch, 1984)

nedeniyle tercih edilmektedir. Çeşitli tiplerde ve farklı amaçlar için üretilen ivme ölçücüleri, küçük ve kolay bozulmayan, kalibre edilmesine gerek duyulmayan aletlerdir. Çıkışta üretilen düşük seviyeli elektrik sinyali elektronik olarak işlem görür ve entegre edilerek çıkışta hız ve konum ölçümleri de elde edilebilir.

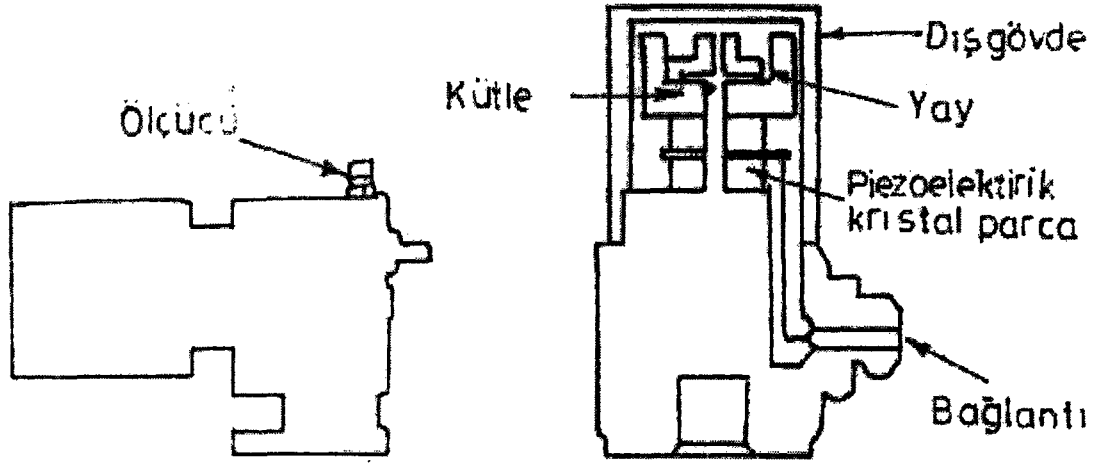
Bu tip ölçücüler monte edilmiş şekilde çok etkilenir. Titreşim yapan yüzeye elle iterek temas ettirilirse hatalı ve bozuk bir sinyal ortaya çıkar. Bu nedenle, periyodik bakımda bu tür ölçücüler kullanılacaksa, makina yüzeyine sabit oturmayı temin etmek için manyetik kilitleme sistemi veya montaj cıvataları kullanılmalıdır.

2.5.3 Mutlak ve bağıl konum (deplasman) ölçücüler

600 devir/dakika dan daha düşük hızlarda dönen büyük makinaların kaymalı yataklarına kalıcı olarak monte edilen titreşim ölçüm cihazlarıdır. Bu tip ölçücülerini kullanmadaki esas amaç, makina şaftının yatak içinde aksel ve radyal hareketini ölçmektir. Temassız olan tiplerinde bir osilatör yardımıyla şaftta Eddy akımı oluşturulur. Yakınlık ölçen duyarlı cihaz, şaft hareketinden dolayı bu akımın değişimini izlemek suretiyle şaftın yatağa göre bağıl hareketini ölçer. Bu ölçücüler kalıcı olarak monte edildiğinden genelde periyodik bakım için kullanılmazlar.

2.5.4 Titreşim sinyalini değerlendiren gelişmiş sistemler

Pratikte hiçbir makinanın titreşimi, tek bir frekansa sahip basit harmonik hareket ile ifade edilemez. Titreşimler birçok tahrik kuvvetinin, farklı frekanslarda, bir veya daha fazla doğal rezonans frekansını etkilemesi sonucu ortaya çıkar. Ayrıca işi daha karmaşık



Şekil 2.10 İvme ölçücüleriyle titreşim ölçümü ve ölçücünün iç yapısı (Broch, 1984)

hale getiren husus, bütün titreşim mekanizmalarının lineer olmayışıdır.

Lineer olmayan bir sistemde, titreşim hareketi herhangi bir nedenle (yatağı gövdeye bağlayan civatanın gevşemesi sonucu ortaya çıkan mekanik bir durma gibi) kısıtlanmıştır. Keza contadaki sürtünme de titreşimi lineer olmayan hale getirebilir. Şekil 2.11’de lineer olmayan ve mekanik olarak bir gevşeklikten kaynaklanan bir titreşim sinyali görülmektedir.



Şekil 2.11 Mekanik gevşeklikten kaynaklanan lineer olmayan titreşimler. Sinyal genliği tek taraflı ve frekansın iki katı bir bileşen de içermektedir (Broch, 1984)

Böyle bir makinaya hız ölçen bir ölçücü bağlanmış ve çıkış sinyali de basit bir voltmetreden izleniyorsa, yapılan ölçüm, titreşimin tüm frekans spektrumundaki tepe seviyesini veya titreşim hareketinin enerjisini göstermektedir. Böyle bir sinyale “filtre edilmemiş titreşim sinyali” denir. Bu sinyalin genelde makinanın titreşimlerindeki artışı kabaca değerlendirmeye yarar.

Herhangi bir titreşim sinyali, ne kadar karmaşık veya non-lineer olursa olsun, farklı genlik ve frekanslara sahip çok sayıda basit harmonik terimin toplamı olarak ifade

edilebilir. Bu tekniğe Fourier Analizi denir.

Titreşim sinyalini oluşturan bu harmonik bileşenlerin genlikleri, elektronik olarak bir “Pass-Bant” frekans filtresinden geçirilerek ölçülür. Bu filtre, frekans spektrumunu tanımlayarak hangi frekanstaki titreşim genliklerinin ne boyutta olduğunu gösterir. Filtre radyonun istasyon arama görevini görür ve belirli nedenlerle ortaya çıkan titreşimleri incelemeyi mümkün kılar.

Bu makinalardan titreşim mühendislerince en çok kullanılan iki tanesi “titreşim analizörü” ve “FFT=Fast Fourier Transform”dur.

2.5.5 Titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesi

Makinaların titreşimleri ölçen bazı ölçücüler aynı zamanda elektrik sigortasına benzer bir görevi yapmak için de kullanılır. Titreşim şiddeti belli bir sınır değere ulaştığında, titreşimden korunması istenen hassas ve pahalı makina üzerine monte edilmiş olan transdüser, makinanın devreden çıkmasını sağlayarak sigorta görevini de yerine getirmiş olur. Bu tür sigortalar aynı zamanda operatörü ikaz edecek şekilde programlanabilir.

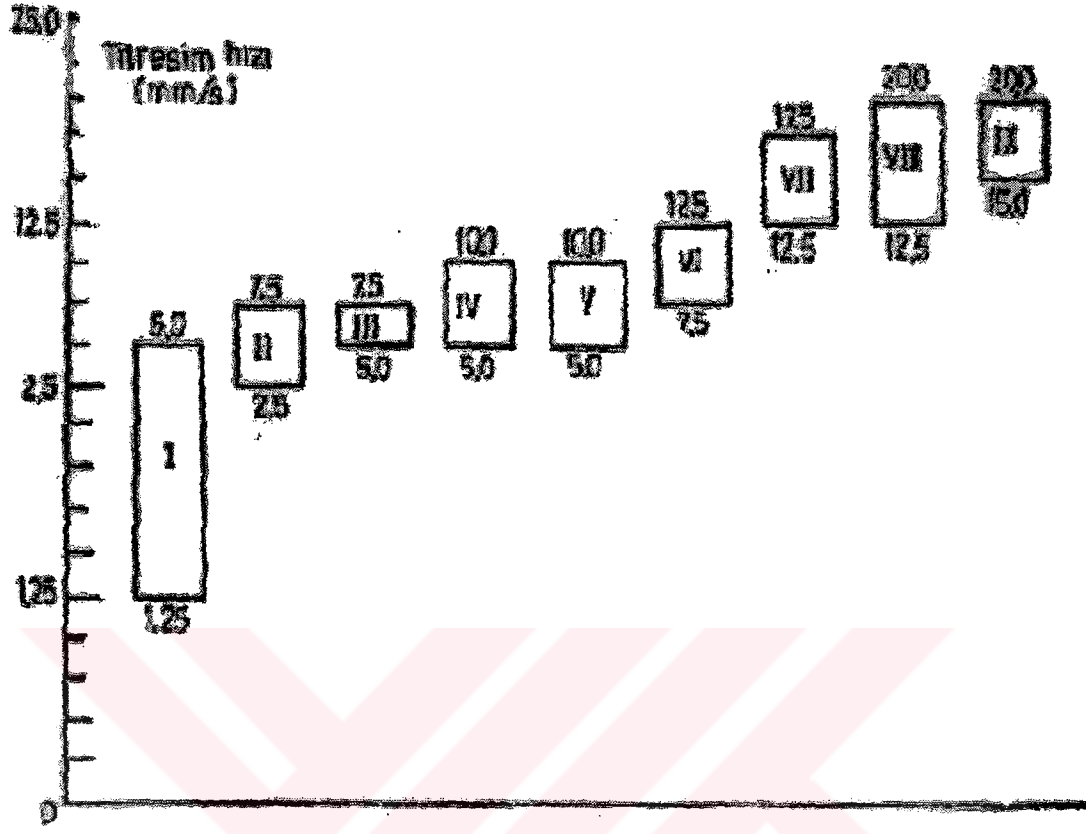
Bütün bu ölçüm sistemlerinden elde edilen ve titreşim şiddetini gösteren parametreler (deplasman, hız, ivme) uluslararası standartlarda öngörölmüş sınırlara göre değerlendirilir. 600 – 12000 devir/dakika arasında işletme devir hızına sahip makinalar ISO 2372 ve 3945 numaralı uluslararası standartlarda yer alan ve titreşim hızını ölçüm parametresi kabul edilen bilgiler ışığında değerlendirilir.

Şekil 2.12’ de titreşim ikaz sınırları ile ilgili değerler çeşitli makinalar için verilmiştir. Bu sınırlar makinada anormal bir aşınma olduğunu ve titreşim analizi gerektirdiğini göstermektedir. Bu rakamlar tipik değerlerdir. Her makinanın yaptığı işe, bulunduğu yere ve o makina için tanımlanmış titreşim toleransına bağlı olarak, kendine has bir özelliği bulunduğu dikkate alınmalıdır. Bu nedenle titreşim uzmanı, kontrolü altındaki makina hakkında en son kararı vermelidir.

500 – 10000 devir/dakika aralığında devir sayısına sahip makinalar için titreşim şiddeti diyagramı Şekil 2.13’ de görölmektedir. Bu diyagramda, düzgün çalışmadan sarsıntılı, çok kötü çalışmaya kadar değişen şartlarda titreşim şiddetleri ve muhtemel sonuçları belirtilmiştir.

Titreşim şiddeti diyagramı, titreşim hızı ikaz sınırı 5.0 mm/s – 10 mm/s arasında olan tipteki makinalar için hazırlanmıştır. İkaz sınırları daha az veya fazla olan makinalar için gösterilen bu sınırlar aynı oranda azaltılmalı veya çoğaltılmalıdır.

- I. Grup – Tezgah makinaları alet ve takımları (yüklenmemiş)
 - Türbinler
- II. Grup – Dişli kutuları
 - Dişli ve santrifüj pompalar
- III. Grup – Dövmeli çalışan değirmenler (yüklenmemiş)
 - Elektrik tahrikli motor/jeneratör grupları
- IV. Grup – Santrifüj kompresörler
- V. Grup – Endüstriyel fanlar ve vantilatörler
- VI. Grup – Konveyörler
- VII. Grup – Motorlar
 - Pistonlu pompalar
 - Motor tahrikli motor/jeneratör grupları
 - Pistonlu kompresörler
- VIII. Grup – Paketleme makinaları
- IX. Grup – Kırıcı ve konkasörler (yüklenmemiş)



Şekil 2.12 Titreşim ikaz seviyesi kılavuzu (Palavan, 1973)

Çizelge 2.1 Titreşimlerin nedenlerini belirleme tablosu (Broch, 1984)

Muhtemel titreşim nedeni	Titreşim frekansı (d/d)	Faz stroboskop Görüntüsü	Genlik	Açıklamalar
Dengesizlik	1 x d/d	Tek ve sabit bir referans çizgisi	Radyal yönde dengesizlikle orantılı	Titreşimlerin en yaygın nedenidir.
Arızalı sürtünmesiz yatak	(10-100) x d/d	Kararsız	Hız olarak ölçülür. (5 – 25 mm/s arasında) Radyal yönde.	Bozuk yatak üzerinde hız en fazla. Tahrip olmadan önce hız artar, frekans azalır.
Düz kaymalı yatak	1 x d/d	Tek bir referans çizgisi	Fazla değil	Mil ve yatak üzerindeki genlik hemen hemen aynı
Kaplin veya yatakta eksen kaçıklığı	2 x d/d bazen 1 veya 2 x d/d	Genellikle iki tane sabit frekans çizgisi	Eksenel yönde fazla	Eksenel titreşim radyal titreşimin iki katı. Kontrol için komparatör kullanılabilir
Arızalı dişliler	Yüksektir. d/d x diş sayısı	–	Radyal yönde	Hız ölçümü kullanılmalı
Mekanik gevşeklik	1 veya 2 d/d	1 veya 2 referans çizgisi	Gevşeklikle orantılı	Gevşemenin olduğu yönde radyal titreşim çok
Eğik şaft	1 veya 2 x d/d	1 veya 2 referans çizgisi	Eksenel yönde fazla	–
Arızalı kayış	Kayış d/d' sı x 1 veya 2	–	Düzensiz	Stroboskop ışığı kayışta sabit görüntü sağlar
Yağ filminde instabilite	Motor d/d' sından küçük	Kararsız	Radyal ve düzensiz	Frekans d/d' nın yarısına kadar düşer
Aerodinamik	1 d/d veya kanat sayısı x d/d	–	–	Rezonans durumunda problem meydana getirebilir
Vuru olayı	1 x d/d	İşaret vuru hızında döner	Vuru hızında döner	Yakın devir hızında dönen iki makine vuru olayını meydana getirir
Rezonans	Belirli kritik hızlarda	Tek bir referans çizgisi	Genlik fazla	Faz hız ile değişir. Rezonans altı ve üstünde genlik azalır.

BÖLÜM 3

MATEMATİKSEL MODEL VE DENEY DÜZENEGİ

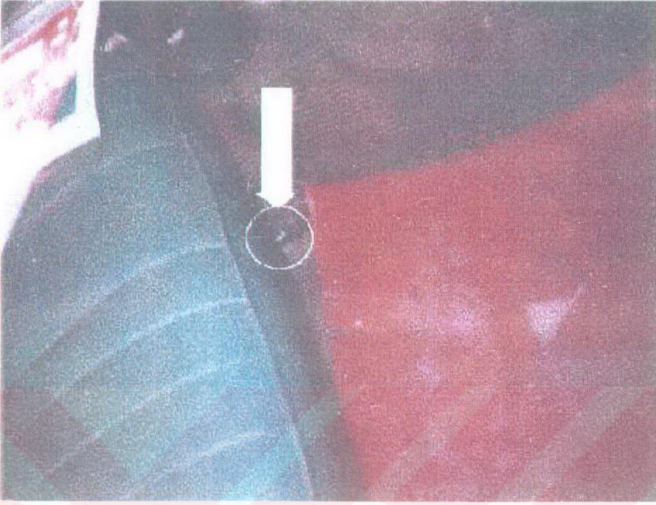
3.1 Giriş

Şaft dengesizliği, dönen makinelerde titreşimin en önemli nedenlerinden birisidir. Şaft dengesizliğinin giderilmemesi zamanla yataklarda reaksiyon kuvvetlerinin oluşmasına, bağlantılarda kırılmaların ve kopmaların meydana gelmesine neden olurlar. Şaftın çalışma ortamı modeli teorik ve pratik olarak hazırlanarak çalışma şartlarında şaft dengesizliğinin sonuçları araştırıldı.

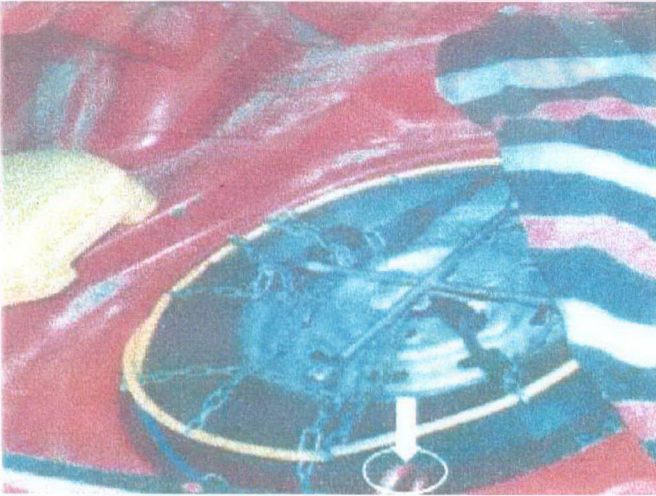
Yapılan deneysel çalışma da, 1971 model bir araç kullanıldı. Aracın modelinden dolayı araç üzerindeki parçaların zamanla yorulma nedeniyle dengesiz kütlelere haiz olduğu kabul edildi. Araç farklı yol şartlarında değişik araç hızı ve motor devirlerinde kullanılarak titreşim değerleri ölçülmüştür. Araç üzerinde ölçüm yapılan noktalar ; motor kulağı üstü (1. nokta) Fotoğraf 3.1, kabin içi ön koltuk altı (2. nokta) Fotoğraf 3.2 ve bagaj içi (3. nokta) Fotoğraf 3.3 olmak üzere 3 ayrı bölgeden oluşmaktadır. Ölçüm noktalarından alınan değerler şaftın dengeleme sonrası değerleri ile karşılaştırılmıştır. Ölçüm değerleri asfalt yol şartlarında elde edilmiştir. Şaft dengeleme işlemine tabi tutulmuş ve dengeleme öncesi yapılan ölçümler yenilenerek dengesizlik öncesi ve dengeleme sonrası değerler arası fark gözlemlenmiştir.



Fotoğraf 3.1 Motor kulağı üstü (1. ölçüm noktası)



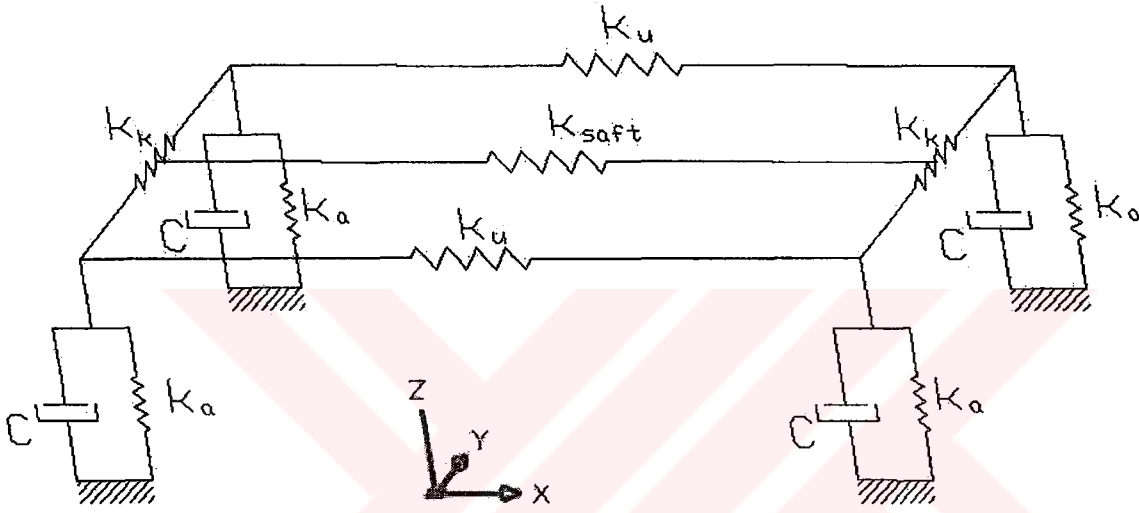
Fotoğraf 3.2 Kabin içi n koltuk altı (2. lim noktası)



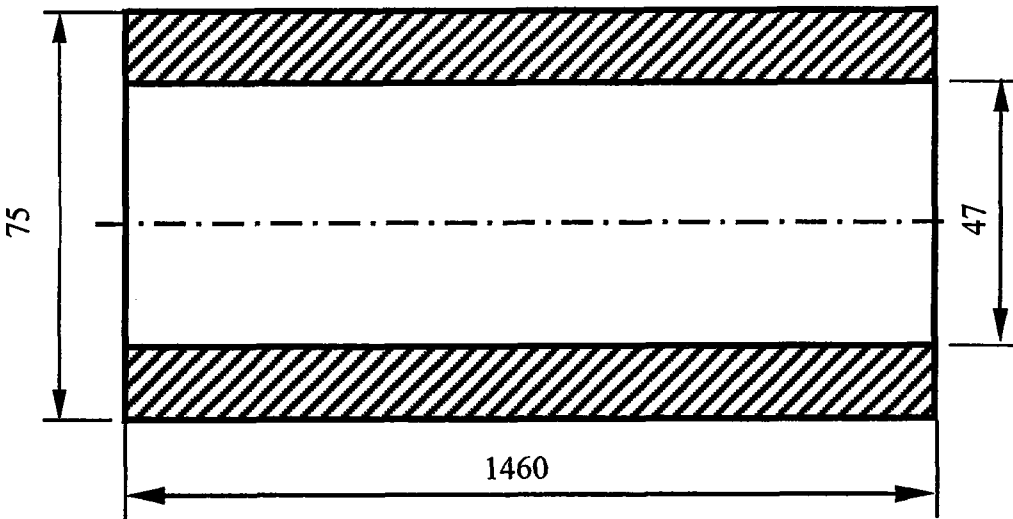
Fotoğraf 3.3 Bagaj içi (3. lim noktası)

3.2 Sistemin Matematiksel Modeli

Kurulan sistemin matematiksel modeli, Şekil 3.1' de gösterilen fiziksel modele göre geliştirilerek; makine gövdesinin düşey yöndeki, şaftın dengesizliğinden dolayı oluşan titreşimlerin değişimi incelenmiştir. Şekilden de görüleceği gibi, makine gövdesinin üç dik doğrultudaki kirişlerden oluştuğu kabul edilmiş ve bu kirişler, rijitlik katsayılarıyla karakterize edilmişlerdir. Şekil 3.2' de verilen St 40 malzeme ve şaft boyutları esas alındığında;



Şekil 3.1 Sistemin fiziksel modeli



Şekil 3.2 Şaft boyutları

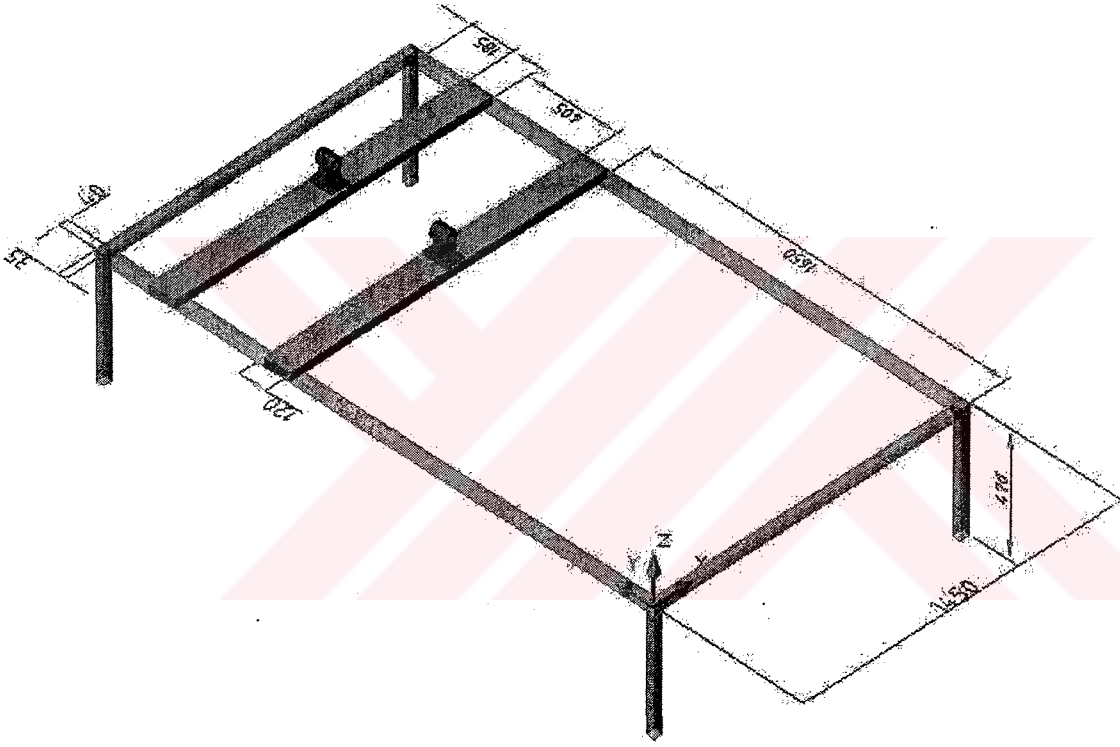
$E \cong 20500 \text{ kp/mm}^2$ (Elastisite modülü)

$\nu = 0,3$ (Poisson oranı)

Buna göre kayma modülü

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3.1)$$
$$= \frac{20500}{2(1 + 0,3)} = 7884,6 \text{ kp/mm}^2$$

Geliştirilen model makine gövdesi boyutları ise şekil 3.3' de verilmiştir.



Şekil 3.3 Model Makine Gövdesi Boyutları

Teorik olarak üç farklı doğrultudaki makine gövdesi titreşimlerini incelemek amacıyla geliştirilen fiziksel model Şekil 1.1'de tanımlanmıştır.

$$k = \frac{E.A}{l} \quad (3.2)$$

Ayaklar için rijitlik katsayısı

$$k_a = \frac{E.A}{l} = \frac{20500 \cdot (40 \cdot 40 - 35 \cdot 35)}{470} \cong 16356,383 \text{ kp/mm}$$

Uzun kenardaki kiriş için;

$$k_u = \frac{E.A}{l} = \frac{20500.(40^2 - 35^2)}{2555} \cong 3008,806 \text{ kp/mm}$$

Kısa kenardaki kiriş için;

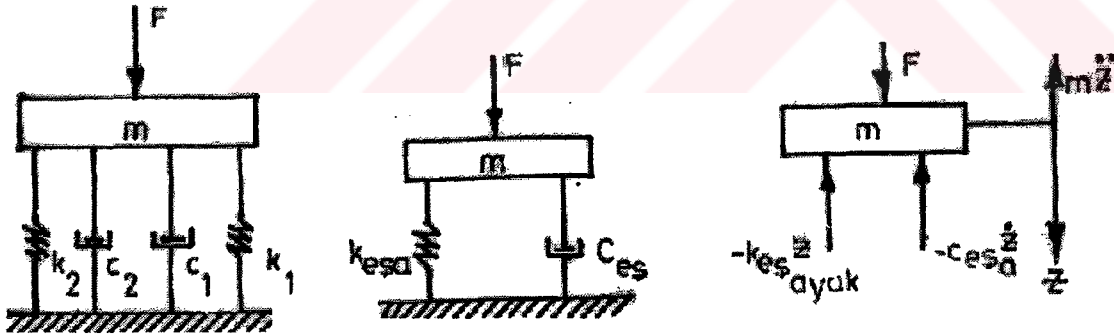
$$k_k = \frac{E.A}{l} = \frac{20500.(40^2 - 35^2)}{1450} \cong 5301,725 \text{ kp/mm}$$

3.3 Düşey Doğrultudaki Titreşim

Bu doğrultudaki titreşimlerin dengelenmemiş atalet kuvvetleri ve milin burulma salınımlarından kaynaklandığı düşünülerek, konuya iki farklı tarzda yaklaşım gerçekleştirilecektir.

3.3.1 Dengelenmemiş kütle tesiriyle oluşan titreşimler

Zorlayıcı dış kuvvetin sadece dengelenmemiş atalet kuvvetleri olduğu kabul edilerek, Şekil 3.1' de gösterilen fiziksel modele göre zorlanmış düşey yönlü titreşimin matematiksel modeli kurulacaktır.



Şekil 3.4 Düşey Titreşim Modeli ve Serbest Cisim Diyagramı

Bu modelde;

m = Toplam kütle

k = Düşey kirişlerin ve montaj elemanlarının rijitliğini karakterize eden parametrelerdir.

Paralel bağlı olduklarından;

$$k_{\text{eş}} = k_1 + k_2 \quad (k_a = k_1 = k_2 \text{ aynı malzemedendir})$$

$$C_{eş} = C_1 + C_2 \quad (C_1 = C_2)$$

Zorlayıcı dış kuvvet ise dengelenmemiş kütlelerin atalet kuvvetleri olarak;

$$F = m_1 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \theta \quad (3.3)$$

Şeklinde tanımlanır. Burada;

m_1 = Dengelenmemiş kütle,

r = Eksantriklik,

ω = Döner milin açısal hızıdır.

Buna göre zorlayıcı kuvvet genliği aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$F_0 = m_1 \cdot \omega^2 \cdot r$$

Sistemin düşey yönlü titreşimlerinin yer değiştirme miktarı veya genliği (z) ile tanımlanacaktır.

Düşey doğrultuda etkiyen kuvvetlerin denge şartından hareketin diferansiyel denklemi elde edilir.

$$\Sigma F = 0$$

$$(C_{es})_a \cdot \dot{z} - k_{esa} \cdot z + F - m \cdot \ddot{z} = 0$$

$$m \cdot \ddot{z} + (C_{eş}) \dot{z} + k_{esa} \cdot z = F = m_1 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \omega t$$

Homojen kısmın çözümü ;

$$m \cdot \ddot{z} + C_{eş} \dot{z} + k_{esa} \cdot z = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{C_{eş}}{2 \cdot m} = \delta \quad (3.5)$$

$$\frac{k_{esa}}{m} = \omega_{nz}^2 : \text{Doğal frekans} \quad (3.6)$$

$$r_{1,2} = -\delta \mp \sqrt{\delta^2 - \omega_{nz}^2}$$

Kritik sönüm halinde $C_{eş} = C_{kritik}$ olur. Dolayısıyla

$$\delta^2 - \omega_{nz}^2 = \left(\frac{C_{cr}}{2.m}\right) - \frac{k_{esa}}{m} = 0$$

$$\frac{C_{cr}}{2.m} = \sqrt{\frac{k_{esa}}{m}}$$

$C_{cr} = 2.m.\omega$: Kritik sönüm katsayısı

$$\frac{C}{C_{cr}} = \xi \quad : \text{Viskoz sönüm oranı} \quad (3.7)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{I) Kritik sönüm halinde} \\ \text{II) Asiri sönüm halinde} \\ \text{III) Kritik altı sönüm halinde} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \xi = 1 \\ \xi > 1 \\ \xi < 1 \end{array} \text{ değerlerini alır.} \quad (3.8)$$

Kritik altı sönüm halinde;

$$\xi^2 - \omega_{nz}^2 < 0$$

$$\xi < 1$$

$$\ddot{z} + \frac{C_{eş}}{m} \dot{z} + \frac{k_{esa}}{m} z = F_0 \cdot \sin(\omega.t)$$

$$C_{cr} = 2.m. \omega_{nz} \Rightarrow m = \frac{C_{cr}}{2. \omega_{nz}}$$

$$\ddot{z} + 2. \omega_{nz} \xi \dot{z} + \omega_{nz}^2 z = F_0 \cdot \sin(\omega.t) \quad (3.9)$$

diferansiyel denkleminin homojen kısmının çözümü ;

$$z_H(t) = e^{-\omega_{nz} \xi t} \left[K \cdot \cos \left(\omega_{nz} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \right) t + L \cdot \sin \left(\omega_{nz} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \right) t \right]$$

$$z_H(t) = z.e^{-\omega_{nz} \cdot \xi \cdot t} \left[\cos \left(\omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \right) t - \varphi \right] \quad (3.10)$$

$$z = \sqrt{K^2 + L^2}$$

$$\varphi = \frac{L}{K}$$

şeklindedir. Burada;

φ : Faz Farkı,

z : Genlik,

K ve L sabitlerdir.

Zorlanmış titreşimin çözümü ise;

$$z_p = z_{p1} \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi)$$

$$z(t) = z_p(t) + z_H(t) \quad (3.11)$$

Büyütme faktörü ise;

$$\frac{z}{z_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \cdot \xi \cdot \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (3.12)$$

şeklindedir.

3.3.2 Burulma etkisinin dikkate alınması hali

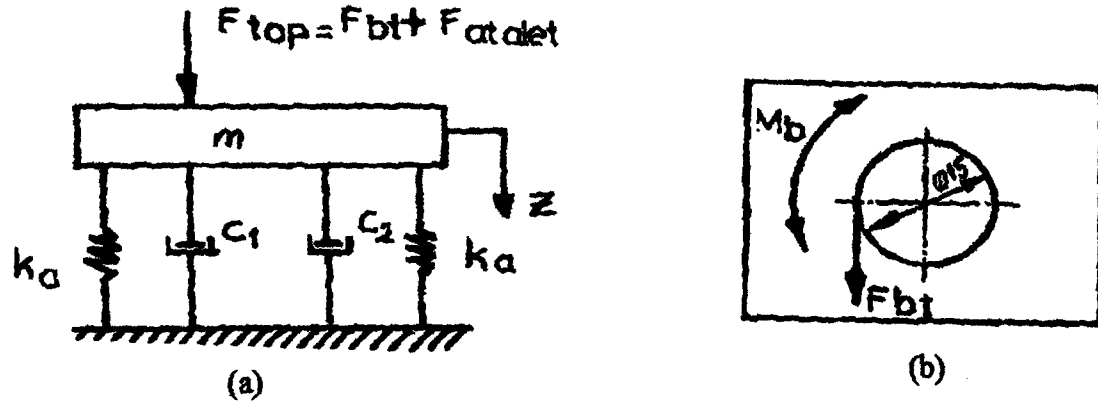
Önceki bölümdeki modelde, zorlayıcı dış etki olarak dengelenmemiş atalet kuvveti göz önüne alınarak inceleme yapılmıştır.

Model, dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin yanı sıra burulma salınımları da dikkate alınarak yeniden düzenlenirse aşağıdaki şekle ulaşılır.

Toplam kuvvet ;

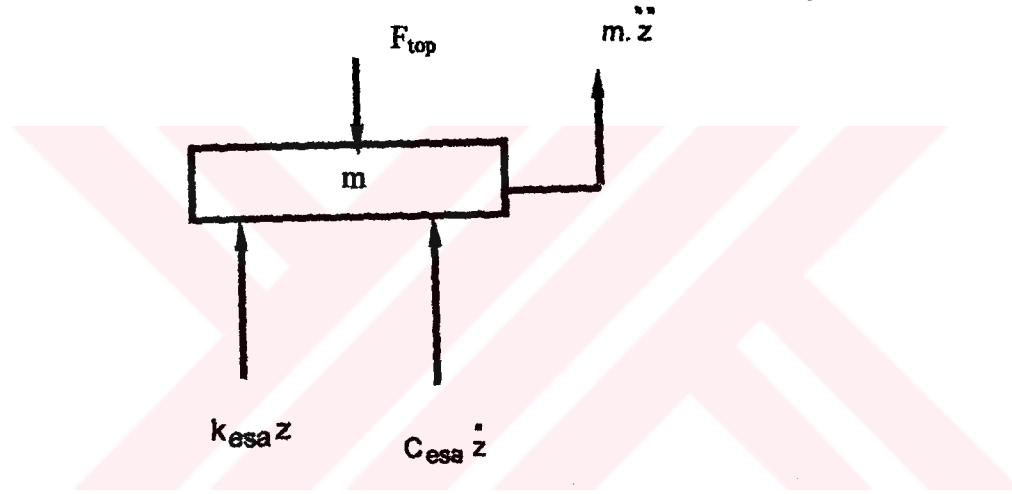
$$F_{top} = F_{atalet} + F_{bt}$$

Burulma momenti ve buna bağlı olarak burulmaya neden olan teğetsel kuvvet aşağıdaki şekilde tanımlanabilir ;



Şekil 3.5 a) Burulma salınımları ile zorlanmış düşey titreşim modeli

b) Burulma teğetsel modeli



Şekil 3.6 Serbest cisim diyagramı

$$M_b = k_b \cdot \varphi_b = F_{bt} \cdot \frac{d}{2}$$

$$F_{bt} = \frac{2 \cdot k_b \cdot \varphi_b}{d} \quad (3.13)$$

Burulma salınımlarının çözümü ise ;

$$\varphi_b = \varphi_a \cdot \sin \omega_b \cdot t \quad (3.14)$$

Böylece teğetsel kuvvet ;

$$F_{bt} = \frac{2 \cdot k_b \cdot \varphi_0 \cdot \sin \omega_b \cdot t}{d}$$

Sonuçta hareket denklemi ;

$$-C_{esa} \cdot \dot{z} - k_{esa} \cdot z + F_{top} = m \cdot \ddot{z}$$

$$m \cdot \ddot{z} + C_{esa} \cdot \dot{z} + k_{esa} \cdot z = F_{top}$$

$$m \cdot \ddot{z} + C_{esa} \cdot \dot{z} + k_{esa} \cdot z = m_1 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{2 \cdot k_b \cdot \sin(\omega_b \cdot t)}{d}$$

elde edilir.

Bu denklemin homojen kısmının ve merkezkaç etkisiyle zorlanmış titreşim çözümleri önceki bölümde gerçekleştirildiğinden sadece burulma etkisiyle zorlanmış titreşim çözümü araştırılacaktır.

$$Z_{p2}(t) = \frac{2 \cdot k_b \cdot \varphi_0 \cdot m \cdot \omega_b \cdot \cos \omega_b \cdot t}{d \cdot C_{esa} \left[-\omega_b^2 - \left(\frac{k_{esa} - m \cdot \omega_b^2}{C_{esa}} \right)^2 \right]} \cdot \frac{2 \cdot k_b \cdot \varphi_0 \cdot m \left(\frac{k_{esa} - m \cdot \omega_b^2}{C_{esa}} \right) \cdot \sin \omega_b \cdot t}{d \cdot C_{esa} \left[-\omega_b^2 - \left(\frac{k_{esa} - m \cdot \omega_b^2}{C_{sa}} \right)^2 \right]} \quad (3.15)$$

Sonuç olarak, burulma etkisiyle oluşan zorlanmış titreşim çözümü ;

$$Z_{pz}(t) = Z_z \cdot (\cos \omega_b \cdot t - \varphi_{z2})$$

Böylece genel çözüm ;

$$z(t) = z_H(t) + z_{p1}(t) + z_{p2}(t) \quad (3.16)$$

Burulma salınımlarının neden olduğu titreşim karakterinin belirlenmesinde yararlanılan parametrelerden mil için burulmuş rijitliği ;

$$\text{İçi dolu millerde} \quad I = \frac{\pi \cdot d^2}{32}$$

$$\text{İçi boş millerde} \quad I = \frac{\pi \cdot (d_{dis}^4 - d_{iç}^4)}{32}$$

$$k_b = \frac{G \cdot I}{l} = \frac{G \cdot \pi \cdot (d_{dis}^4 - d_{iç}^4)}{32 \cdot l}$$

$$k_b = \frac{7884,6\pi(70^4 - 47^4)}{32.1300} = 1853494,272 \text{kpmm/ra}$$

$$\Sigma M_b = I \cdot \ddot{\varphi}$$

$$M_b = -k_b \cdot \varphi$$

$$I \cdot \ddot{\varphi} + k_b \cdot \varphi = 0 \quad \text{Hareket denklemi} \quad (3.17)$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{k_b}{I} \cdot \varphi = 0$$

Bu denklemden, burulma salınımlarının doğal frekansı ;

$$\omega_{bn}^2 = \frac{k_b}{I} \quad (3.18)$$

Burada ;

I : Kesit atalet momenti

k_b : Burulma rijitliği

φ : Dönme (Açısal konum)

$\ddot{\varphi}$: Açısal ivme

$$\varphi(t) = A \cdot \cos \omega_b \cdot t + B \cdot \sin \omega_b \cdot t$$

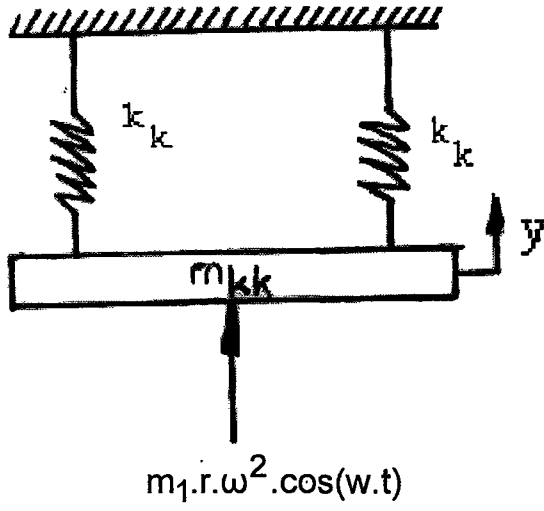
3.4 Yatay Düzlemde Enine Doğrultudaki Titreşim

Kiriş kütlelerinin kendi elastikliklerinin neden olduğu titreşimleri incelemek amacıyla Şekil 3.7' de verilen model esas alınmıştır. Burada kirişlerin asılı kütle şeklinde titreşim yaptığı kabul edilmiştir.

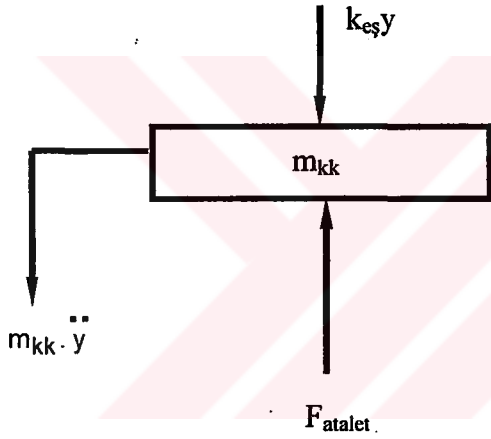
3.4.1 Atalet kuvveti etkisiyle oluşan titreşim

Kirişler paralel olduğundan

$$k_{keş} = k_k + k_k = 2 \cdot k_k$$



Şekil 3.7 Atalet kuvveti etkisiyle oluşan enine titreşimin modeli



Şekil 3.8 Serbest cisim diyagramı

$$m_{kk} \cdot \ddot{y} + k_{esy} \cdot y = F_{\text{atalet}} = m_1 \cdot r \cdot \omega^2 \cos(\omega \cdot t)$$

Homojen kısmın çözümü;

$$\ddot{y} + \frac{k_{esy}}{m_{kk}} \cdot y = 0$$

Hareketin doğal frekansı;

$$\frac{k_{esy}}{m_{kk}} = \omega_{ny}^2 \quad (3.19)$$

$$y_H(t) = C_1 \cdot e^{-\sqrt{\frac{k_{esy}}{m_{kk}} \cdot t}} + C_2 \cdot e^{\sqrt{\frac{k_{esy}}{m_{kk}} \cdot t}}$$

$$y_H = A \cdot \cos \omega_{ny} \cdot t + B \cdot \sin \omega_{ny} \cdot t$$

$$\tan \varphi = \frac{B}{A} ; \quad (3.20)$$

$$K = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$y_H(t) = K \cdot (\cos \omega_{ny} \cdot t - \varphi) \quad (3.21)$$

Burada k_k değerleri sabittir. A ve B sınır şartlarına gre bulunacak sabitlerdir.

Atalet kuvveti nedeniyle oluşan titreşim.

$$m_{kk} \cdot \ddot{y} + k_{esy} \cdot y = m_1 \cdot r \cdot \omega^2 \cos(\omega \cdot t)$$

(3.22)

$$y_1(t) = m_1 \cdot r \cdot \omega^2 \left[\frac{[-m_{kk} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)] + k_{esy} \cdot \sin(\omega \cdot t)}{m_{kk}^2 \cdot \omega^2 + k_{esy}^2} \right]$$

$$y(t) = y_H(t) + y_1(t) \quad (3.23)$$

olarak yazılır.

$$K = \frac{F_0}{(k_{esy} - m_{kk} \cdot \omega^2)^2}$$

y, genlik olarak kabul edilirse ;

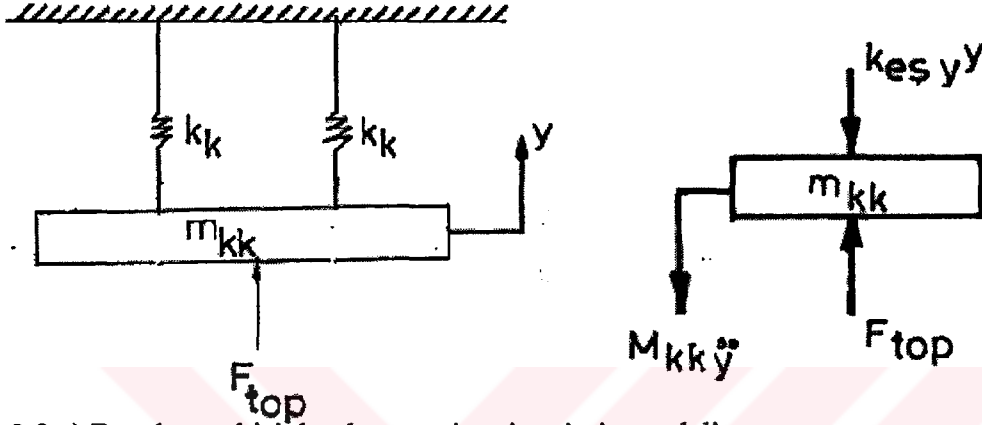
$$y = \frac{F_0 / k_{esy}}{\left(1 - \frac{m_{kk} \cdot \omega^2}{k_{esy}}\right)^2}$$

$$y_{statik} = \frac{F_0}{k_{esy}}$$

olup büyütme faktörü

$$\frac{y}{y_{\text{statik}}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{m_{kk} \omega^2}{k_{esy}}\right)^2} \text{ bulunur.} \quad (3.24)$$

3.4.2 Burulma etkisinin dikkate alınması hali



Şekil 3.9 a) Burulma etkisiyle oluşan enine titreşimin modeli

b) Serbest cisim diyagramı

$$\sum F_y = 0 \left(\begin{array}{c} \downarrow \\ + \end{array} \right) \quad k_{es} = k_k + k_k = 2.k_k$$

$$m_{kk} \cdot \ddot{y} + k_{esy} \cdot y - F_{top} = 0$$

Burulma etkisiyle oluşan titreşim ;

$$y_2(t) = -2. \varphi_0 . k_b . \frac{(k_{esy} . \cos \omega_b . t + m_{kk} \omega_b \sin \omega_b . t)}{(m_{kk} . \omega_b^3 + k_{esy}^2 . \omega_b)}$$

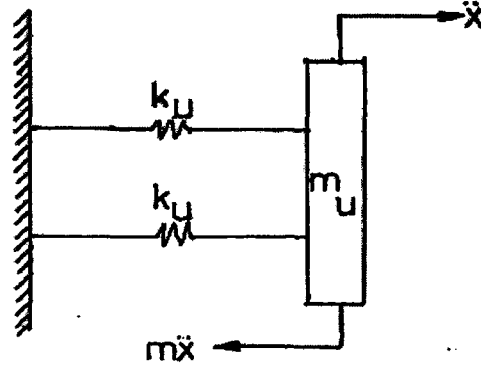
$$y(t) = y_H(t) + y_1(t) + y_2(t) \quad (3.25)$$

d= teğetsel kuvvetin etkili olduğu çap.

3.5 Yatay düzlemde boyuna doğrultuda titreşim

Boyuna kirişlerin kütlelerinin uç noktada toplandığı kabul edilerek, kiriş esnekliği nedeniyle oluşan boyuna titreşim hareketlerinin incelenmesi amacıyla aşağıdaki model

esas alınmıştır.



Şekil 3.10 Boyuna doğrultudaki titreşimin modeli

m_u = Uzun kenarların toplam kütlesi

Bu doğrultuda uzun kirişlere doğrudan etkili olan ne bir atalet kuvveti, nede burulma kuvveti vardır.

Bu nedenle titreşim hareketinin denklemleri ;

$$m_u \cdot \ddot{x} + 2 \cdot k_u \cdot x = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{2 \cdot k_u}{m_u} \cdot x = 0 \quad : \text{Hareket denklemleri} \quad (3.26)$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot k_u}{m_u}} = \omega_{nx} \quad : \text{Doğal frekans} \quad (3.27)$$

Hareket denklemleri çözülürse ;

$$x(t) = K \cdot \cos \omega_{nx} \cdot t + L \cdot \sin \omega_{nx} \cdot t \quad (3.28)$$

Burada K ve L sabitlerdir.

$$x(t) = x \cdot \cos (\omega_{nx} \cdot t - \varphi) \quad (3.29)$$

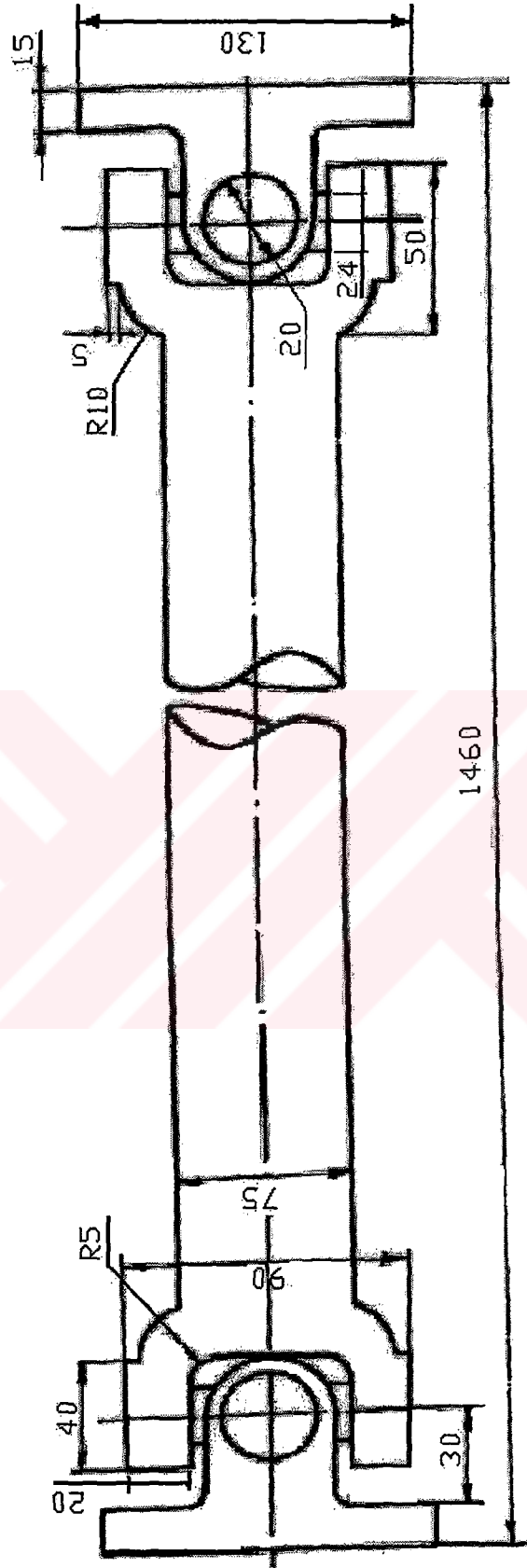
$$x = \sqrt{K^2 + L^2} \quad : \text{Genlik} \quad (3.30)$$

$$\varphi = \arctan \frac{L}{K} \quad : \text{Faz açısı} \quad (3.31)$$

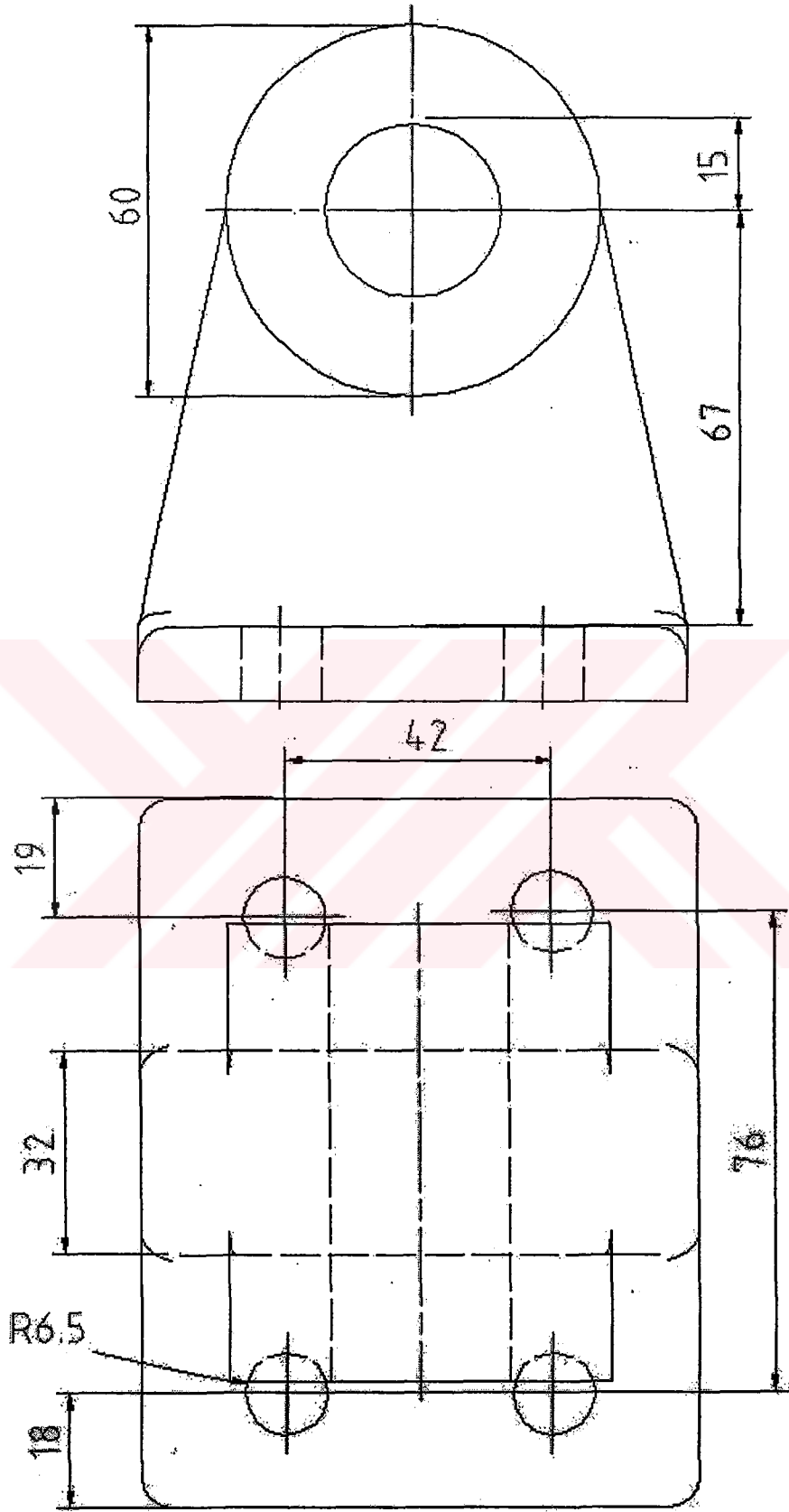
elde edilir.



Şekil 3.11 Deney modelinin şematik görünüşü



Şekil 3.12 Deney numunesi olan şaft (Ford Taunus, 1971)



Şekil 3.13 Şaft bağlama aparatı



Şekil 3.14 Deney numunesi olan araç (Ford Taunus, 1971)

3.6 Titreşimlerin Deneysel Olarak Çözümü

Dengelenmemiş kütlelere haiz olan dönen millerin dengesizliğinden dolayı ortaya çıkan sonuçlar bundan önceki bölümlerde teorik olarak incelenmiştir.

Dinamik dengesizlikten kaynaklanan olumsuzlukların belirlenebilmesi için numune olarak otomotiv endüstride kullanım alanı olan 1971 model Ford Taunus' un şaftı seçilmiş ve araç şaftının dengeleme öncesi ve sonrası sistem titreşimine olan etkileri araştırılmıştır.

Deney düzeneği olarak kullanılan şaftın şematik gösterilişi şekil 3.11'de verilmiştir. Dengelenmemiş kütlelere haiz olan şaft Şekil 3.12' de görülmektedir.

1. Aşamada 3 farklı ölçüm noktasında, 1100 d/d' da döndürülen şaftın sistem titreşimine etkileri yalnızca düşey konumda Genlik, Hız ve İvme ölçülerek belirlenmiştir.

2. Aşamada dengeleme makinesine bağlanan şafttaki dengesizlik giderildi. Dengeleme işlemi Fotoğraf 3.4' de görülmektedir. Daha sonra dengelenmiş şaft yine aynı çalışma şartlarında tahrik edilerek, gövdenin titreşim karakteristik değerleri; yukarıda açıklanan noktalarda, düşey doğrultu için belirlenmiştir.

Dengeleme makinesinde, sol ve sağ dengeleme düzlemlerinde kademeli olarak, deneyde kullanılan şaftın dengeleme işlemi gerçekleştirilmiştir.

Dengesizliğin giderilme yöntemleri Bölüm 2.2' de incelenmiştir.

Deney numunesi öncelikle dengeleme makinesinde Çizelge 3.1' de verilen değişik devir sayılarında döndürülerek sağ ve sol düzlemlerindeki açıları ve dengesizlik değerleri belirlendi.

Çizelge 3.1' den de görüleceği gibi sol düzlemde dengesizlik konum ve büyüklüğü, sağ düzlemdeki dengesizlik değerlerine göre daha büyüktür.

Numune şaftın araçlarda ortalama 1100 d/dk' da döndürüleceği kabulüyle dengeleme deneyi tekrarlanmış ve Çizelge 3.2' de gösterilen değerler elde edilmiştir.

Dengeleme deneyi, dengeleme makinesi konsolundaki sağ ve sol düzlemdeki dengesizlik miktarları sıfırlanıncaya kadar tekrarlanmıştır.

Çizelge 3.1 Şaft Dengesizlik Değerleri

d/d	Sol düzlem		Sağ düzlem	
	Dengesizlik Açısı (°)	Dengesizlik Miktarı (gr)	Dengesizlik Açısı (°)	Dengesizlik Miktarı (gr)
500	25	185	146	119
600	156	394	181	92
700	91	309	58	27
800	156	161	158	36
900	166	151	180	51
1000	167	144	180	56
1100	168	138	181	53
1200	168	133	180	52
1300	168	130	180	52
1400	168	128	180	52
1500	168	127	180	52
1600	168	126	180	52

Çizelge 3.2 Ortalama Çalışma Hızında Dengesizlikler

d/d	Sol düzlem		Sağ düzlem	
	Dengesizlik Açısı (°)	Dengesizlik Miktarı (gr) %10 Tolerans	Dengesizlik Açısı (°)	Dengesizlik Miktarı (gr) %10 Tolerans
1100	156	13	181	10
1100	161	9	180	2
1100	166	3	----	----
1100	165	5	----	----
1100	167	3	----	----
1100	170	8	----	----
1100	171	8	----	----
1100	179	9	----	----
1100	169	4	----	----
1100	167	2	----	----
1100	168	-----	----	----
1100	-----	-----	----	----

Dengeleme işleminin neticesi olarak sistemde her iki düzlem üzerinde dengesizliğe haiz olan şaft üzerine karşı ağırlıklar konarak dengesizlik giderilmiştir.

Dengesizliğe haiz numune şaft üzerinde dengeleme deneyi tamamlandıktan sonra Şekil 3.11'de gösterilen sistem üzerine yeniden bağlanarak ölçüm noktalarında, dönen şaftın sistem titreşimine olan etkileri 1100 d/d' da düşey doğrultuda Genlik, Hız ve İvme ölçümleri yeniden yapılmıştır.



Fotoğraf 3.4 Şaftın dengelenme işlemi

BÖLÜM 4

SONUÇLAR

4.1 Giriş

Araç gövdesini karakterize eden kiriş sisteminde, dinamik dengesizliği haiz şaftın çeşitli hızlarda tahrik edilmesi sonucunda oluşan gövde veya sistem titreşimlerinin düşey doğrultu boyunca değişimi teorik ve deneysel olarak incelenmiş ve ilgili sonuçlar bu bölümde özetlenmiştir.

4.2 Teorik Analiz Sonuçları

4.2.1 Giriş

Önceki bölümde de açıklandığı gibi, araç gövdesini oluşturan kirişlerin yay karakteristikleri ile temsil edildiği kütle – yay sistemleri esas alınarak, düşey doğrultudaki titreşim karakteristikleri analitik olarak ele alınmıştır. Titreşim karakteristikleri, dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin yanı sıra dönen milin burulma salınımlarının olumsuz etkisi de dikkate alınarak belirlenmeye çalışılmıştır.

Bölüm 3' de açıklandığı gibi teorik sonuçlar açısal hız ve zamana bağlı olarak ele alınmış ve işletme devirlerinde titreşim denklemleri elde edilmiştir. Bulunan titreşim denklemlerine göre elde edilen değişim karakteristikleri bu bölümün sonunda verilmiştir.

Kullanılan sistem parametreleri :

$$m = 7,5 \text{ kg}$$

$$m_1 = 3 + 16 = 19 \text{ gr} \quad : \text{ Sağ ve sol dengeleme düzlemlerine yerleştirilen kütleler} \\ = \text{ Balans kütlesi}$$

$$k_a = 16356,38 \text{ kp/mm} \quad : \text{ Ayakların rijitlik katsayısı}$$

$$k_k = 3008,806 \text{ kp/mm} \quad : \text{ Kısa kenarın rijitlik katsayısı}$$

$$k_u = 5301,724 \text{ kp/mm} \quad : \text{ Uzun kenarın rijitlik katsayısı}$$

$$\text{Açısal hız} \quad : \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$n = 1100 \text{ d/d için } \dot{z} = 1,44 \text{ mm/sn}$$

Bütün ölçüm noktaları için 1100 d/d'lık devir çalışma hızına göre interpolasyonla hesaplandı

$$\frac{F_{\text{atalet}}}{2} = C \cdot \dot{z}$$

$$C = \frac{F_{\text{atalet}}}{2 \cdot \dot{z}}$$

$$C = \frac{19 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\pi \cdot 1100}{30} \right)^2}{2 \cdot 1,44} = 2,186 \text{ kpsn/mm}$$

$$C_{\text{eş}} = 2 \cdot C = 4,372 \text{ kpsn/mm}$$

$$\text{Doğal frekans} : \omega_n = \sqrt{\frac{k_{\text{esa}}}{m}}$$

$$k_{\text{esa}} = 2 \cdot k_a = 2 \cdot 16356,383 = 32712,766 \text{ k p/mm}$$

Sistemin çalışma hızlarındaki titreşim denklemleri ;

$n = 1100 \text{ d/d}$ için

$$\text{Açısal hız; } \omega = \frac{\pi \cdot 1100}{30} = 115,133 \text{ rad/sn}$$

Zorlayıcı kuvvet :

$$F = m_1 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

r : Balans kütlelerinin yerleştirildiği yarıçap = 37 mm

$$F = 19 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot 10^{-3} \cdot (115,133)^2 \cdot \sin(115,133 \cdot t)$$

$$F = 9,319 \cdot \sin(31,4 \cdot t) \text{ kp}$$

$$= F_0 \cdot \sin(31,4 \cdot t) \text{ kp}$$

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{38437,5 \cdot 10^3}{30}} \cong 1132 \text{ rad/sn}$$

4.2.2 Düşey yönlü titreşim

Teorik ve deneysel sonuçlara göre elde edilen verilerle sistemin düşey yönlü titreşim denklemlerinin elde edilmesi aşağıdaki gibidir.

z yönündeki titreşim ;

$$E = \frac{-\omega \cdot C_{\text{eş}} \cdot F_0}{(\omega \cdot C_{\text{eş}})^2 + (k_{\text{esa}} - m \cdot \omega^2)^2} = -4,41 \cdot 10^{-6} \text{ kp/mm}^2$$

$$G = \frac{(k_{esa} - m \cdot \omega^2) F_0}{(\omega \cdot e_{\text{eş}})^2 + (k_{esa} - m \cdot \omega^2)^2} = 2,856 \cdot 10^{-4} \text{ kp/mm}^2$$

$$\delta = \frac{C_{e\text{ş}}}{2 \cdot m} = \frac{4,372 \cdot 10^3}{2 \cdot 7,5} = 291,466$$

$$\mu = \sqrt{\delta^2 - \omega_n^2} = \sqrt{(291,466)^2 - (2088,628)^2} < 0$$

$$k_b = \frac{G \cdot I}{l}$$

$$\omega_b^2 = \frac{k_b}{I} = \frac{G \cdot I}{I \cdot I} = \frac{G}{I}$$

$$\omega_b = \sqrt{\frac{G}{I}} = \sqrt{\frac{7884,6}{470}} = 4,095 \text{ rad/sn}$$

denklem 3.15' de bilinenler yerlerine yazılırsa

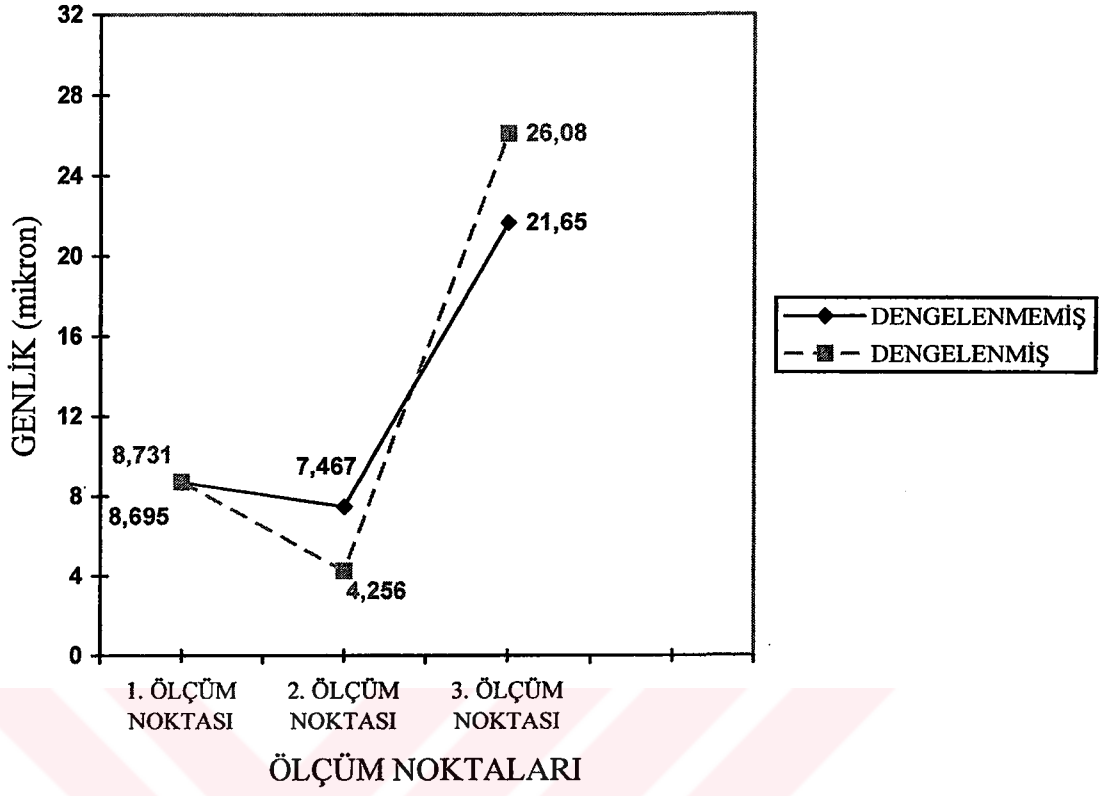
$$z_{p2}(t) = -2,225 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi_0 \cdot \cos(4,095 \cdot t) + 90844,854 \cdot \sin(4,095 \cdot t)$$

$$z(t) = z_H(t) + z_{p1}(t) + z_{p2}(t)$$

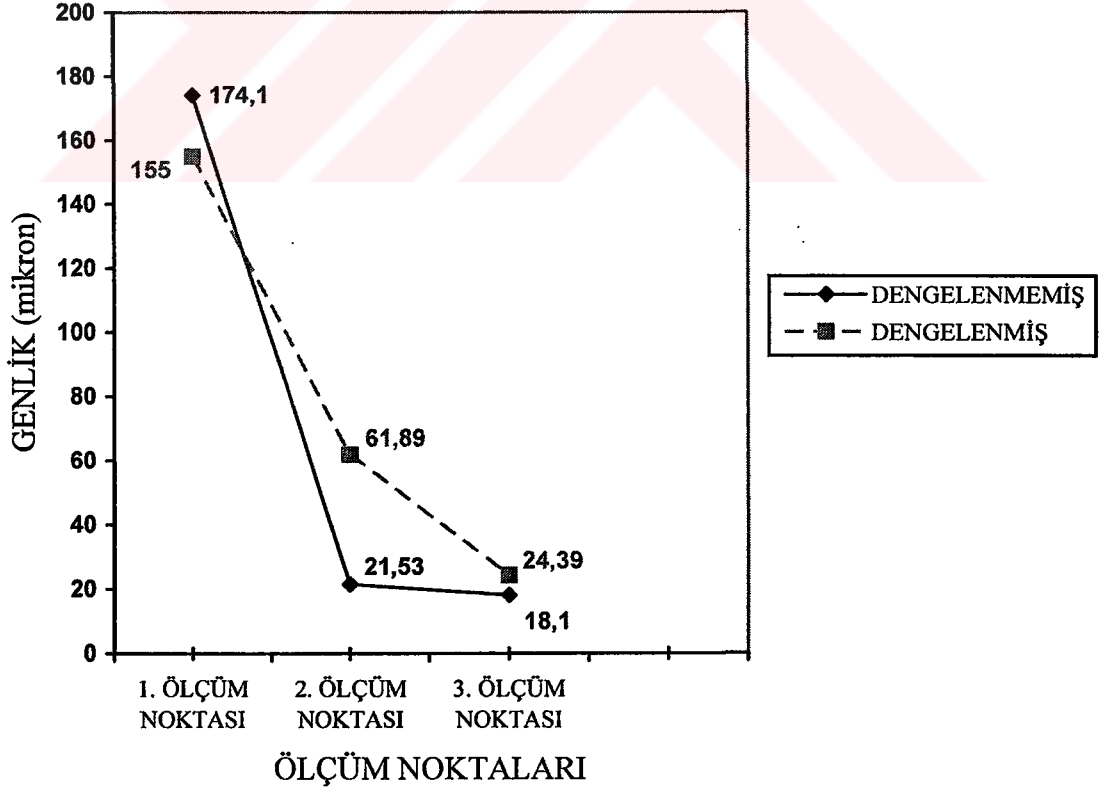
$$\Delta = C_{e\text{ş}}^2 - 4 \cdot m \cdot k_{esa}$$

$$\Delta = (4,372 \cdot 10^3)^2 - 4 \cdot 7,5 \cdot 32712,766 \cdot 10^3 = -981382980 < 0$$

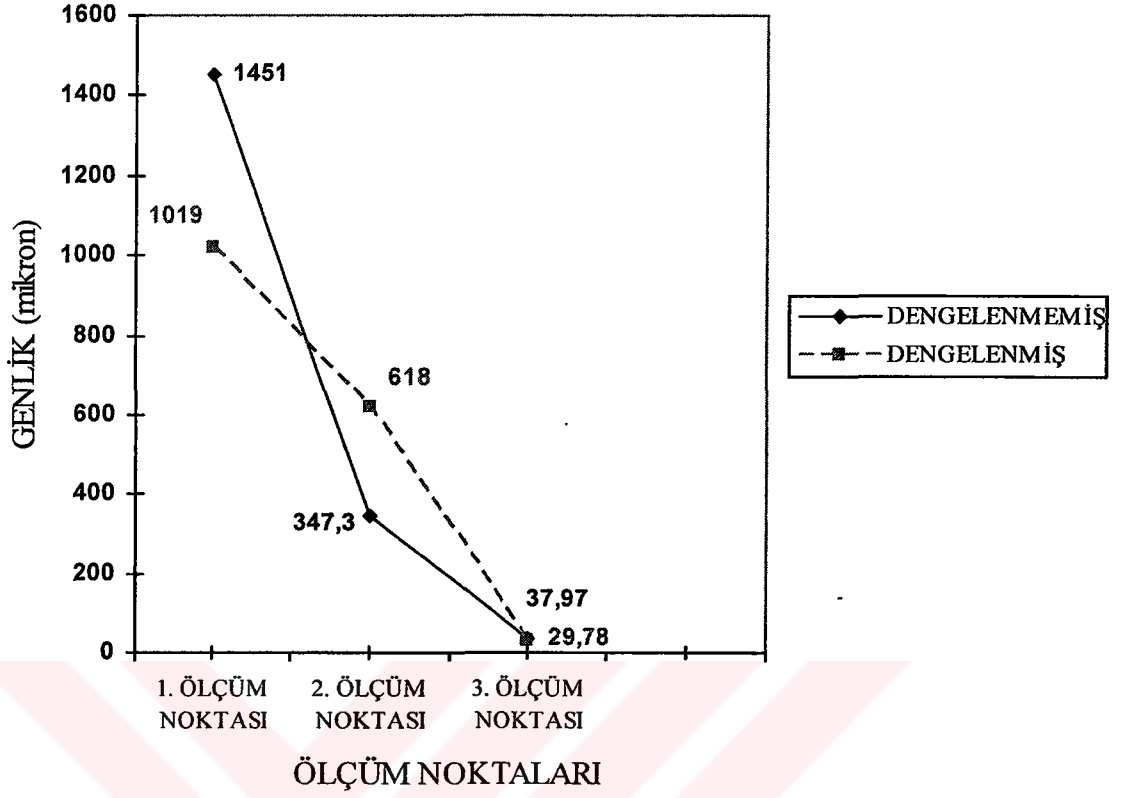
olduğundan kritik altı sönümlü titreşim oluşur.



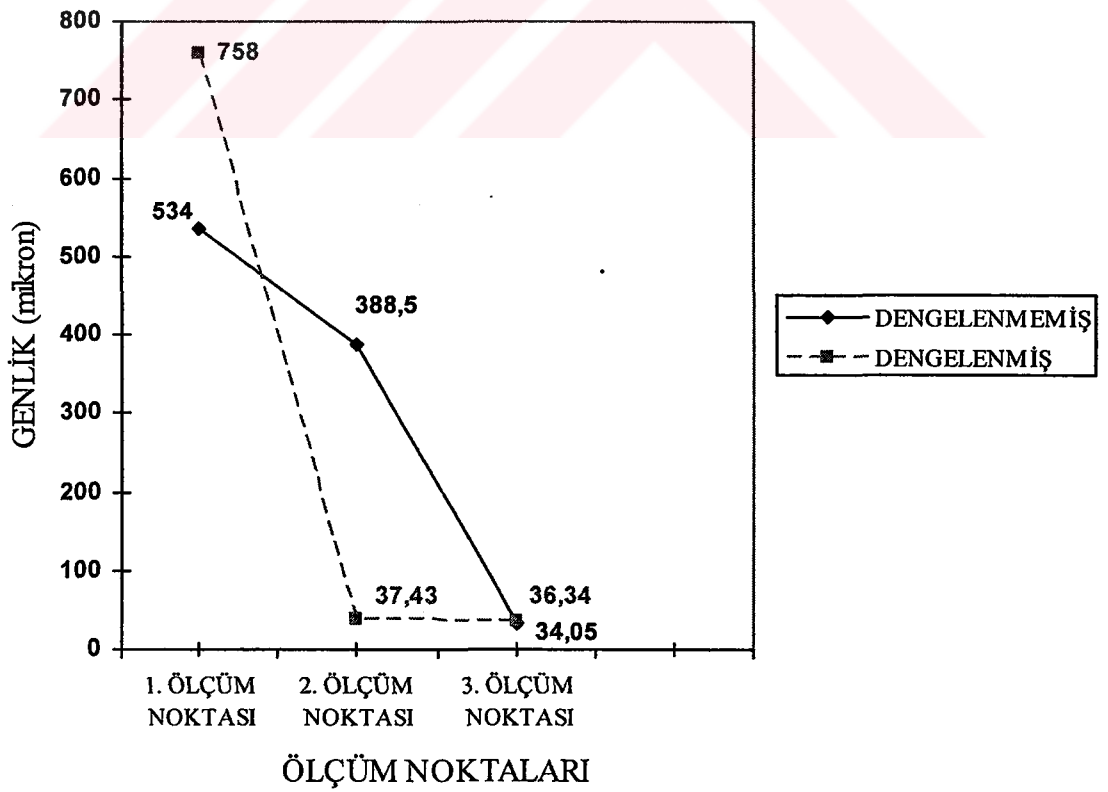
Şekil 4.1 Araç dururken ve motor çalışmaz iken genlik ölçüm değerleri



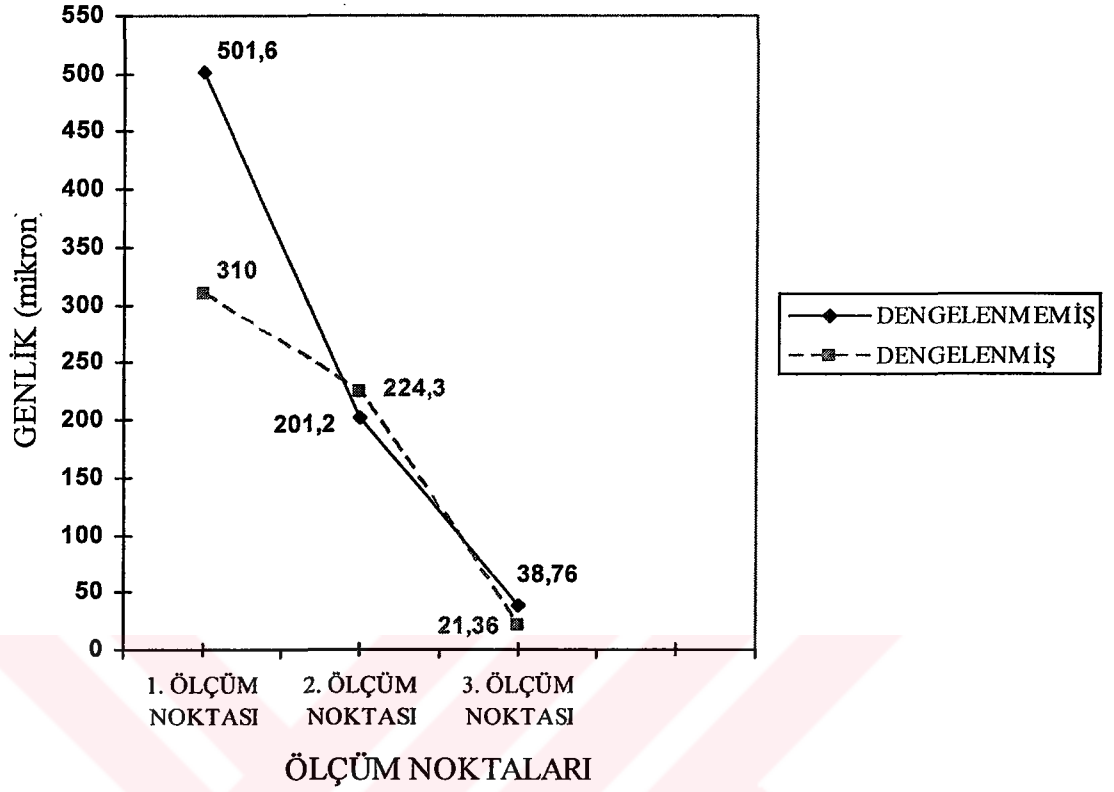
Şekil 4.2 Araç dururken ve motor rölantide iken genlik ölçüm değerleri



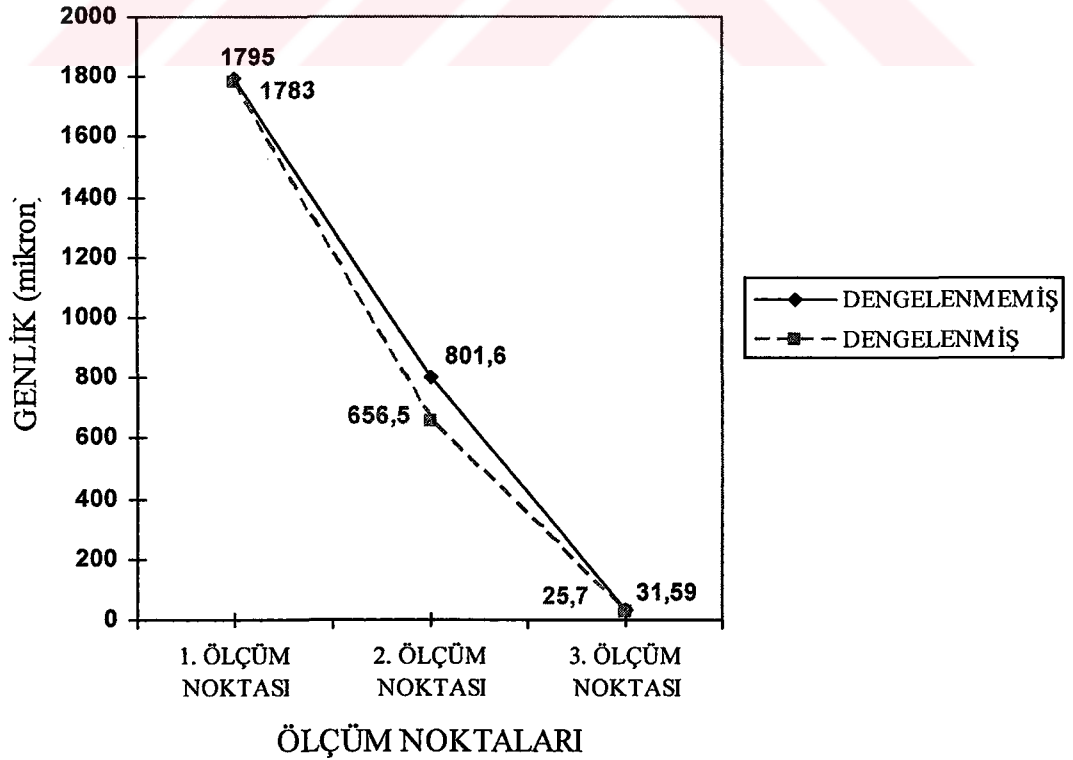
Şekil 4.3 20 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri



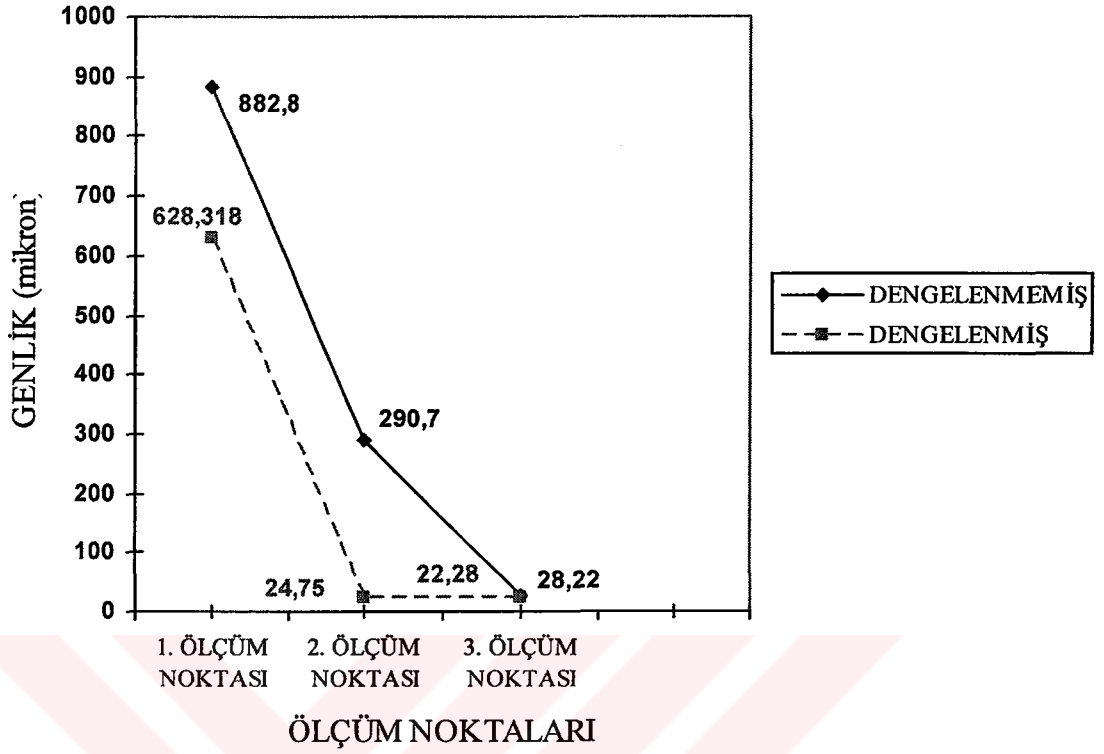
Şekil 4.4 20 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri



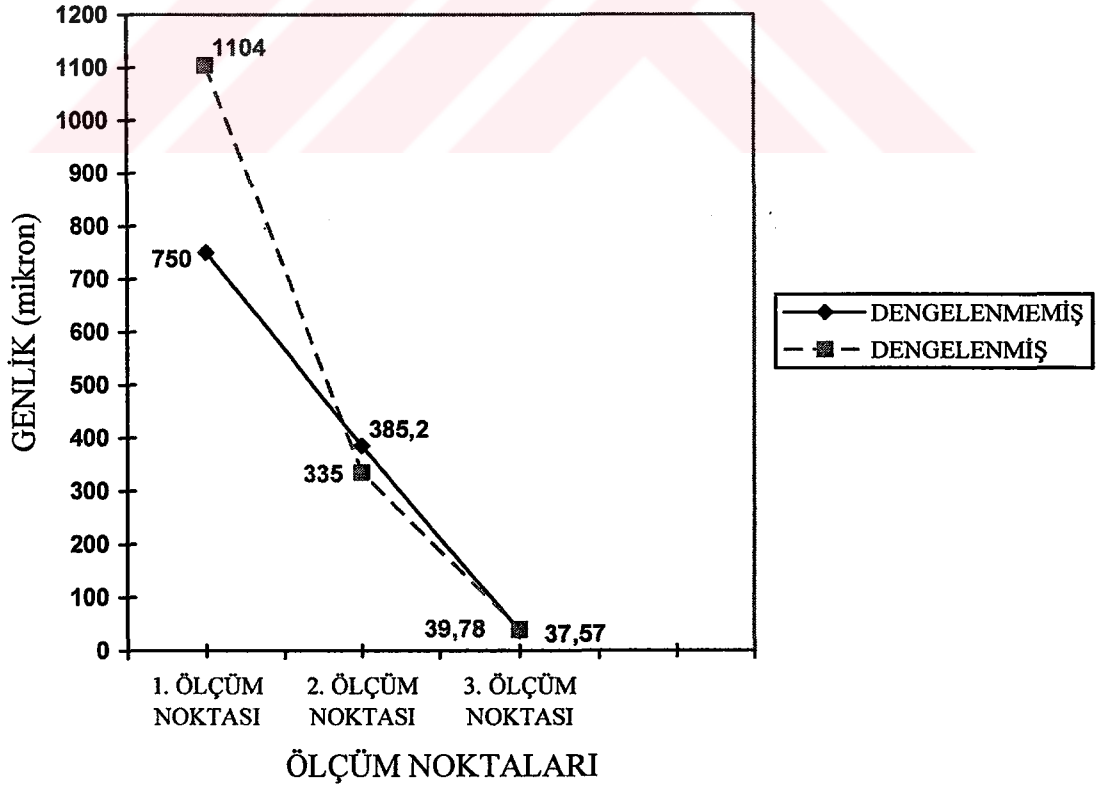
Şekil 4.5 20 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri



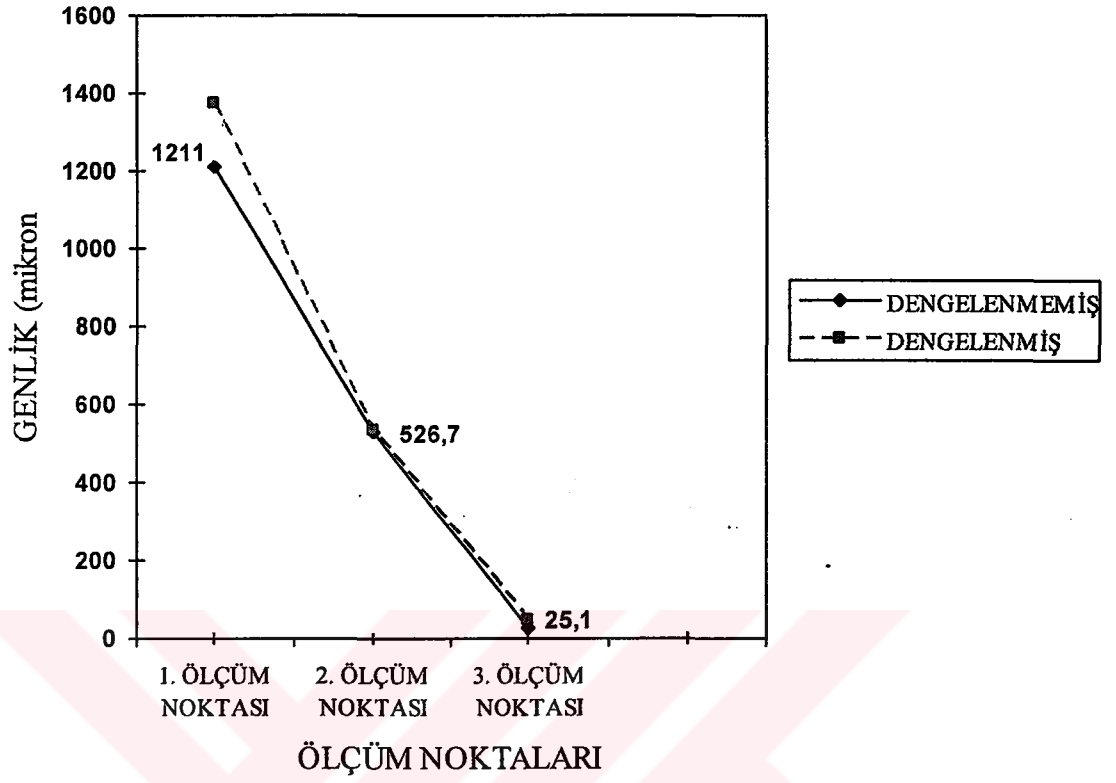
Şekil 4.6 40 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri



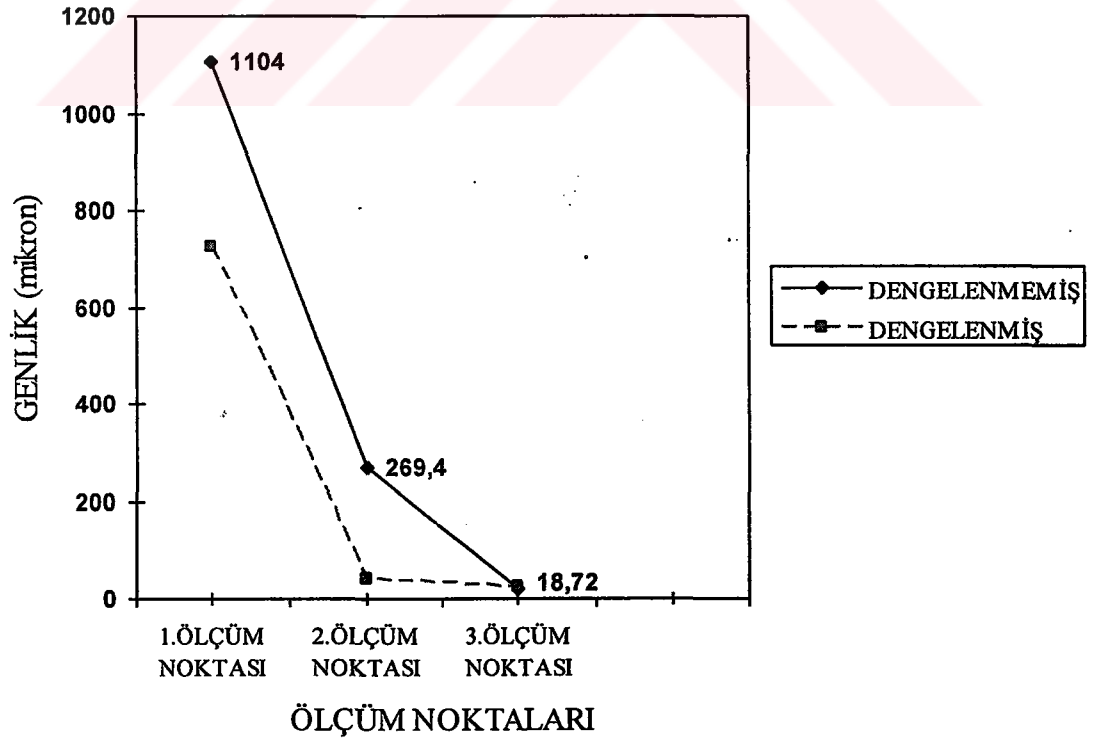
Şekil 4.7 40 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri



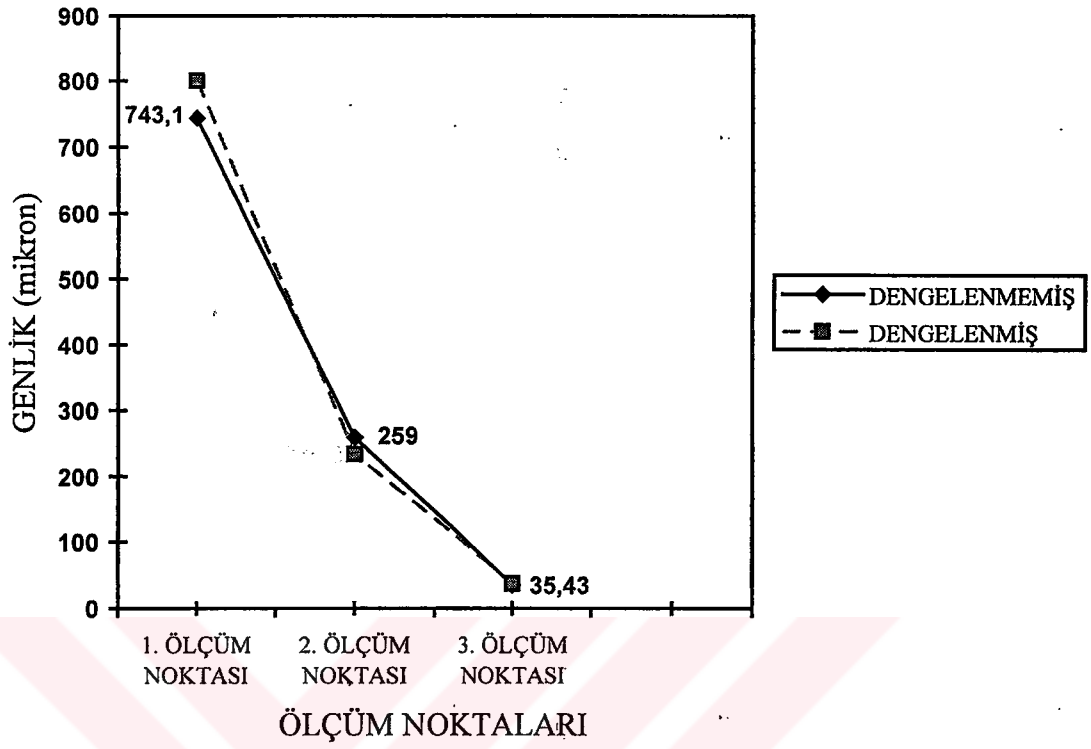
Şekil 4.8 40 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri



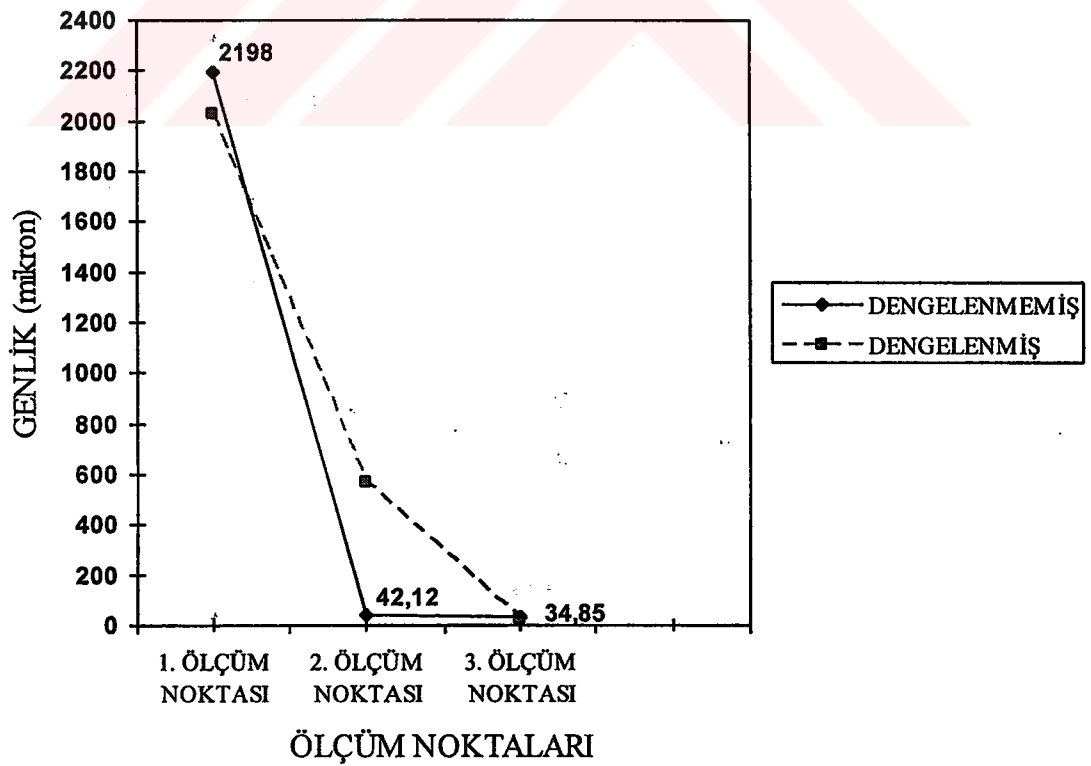
Şekil 4.9 60 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri



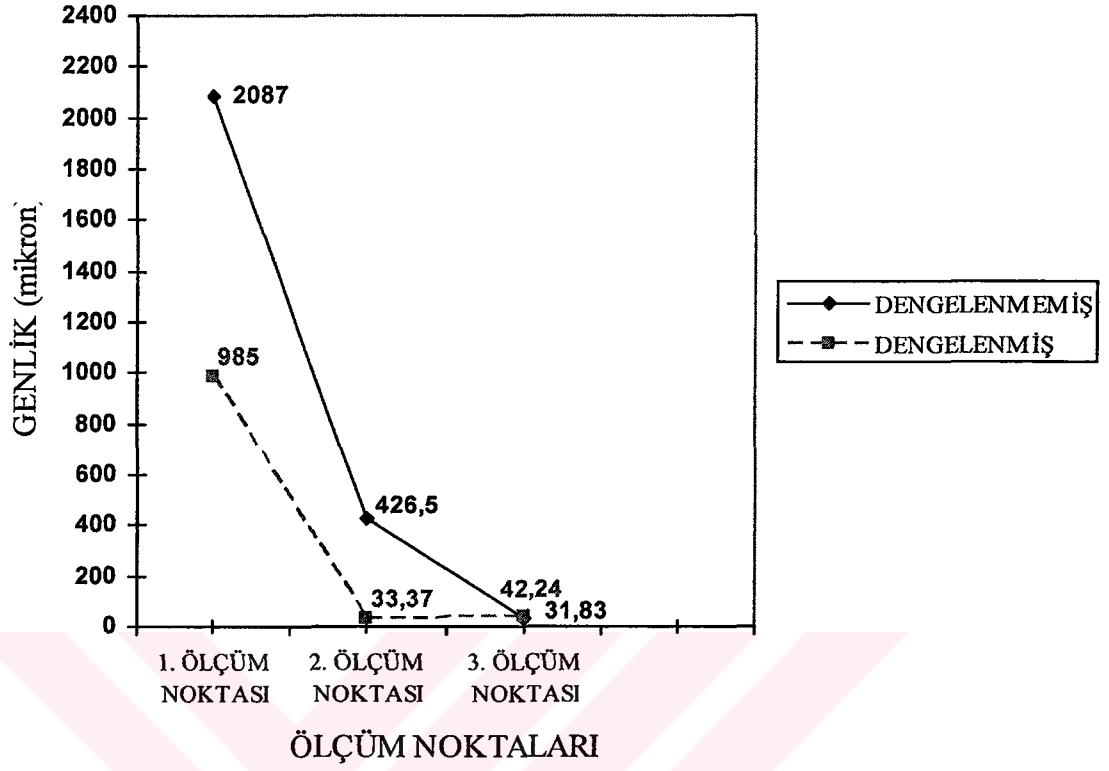
Şekil 4.10 60 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri



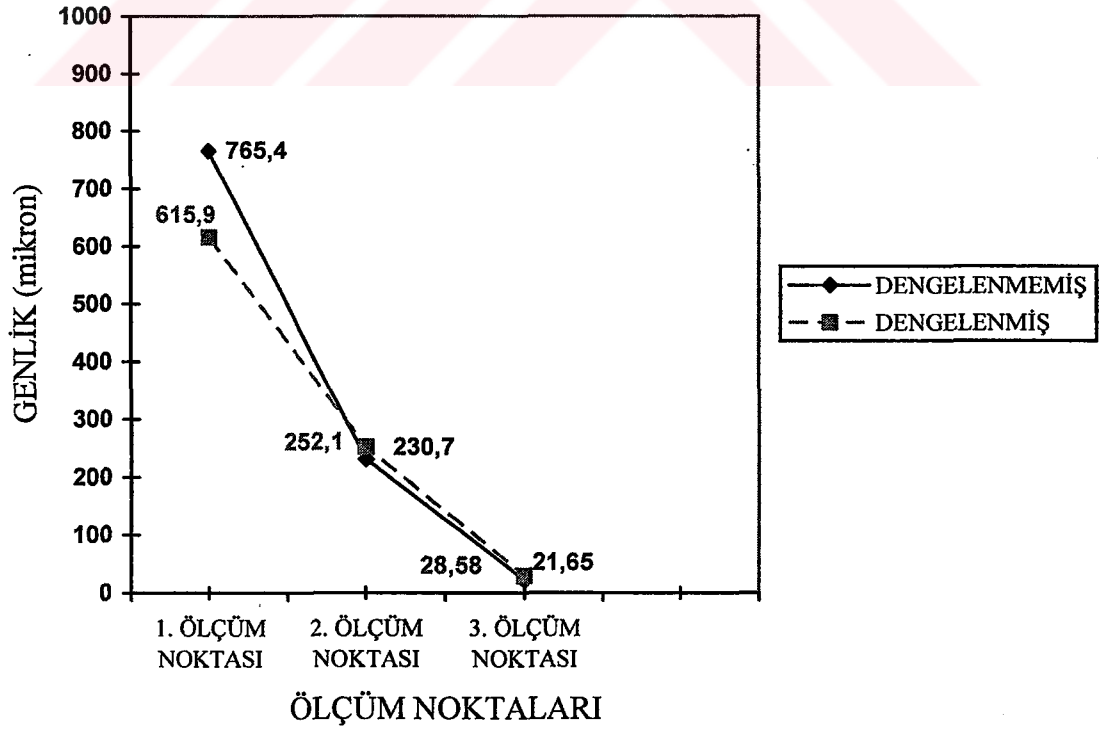
Şekil 4.11 60 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri



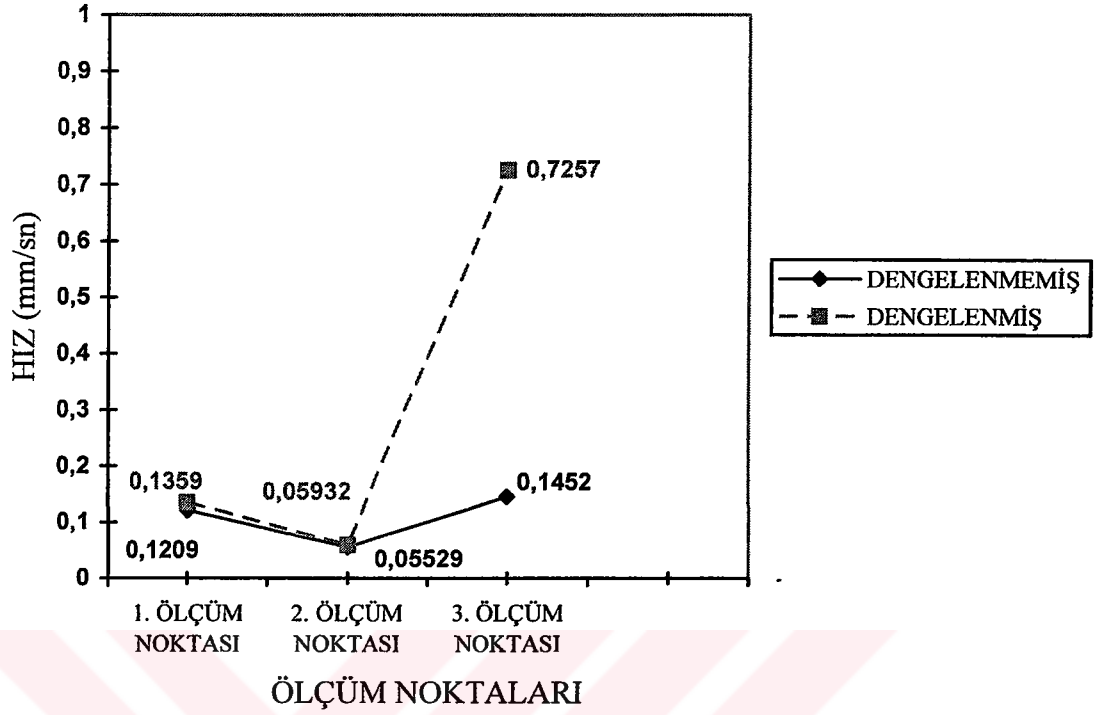
Şekil 4.12 80 km/h' de bozuk yolda genlik ölçüm değerleri



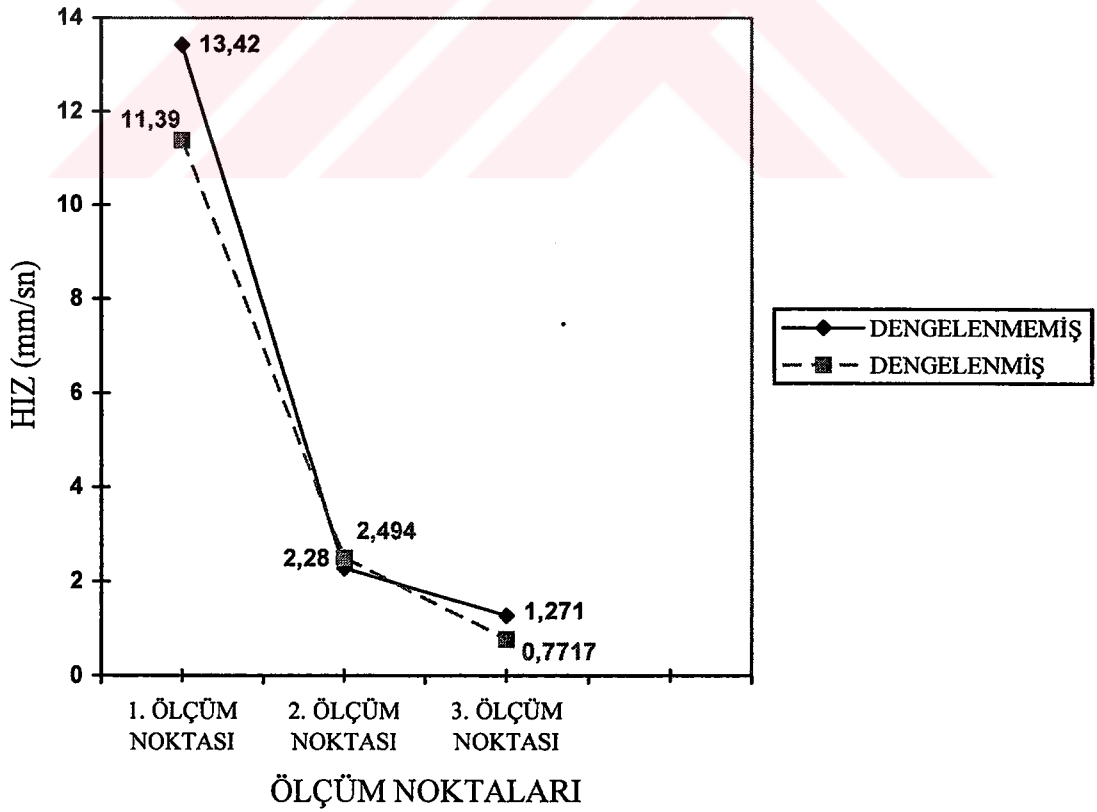
Şekil 4.13 80 km/h' de orta yolda genlik ölçüm değerleri



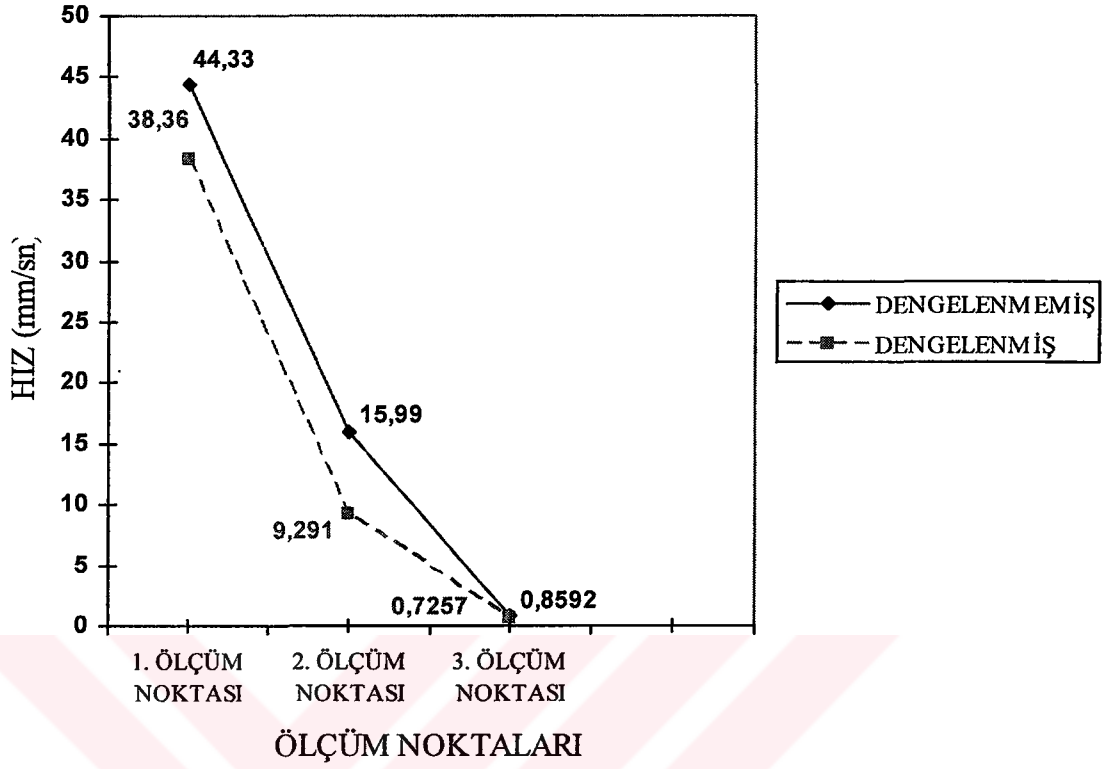
Şekil 4.14 80 km/h' de otobanda genlik ölçüm değerleri



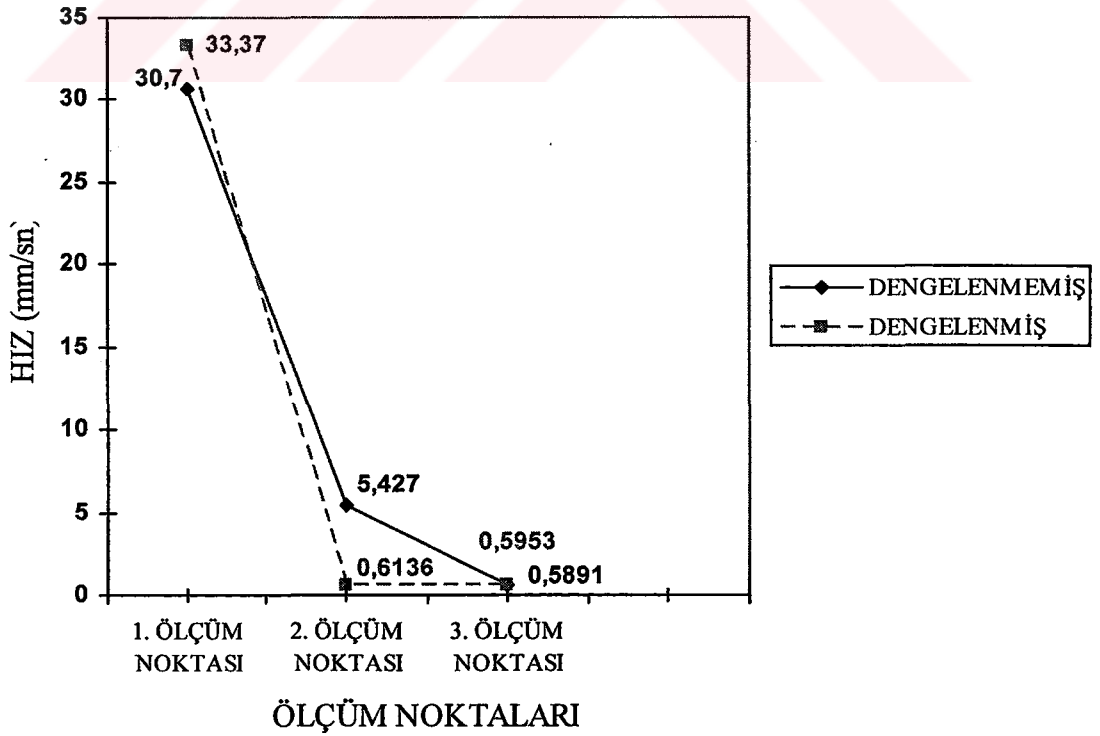
Şekil 4.15 Araç dururken ve motor çalışmaz iken hız ölçüm değerleri



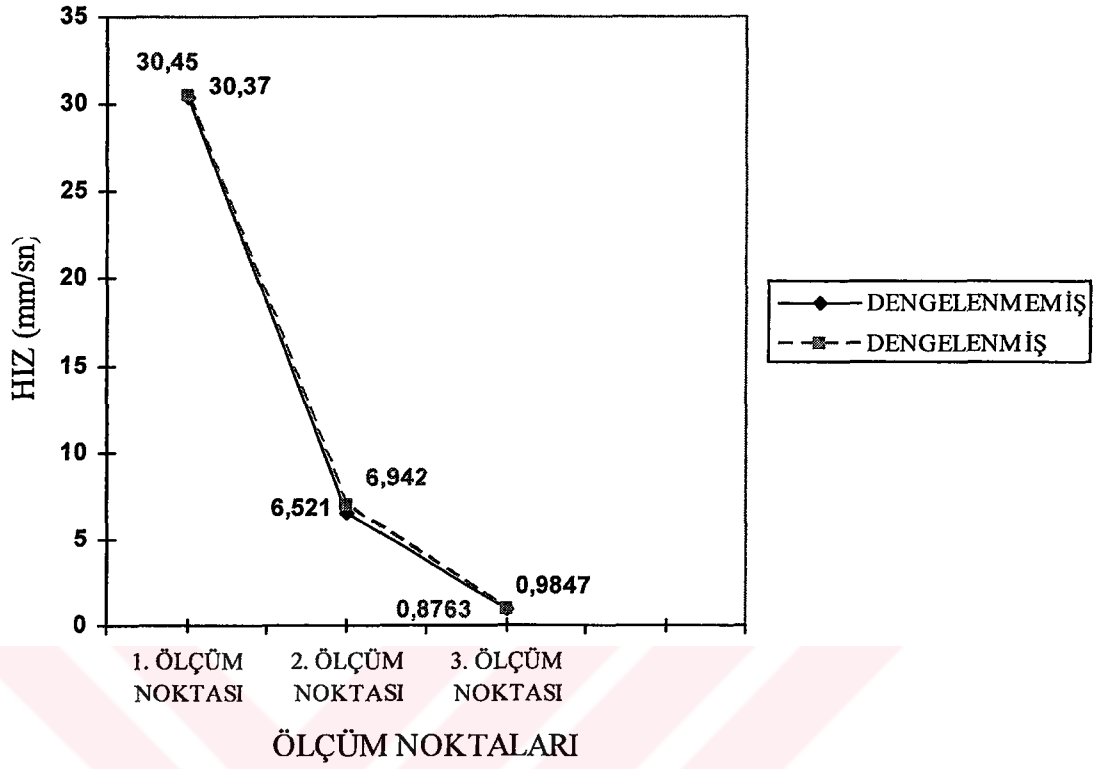
Şekil 4.16 Araç dururken ve motor rölantide iken hız ölçüm değerleri



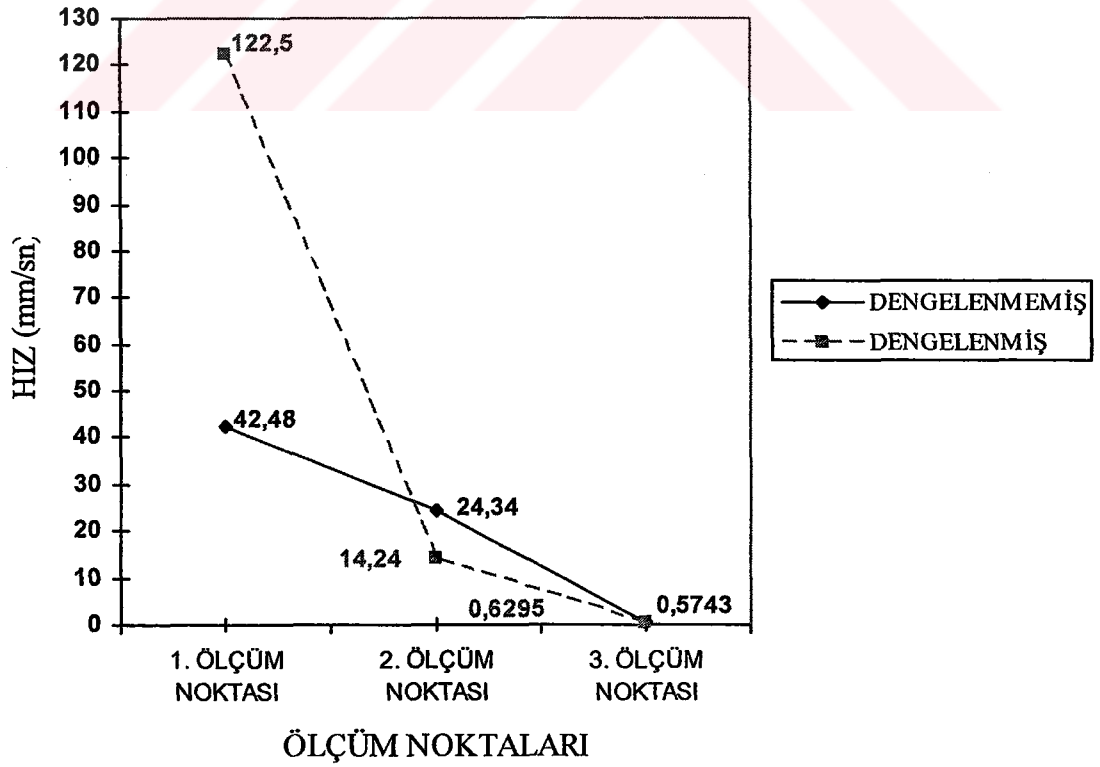
Şekil 4.17 20 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri



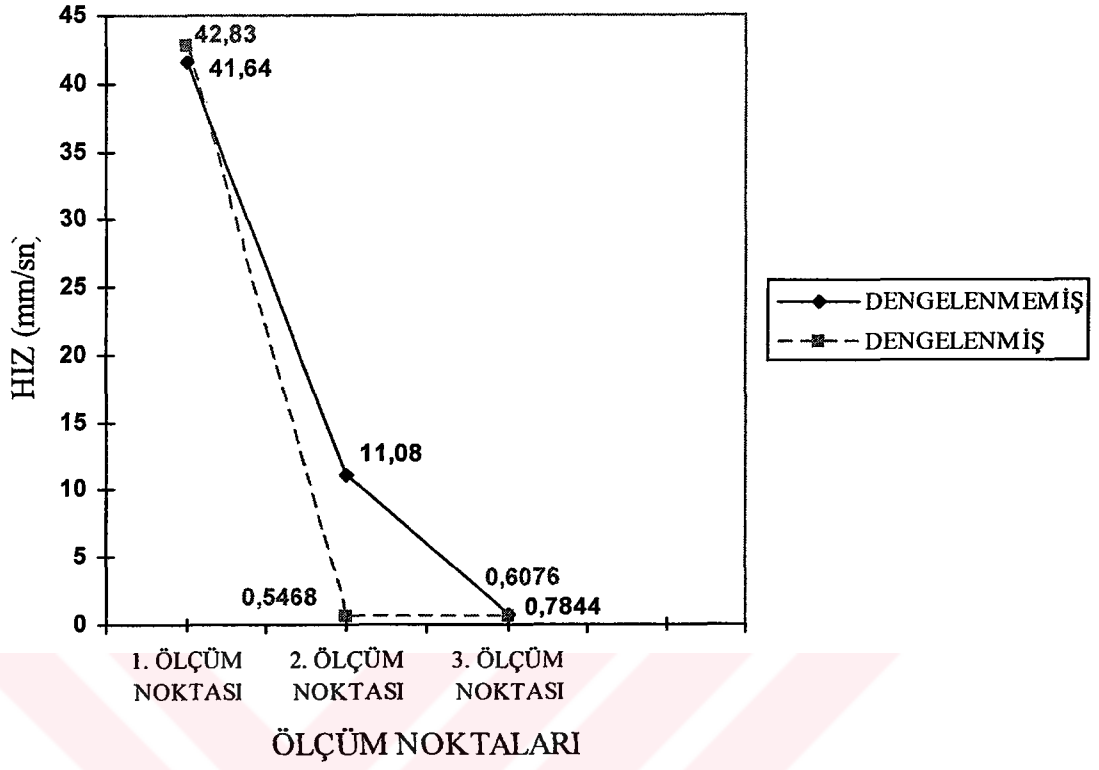
Şekil 4.18 20 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri



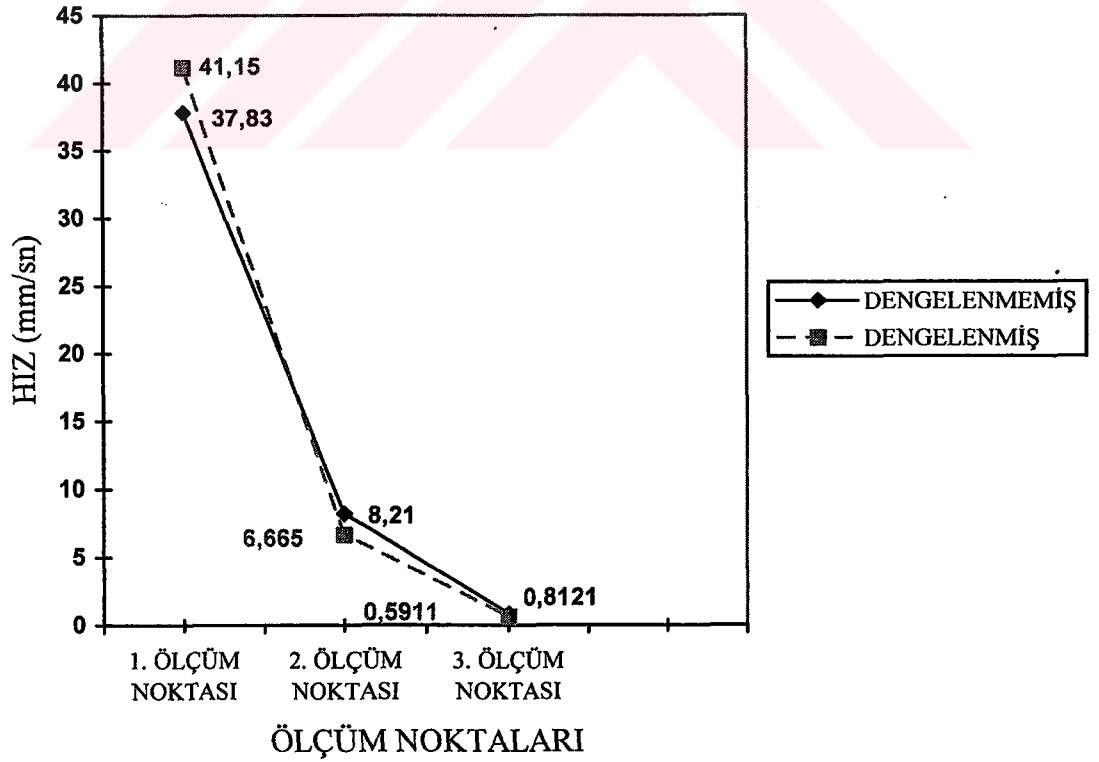
Şekil 4.19 20 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri



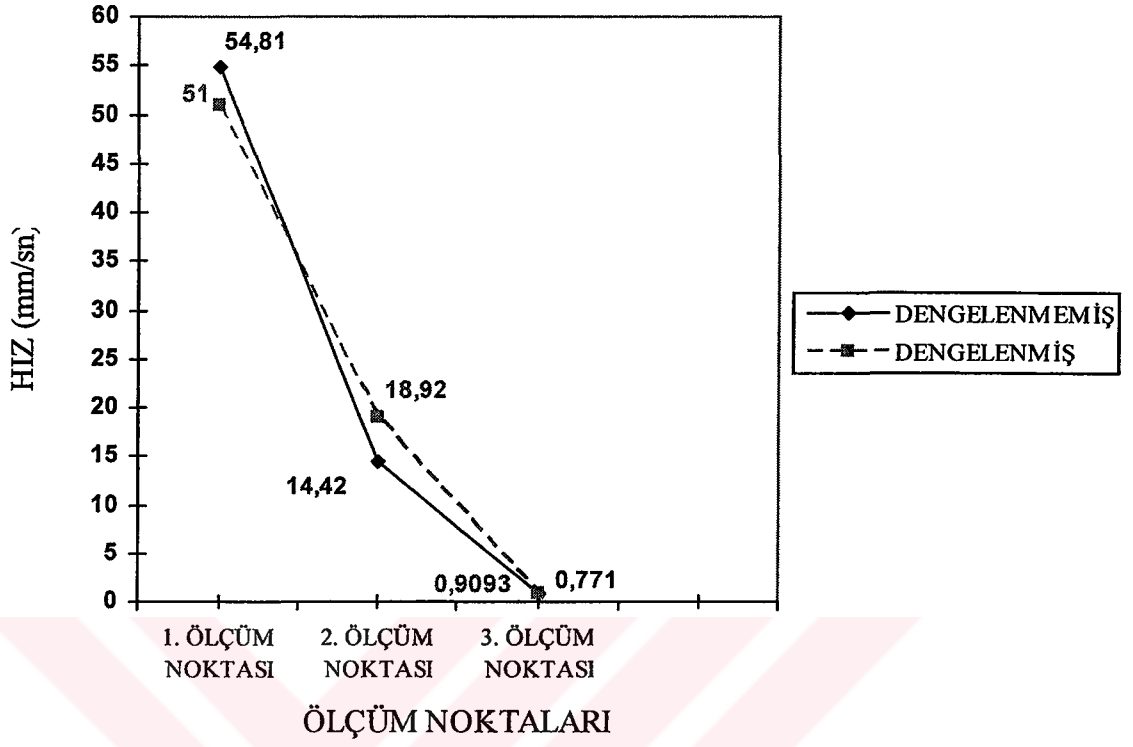
Şekil 4.20 40 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri



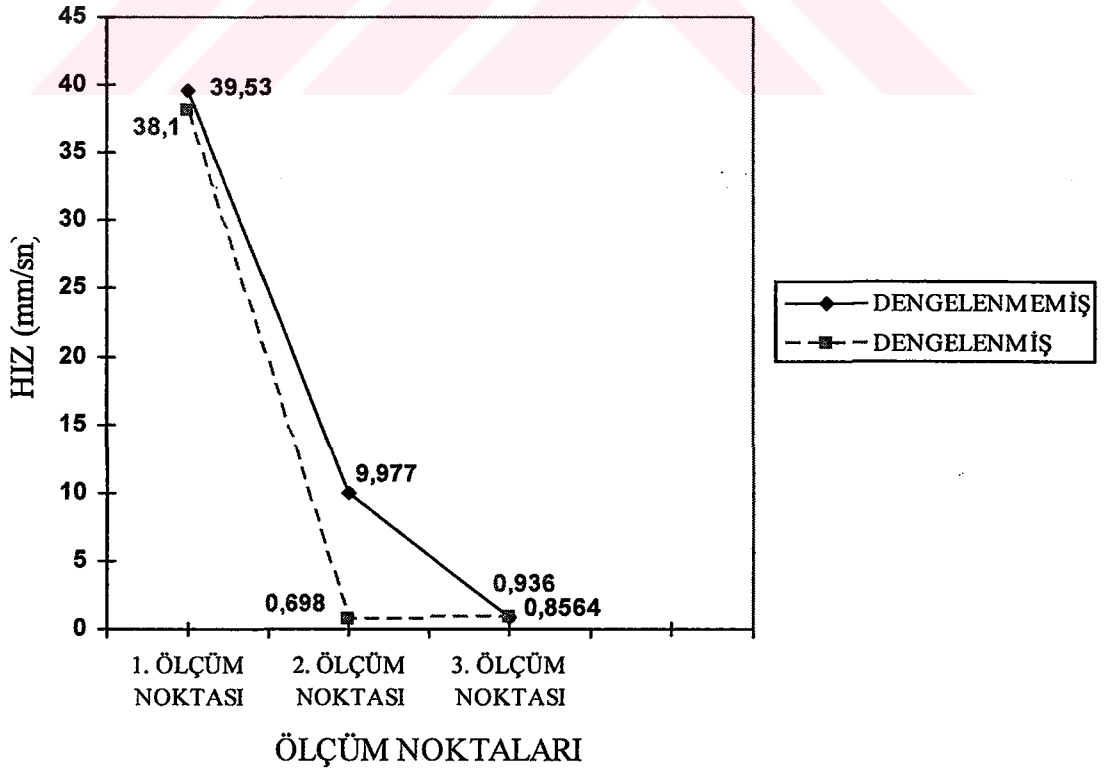
Şekil 4.21 40 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri



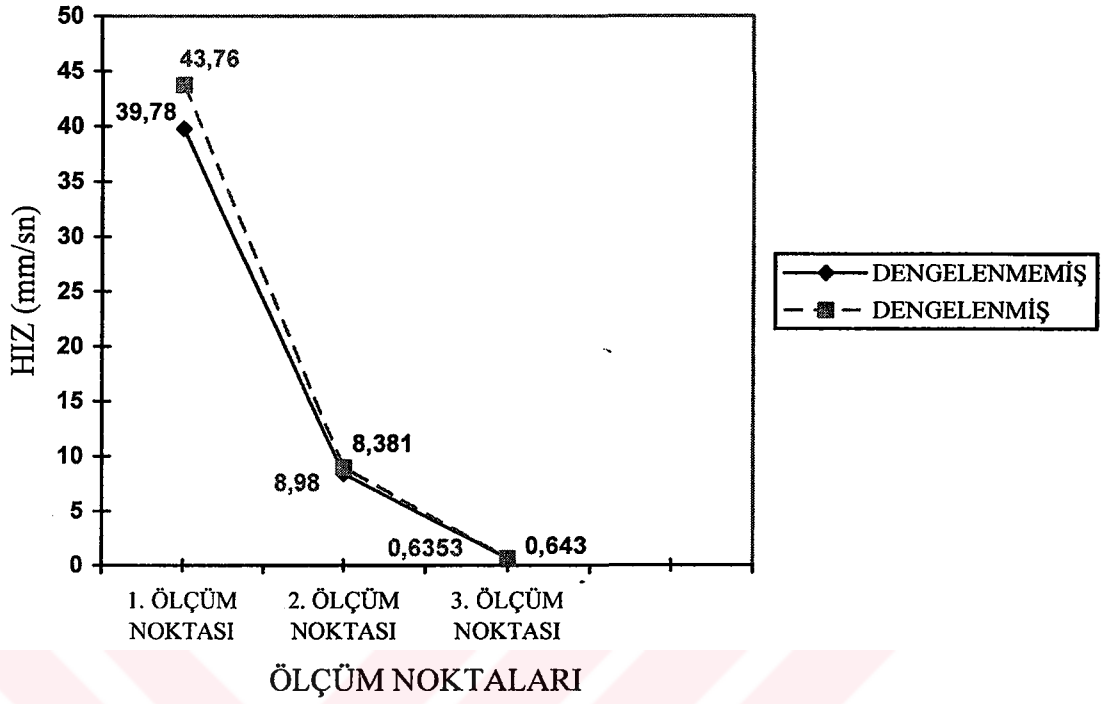
Şekil 4.22 40 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri



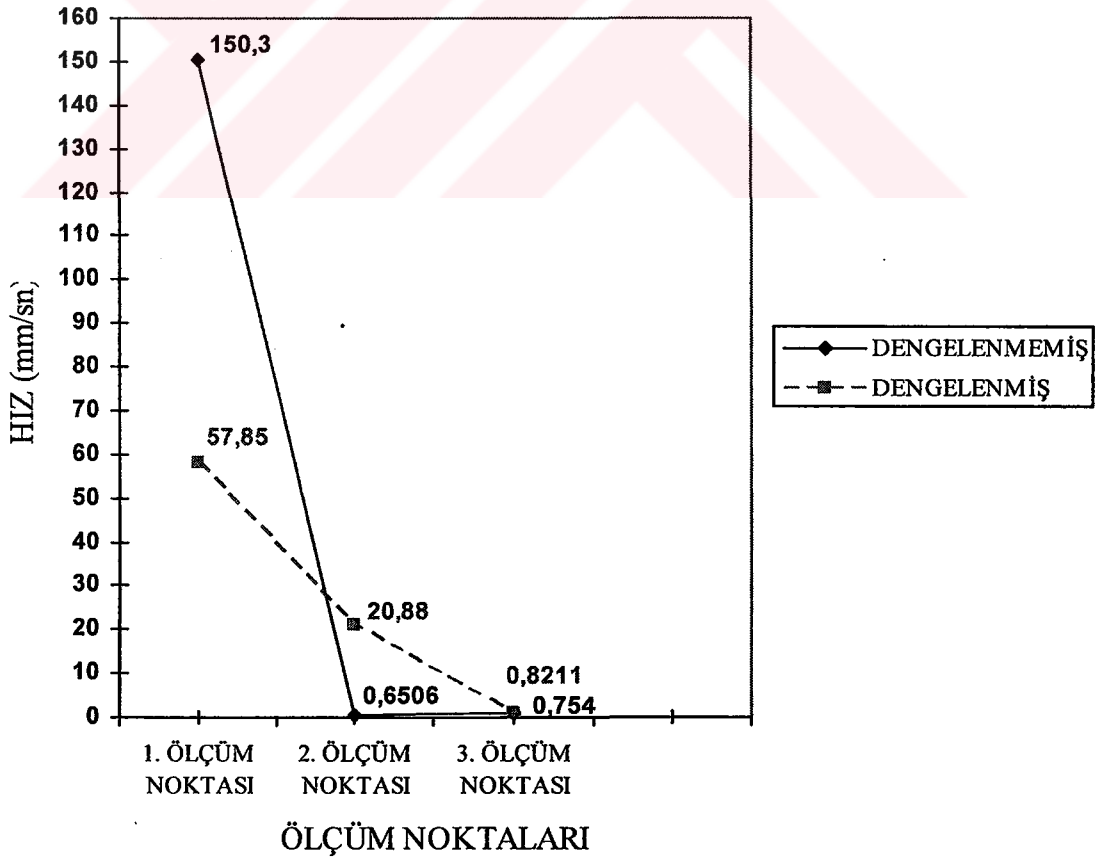
Şekil 4.23 60 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri



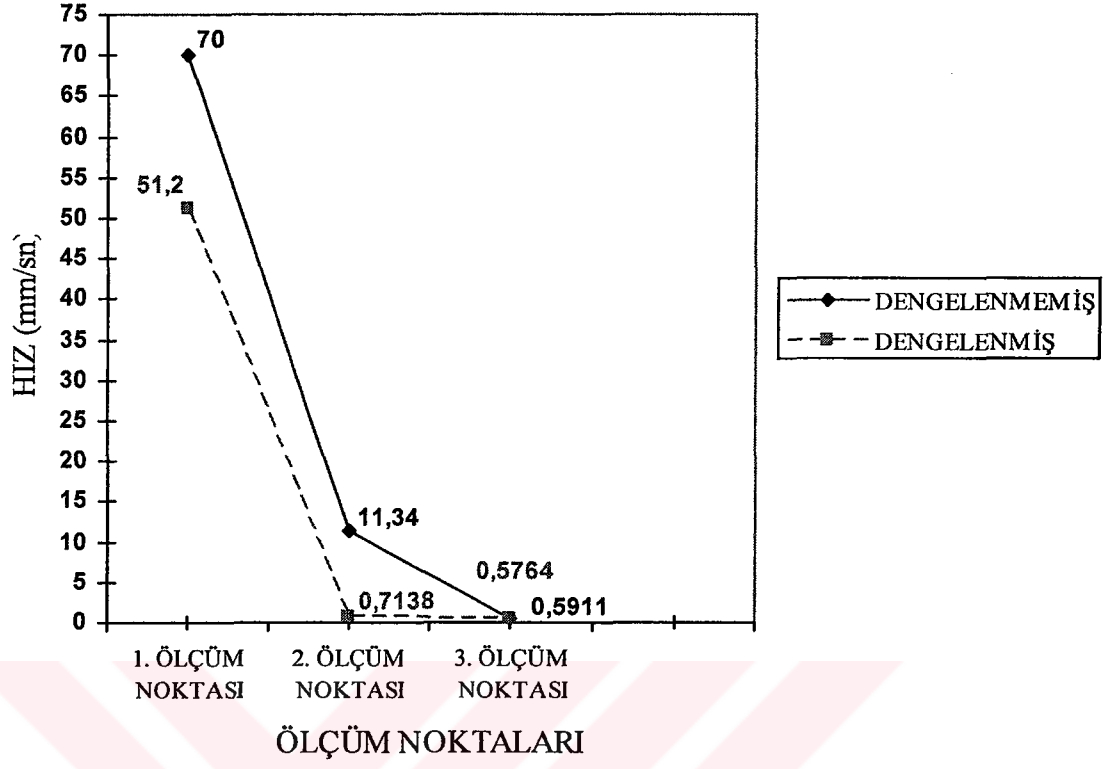
Şekil 4.24 60 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri



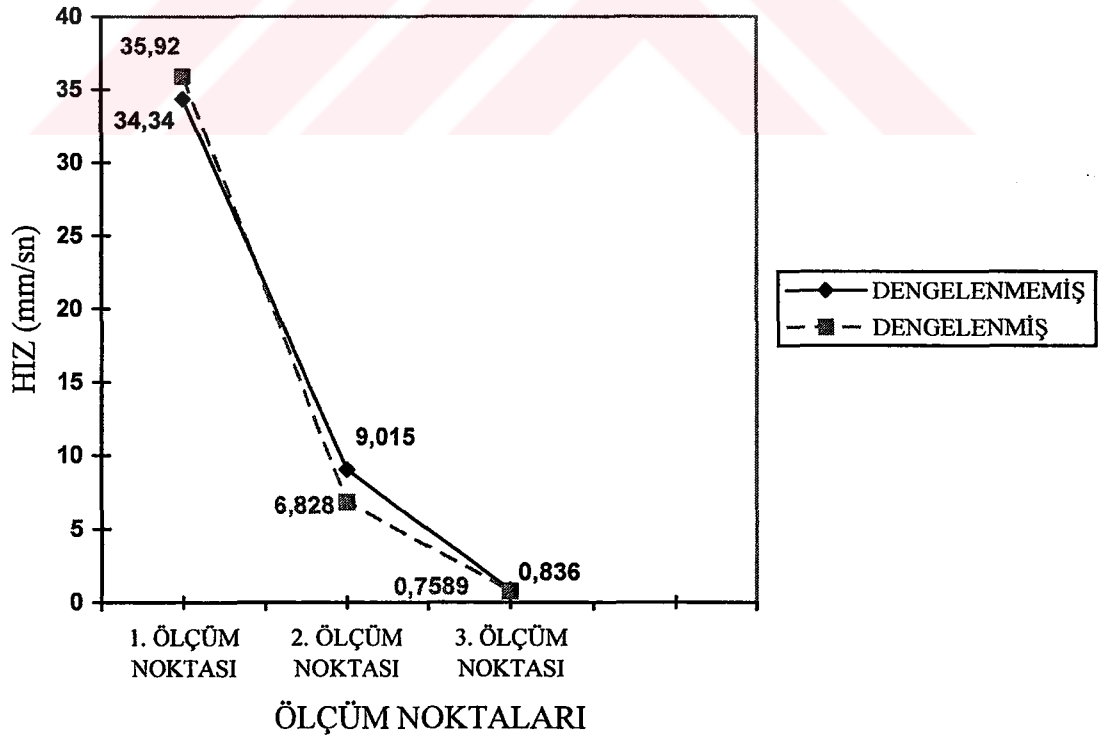
Şekil 4.25 60 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri



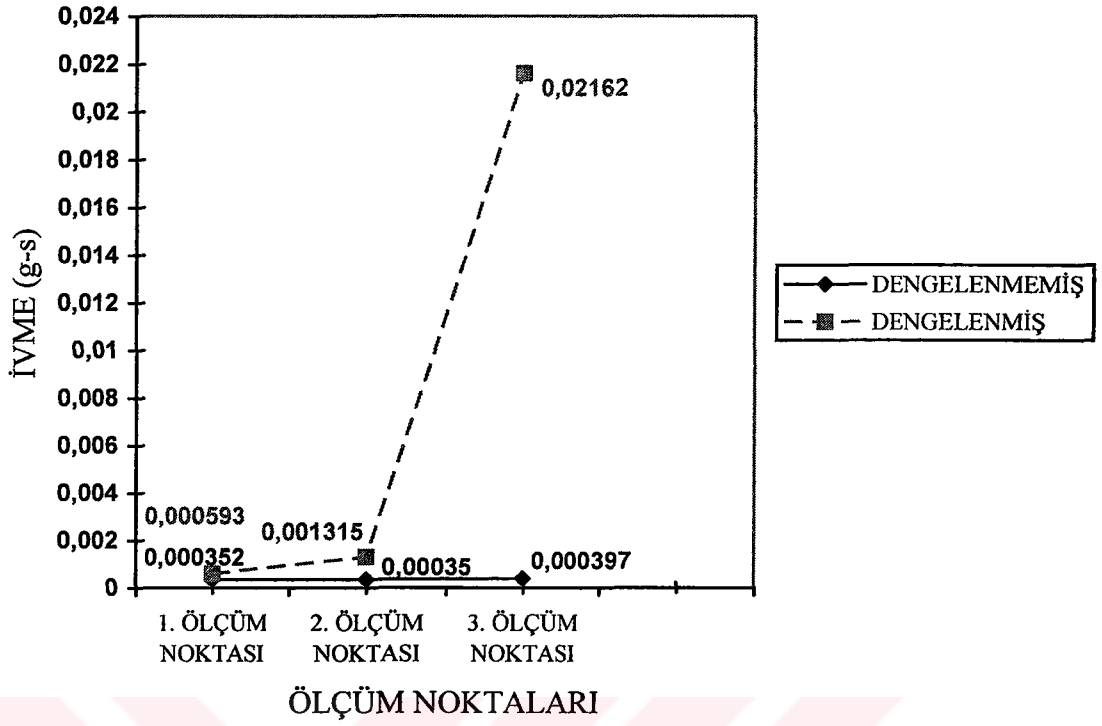
Şekil 4.26 80 km/h' de bozuk yolda hız ölçüm değerleri



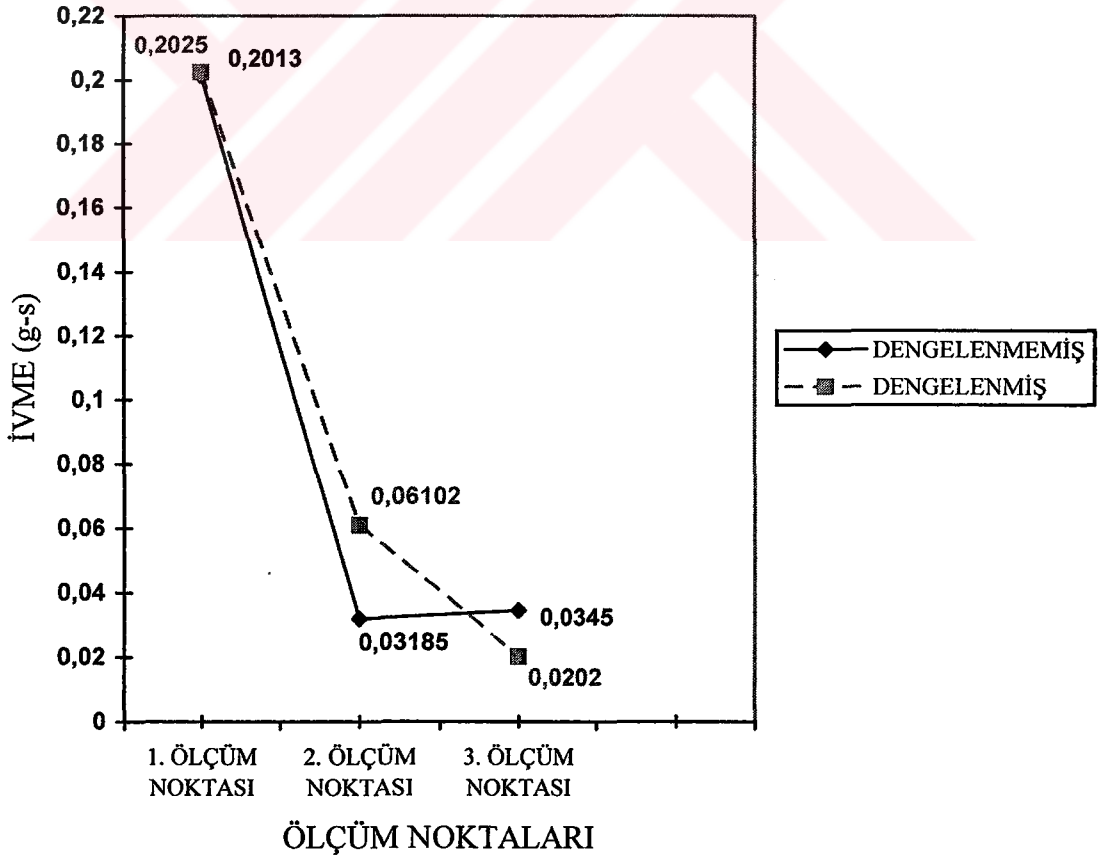
Şekil 4.27 80 km/h' de orta yolda hız ölçüm değerleri



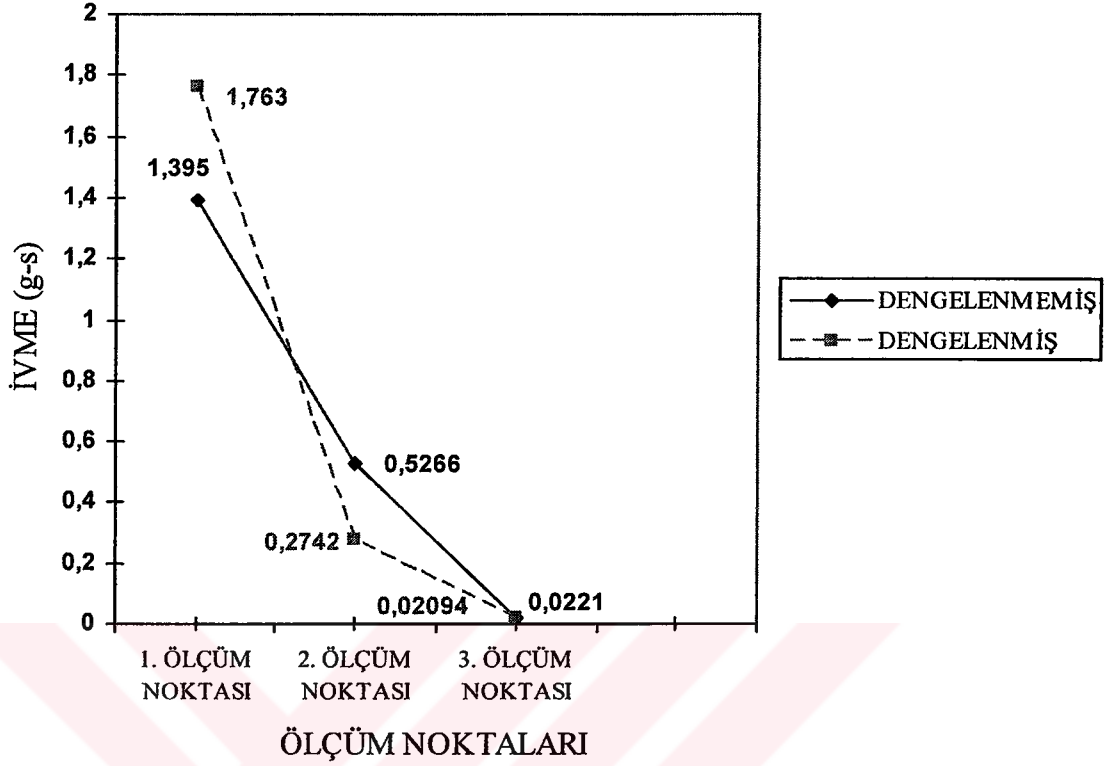
Şekil 4.28 80 km/h' de otobanda hız ölçüm değerleri



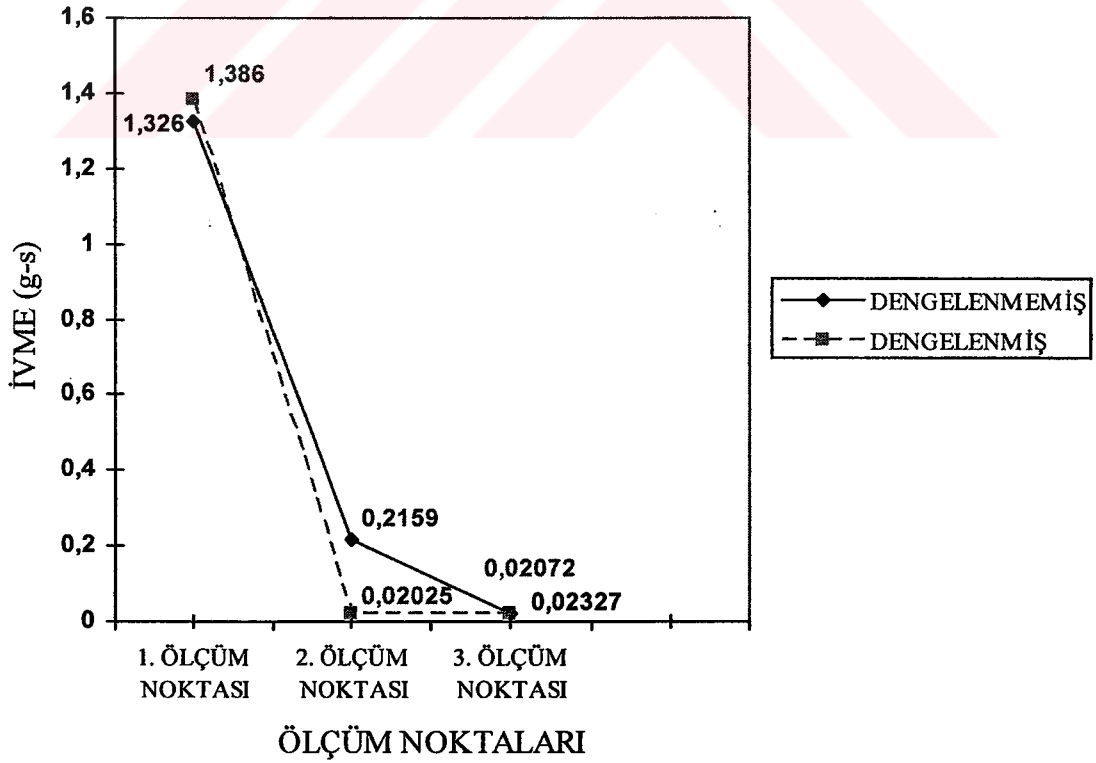
Şekil 4.29 Araç dururken ve motor çalışmaz iken ivme ölçüm değerleri



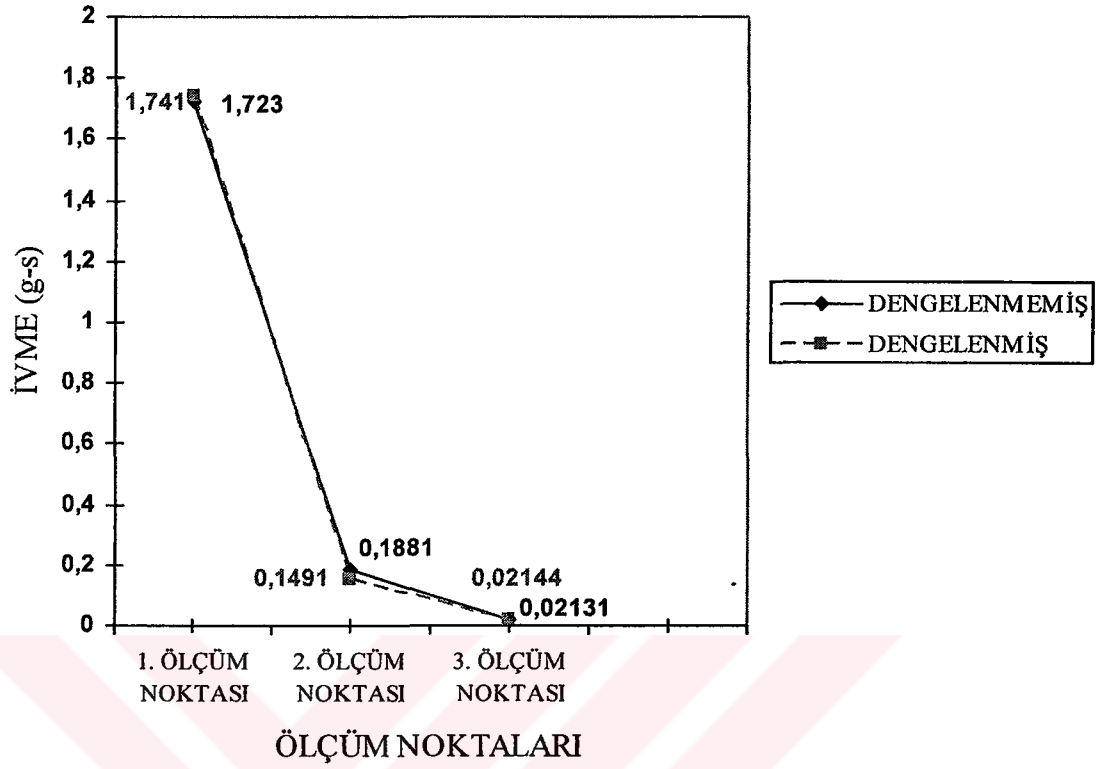
Şekil 4.30 Araç dururken ve motor rölantide iken ivme ölçüm değerleri



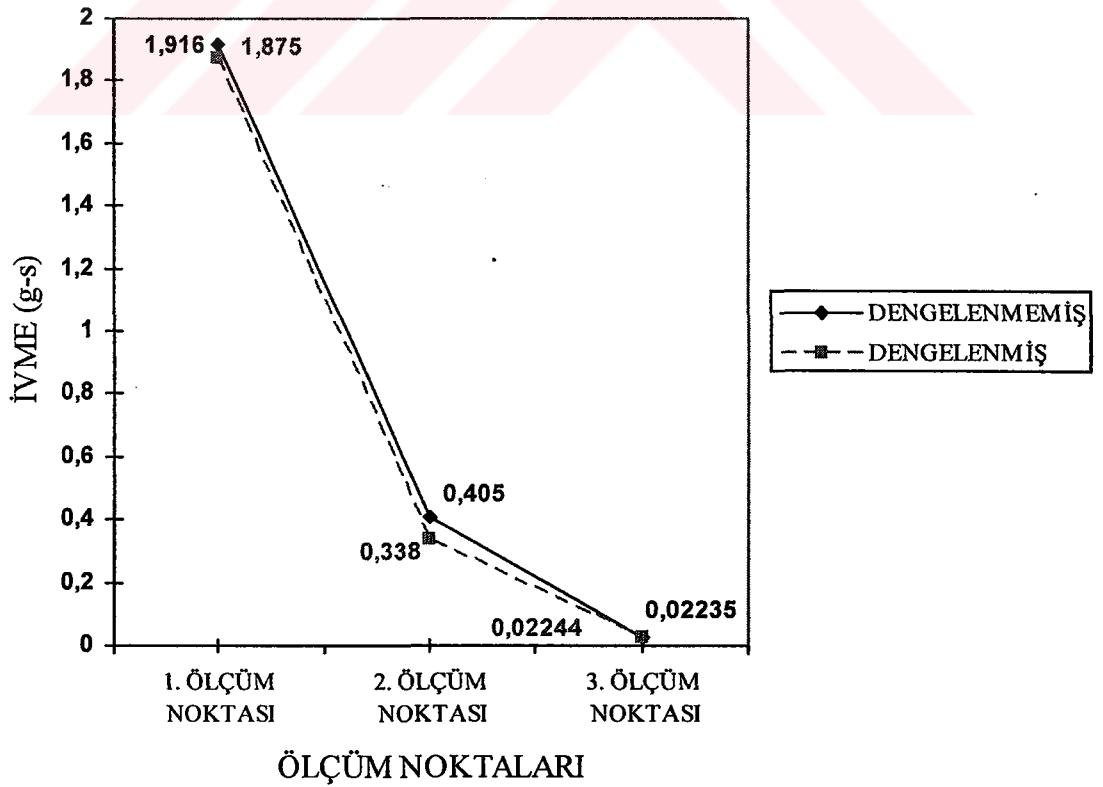
Şekil 4.31 20 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri



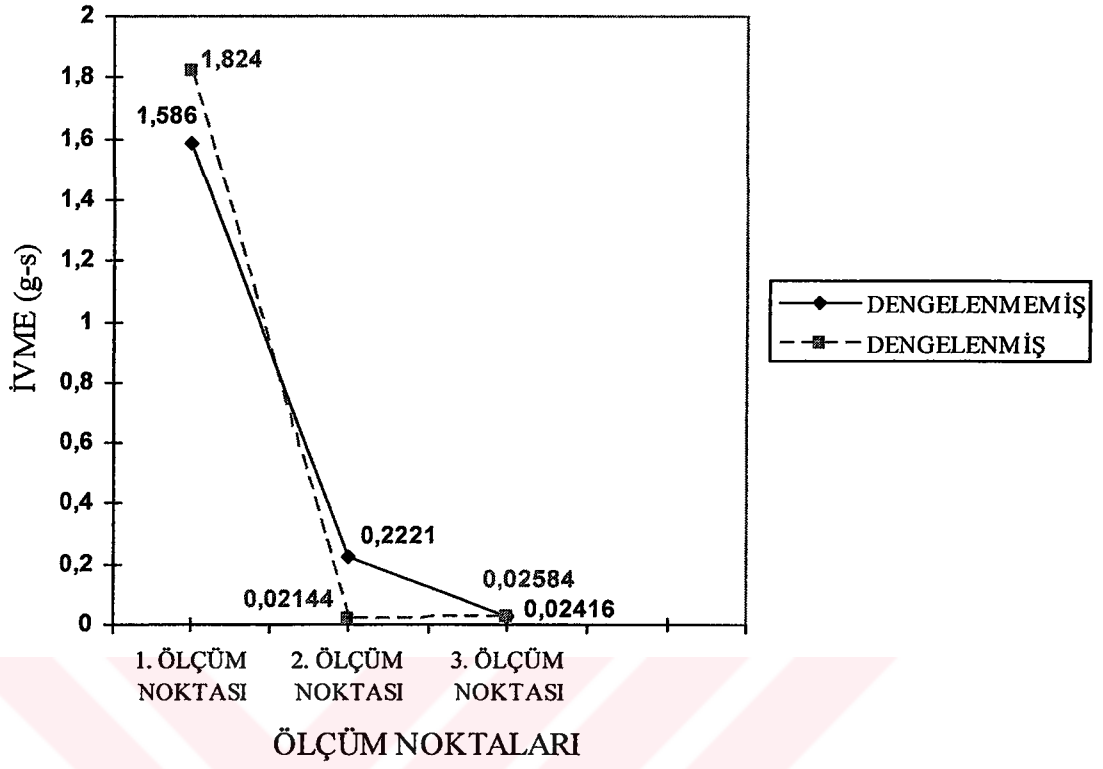
Şekil 4.32 20 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri



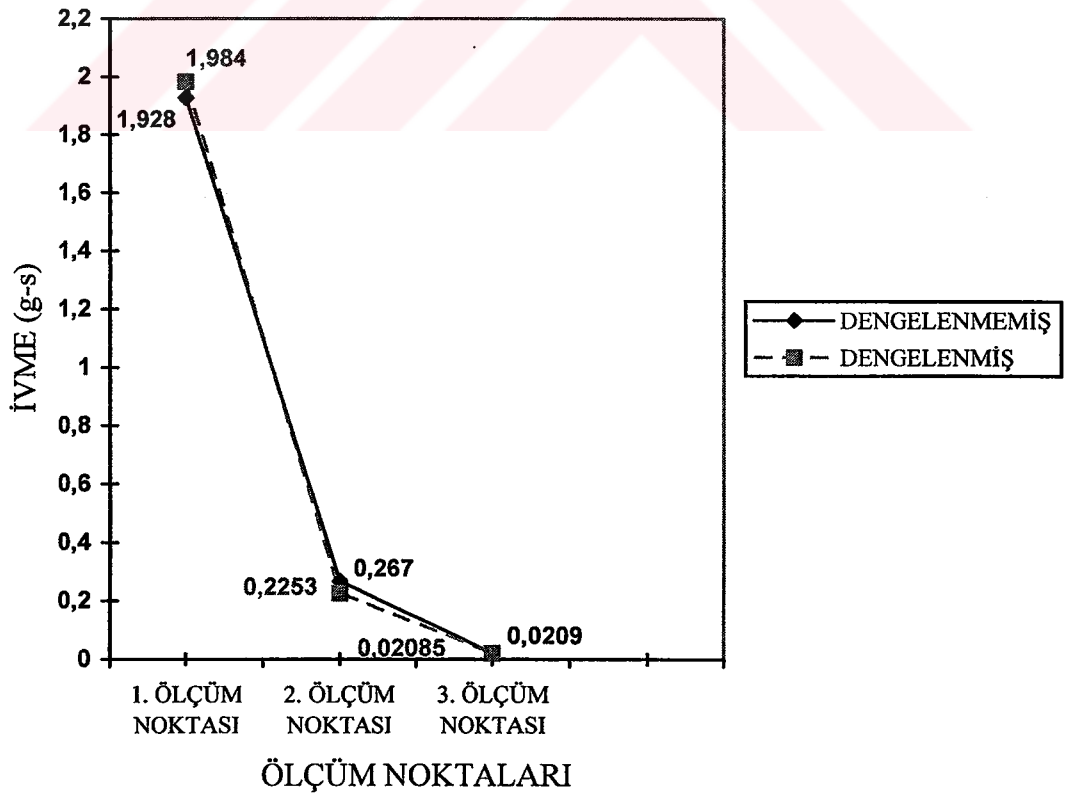
Şekil 4.33 20 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri



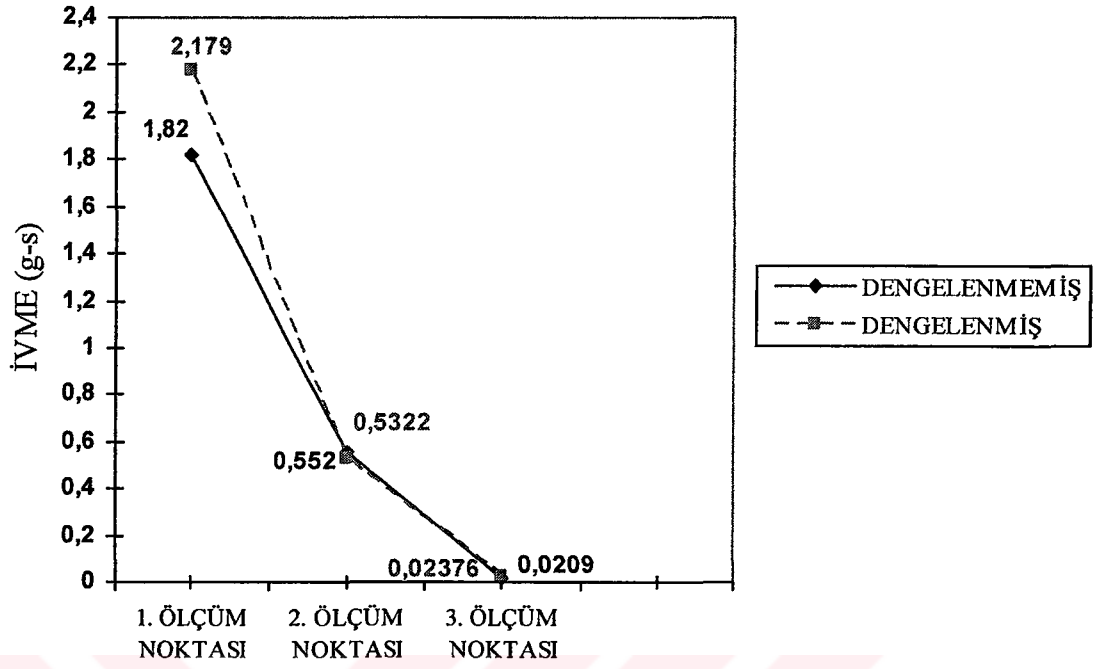
Şekil 4.34 40 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri



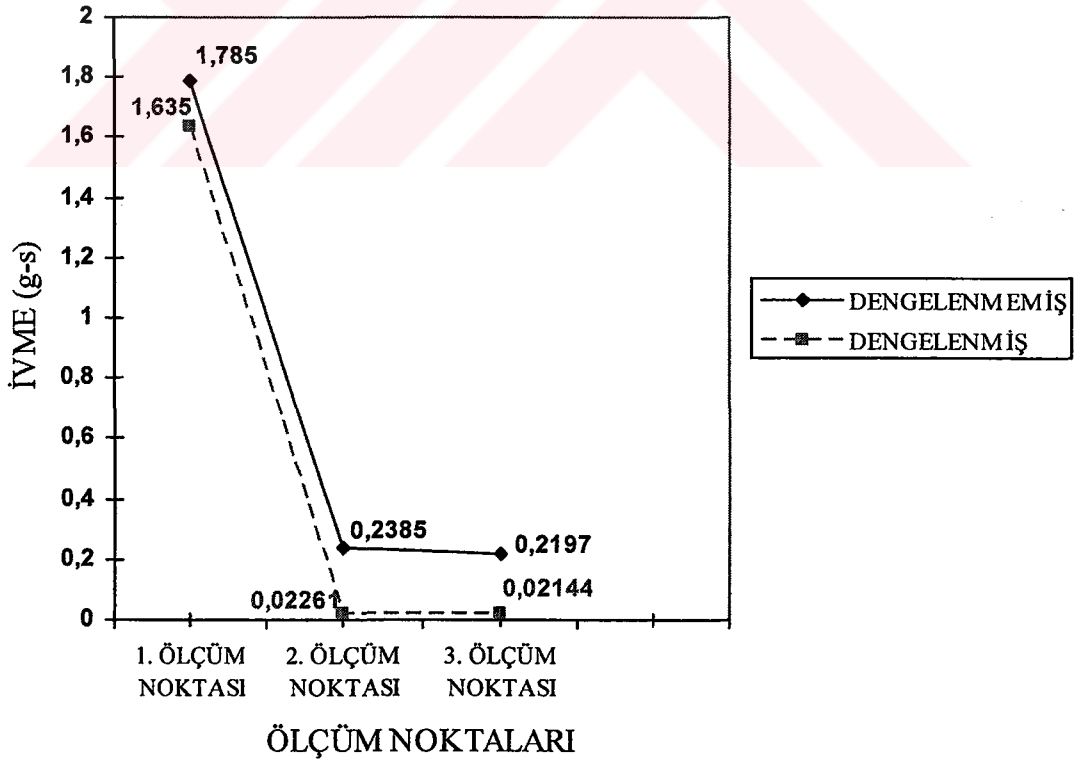
Şekil 4.35 40 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri



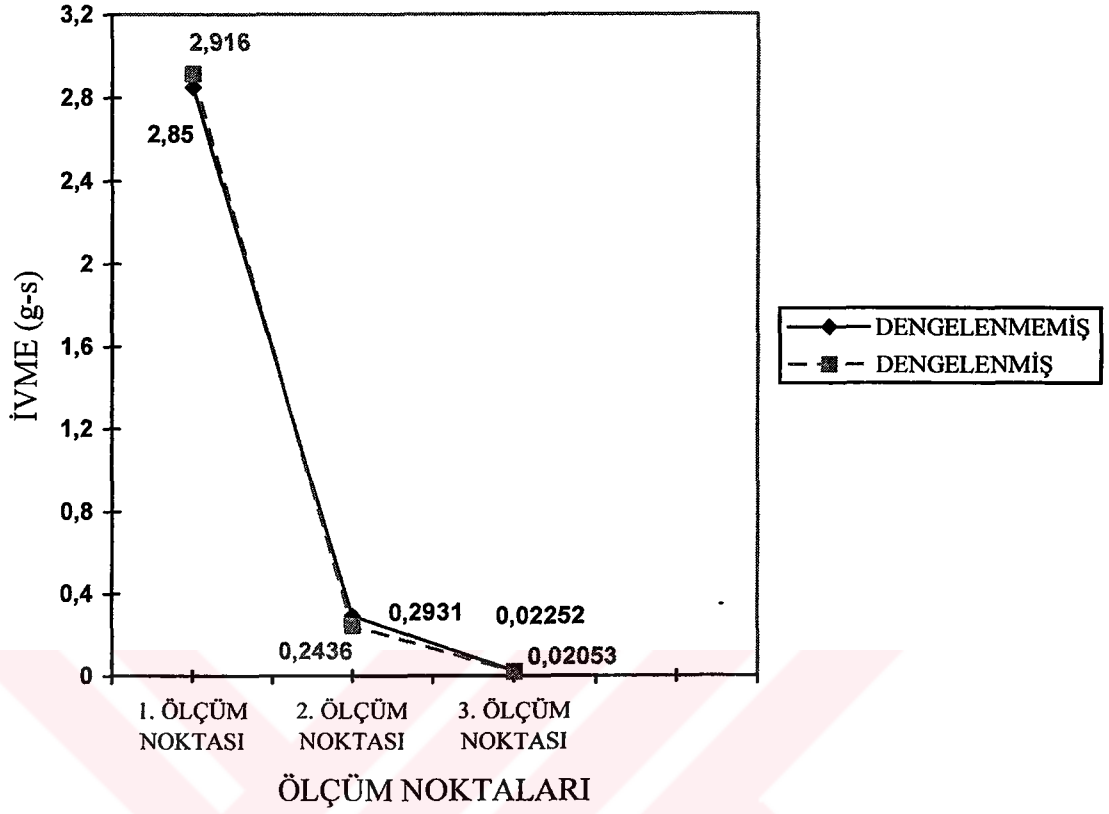
Şekil 4.36 40 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri



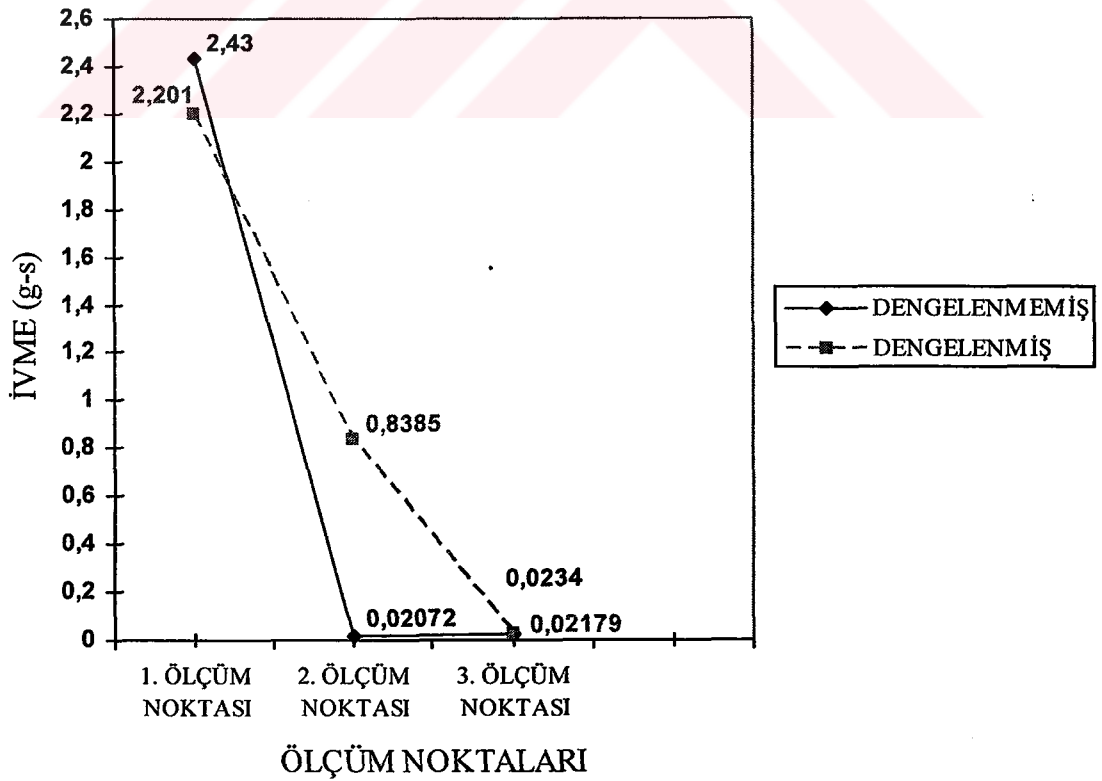
Şekil 4.37 60 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri



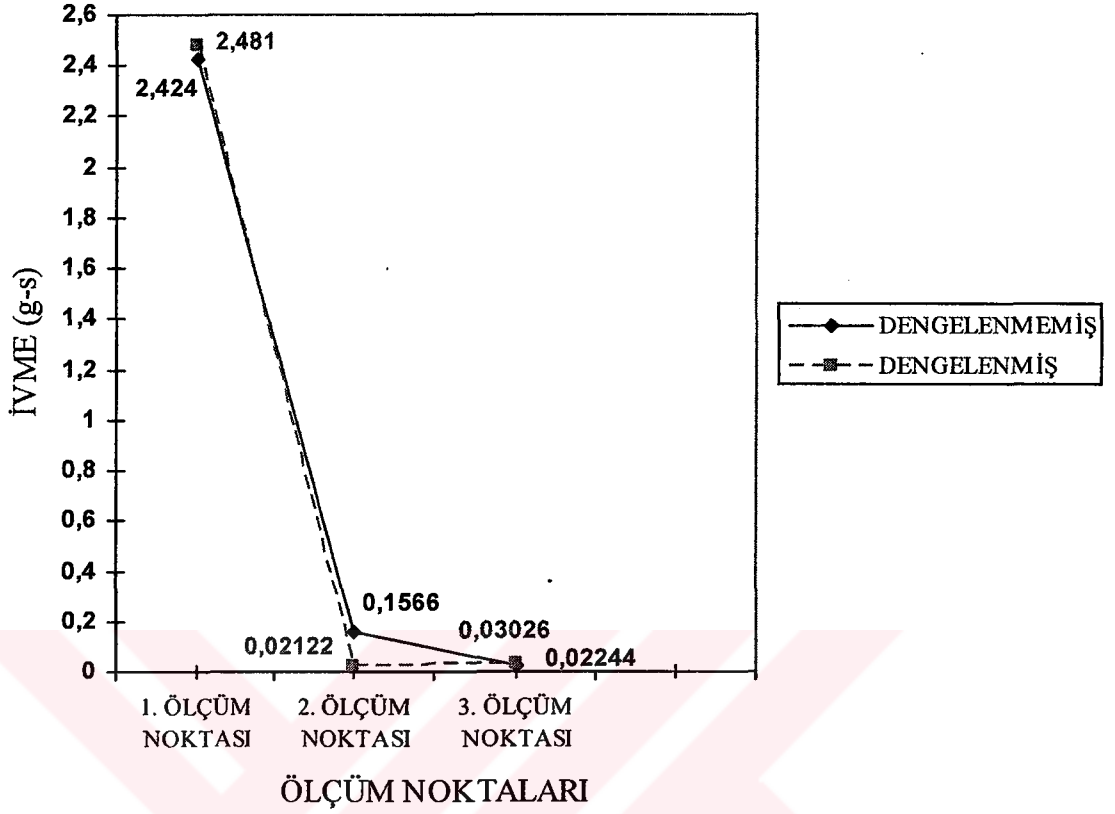
Şekil 4.38 60 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri



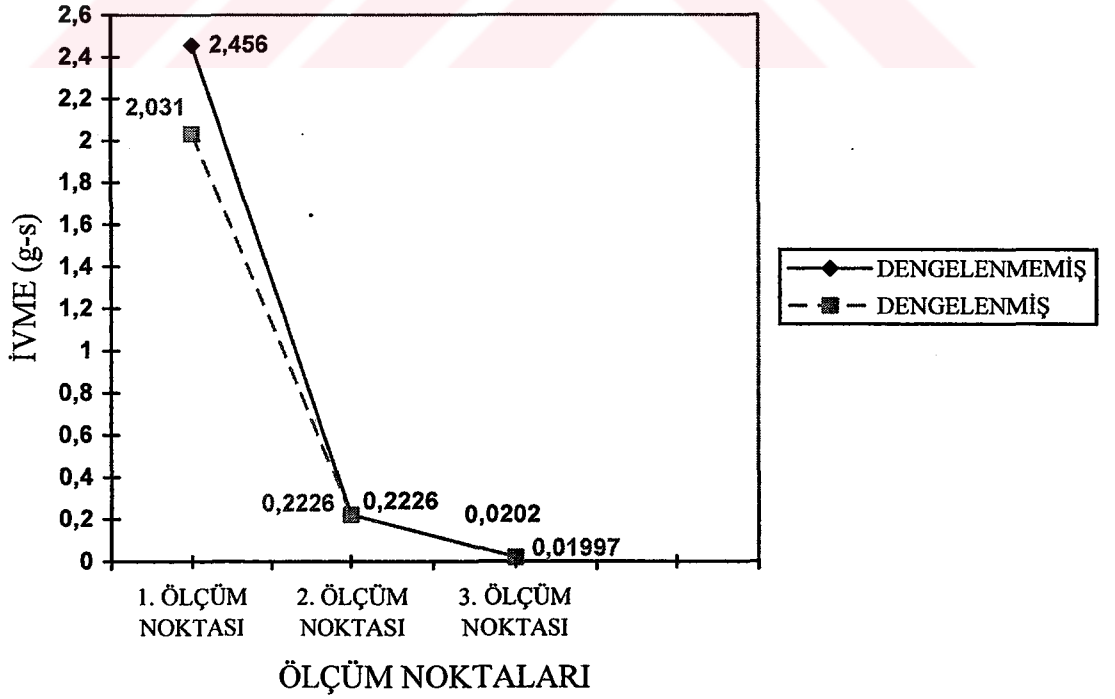
Şekil 4.39 60 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri



Şekil 4.40 80 km/h' de bozuk yolda ivme ölçüm değerleri



Şekil 4.41 80 km/h' de orta yolda ivme ölçüm değerleri



Şekil 4.42 80 km/h' de otobanda ivme ölçüm değerleri

4.3 Deneysel Sonuçlar

Ktle homojensizliğinden dolayı dinamik dengesizliğe sahip araç aftının 1100 d/d neden olduğu titreşimlerin genlik, hız ve ivme gibi büyüklükleri, çeşitli faktörlerin etkilerini belirlemek amacıyla araç üzerindeki 3 farklı noktada ölçülmüştür.

Aynı işlemler aftın dengelemesi sonrası da gerçekleştirilerek dengelenmemiş büyüklüklerin araç gövdesine titreşimleri üzerindeki bağıl etkisinin tespiti amaçlanmıştır.

Araç hareket halinde iken yapılan deneyler sonucunda dengeleme öncesi 2. lm noktalarından alınan ölçüm değerleri ile dengeleme sonrası alınan ölçüm değerleri arasında 1/3 oranında azalma görülmüştür. 1. ve 3. lm noktalarından alınan değerler dengeleme öncesi ve dengeleme sonrası hissedilir şekilde azalma gözlemlenmemiştir.

4.4 Deneysel Ölçüm Değerleri

1.Nokta: Motor Evi

2.Nokta: Kabin İçi

3.Nokta: Bagaj İçi

Çizelge 4.1 Araç duruyor, dengesiz, motor çalışmıyor iken alınan ölçüm değerleri

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
1. Nokta	8,695	0,1209	0,000352
2. Nokta	7,467	0,05529	0,000350
3. Nokta	21,65	0,1452	0,000397

Çizelge 4.2 Araç duruyor, rölantide, motor soğuk, dengelenmemiş, fan devrede değil iken alınan ölçüm değerleri.

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
1. Nokta	174,1	13,42	0,2013
2. Nokta	21,53	2,28	0,03185
3. Nokta	18,10	1,271	0,03450

Çizelge 4.3 Araç hareket halinde, şaft dengelenmemiş, bozuk yolda alınan ölçüm değerleri

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
20 km/s			
1. Nokta	1019	44,33	1,3950
2. Nokta	618	15,99	0,5266
3. Nokta	29,78	0,8592	0,02210
40 km/s			
1. Nokta	1795	42,48	1,9160
2. Nokta	801,6	24,34	0,4050
3. Nokta	31,59	0,5743	0,02235
60 km/s			
1. Nokta	1211	54,81	1,820
2. Nokta	526,7	14,42	0,5520
3. Nokta	25,10	0,7710	0,02090
80 km/s			
1. Nokta	2198	150,3	2,430
2. Nokta	42,12	0,6506	0,02072
3. Nokta	34,85	0,7540	0,02340

Çizelge 4.4 Araç hareket halinde, şaft dengelenmemiş, orta yolda iken alınan ölçüm değerleri

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
20 km/s			
1. Nokta	534,0	30,70	1,326
2. Nokta	388,5	5,427	0,2159
3. Nokta	34,05	0,5891	0,02327
40 km/s			
1. Nokta	882,8	41,64	1,586
2. Nokta	290,7	11,08	0,2221
3. Nokta	28,22	0,7844	0,02416
60 km/s			
1. Nokta	1104	39,53	1,785
2. Nokta	269,4	9,977	0,2385
3. Nokta	18,72	0,8564	0,2197
80 km/s			
1. Nokta	2087	70	2,424
2. Nokta	426,5	11,34	0,1566
3. Nokta	31,83	0,5911	0,02244

Çizelge 4.5 Araç hareket halinde, şaft dengelenmemiş, otobanda iken alınan ölçüm değerleri ölçüm

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
20 km/s			
1. Nokta	501,6	30,37	1,723
2. Nokta	201,2	6,521	0,1881
3. Nokta	38,76	0,9847	0,02131
40 km/s			
1. Nokta	750	37,83	1,928
2. Nokta	385,2	8,210	0,2670
3. Nokta	37,57	0,8121	0,02090
60 km/s			
1. Nokta	743,1	39,78	2,850
2. Nokta	259	8,381	0,2931
3. Nokta	35,43	0,6430	0,02252
80 km/s			
1. Nokta	765,4	34,34	2,456
2. Nokta	230,7	9,015	0,2226
3. Nokta	21,65	0,8360	0,02020

Çizelge 4.6 Araç duruyor, şaftta dengeleme yapıldı, motor hareket etmekte iken alınan ölçüm değerleri

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
1. Nokta	8,731	0,1359	0,000593
2. Nokta	4,256	0,05932	0,001315
3. Nokta	26,08	0,7257	0,02162

Çizelge 4.7 Araç duruyor, şaftta dengeleme yapıldı, araç rölantide iken alınan ölçüm değerleri

	Genlik (mikron)	Hız (mm/sn)	İvme (g-s)
1. Nokta	155,0	11,39	0,2025
2. Nokta	61,89	2,494	0,06102
3. Nokta	24,39	0,7717	0,02020

Çizelge 4.8 Araç hareket halinde, şaftın dengelemesi yapıldı, bozuk yolda iken alınan ölçüm değerleri

	1. Genlik (mikron)	1. Hız (mm/sn)	3. İvme (g-s)
20 km/s			
1. Nokta	1451	38,36	1,763
2. Nokta	347,3	9,291	0,2742
3. Nokta	37,97	0,7257	0,02094
40 km/s			
1. Nokta	1783	122,5	1,875
2. Nokta	656,5	14,24	0,3380
3. Nokta	25,70	0,6295	0,02244
60 km/s			
1. Nokta	1374	51,00	2,179
2. Nokta	531,6	18,92	0,5322
3. Nokta	47,31	0,9093	0,02376
80 km/s			
1. Nokta	2028,59	57,85	2,201
2. Nokta	564,5	20,88	0,8385
3. Nokta	27,40	0,8211	0,02179

Çizelge 4.9 Araç hareket halinde, şaftta dengeleme yapıldı, orta yolda iken alınan ölçüm değerleri

	1. Genlik (mikron)	2. Hız (mm/sn)	3. İvme (g-s)
20 km/s			
1. Nokta	758,6	33,37	1,386
2. Nokta	37,43	0,6136	0,02025
3. Nokta	36,34	0,5953	0,02072
40 km/s			
1. Nokta	628,31795	42,83	1,824
2. Nokta	24,75	0,5468	0,02144
3. Nokta	22,28	0,6076	0,02584
60 km/s			
1. Nokta	727,3	38,10	1,635
2. Nokta	40,54	0,6980	0,02261
3. Nokta	25,50	0,9360	0,02144
80 km/s			
1. Nokta	985,0	51,20	2,481
2. Nokta	33,37	0,7138	0,02122
3. Nokta	42,24	0,5764	0,03026

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kütle homojensizliğinden kaynaklanan araç şaftındaki dengesizlik araştırılmış ve dengesizliğin nedenleri giderildikten sonra yeniden titreşim ölçümleri yapılmıştır.

Çalışmanın yapılması sırasında yol pürüzlülüğü açısından 3 değişik yol üzerinde deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bozuk olarak seçilen yolda, çeşitli yol engellerinin olmasına özellikle dikkat edilmiş, orta yol olarak da bozuk ve iyi olarak tanımlanabilecek 2 yol şartı arasında bir yol pürüzlülüğüne sahip olan bir yol şartına, 3. olarak da otopan olarak adlandırılan yol pürüzlülüğünde yol kalitesi olan bir yol şartına dikkat edilmiştir.

Bu çalışmanın sonucunda araç üzerindeki ölçüm noktaları olarak seçilen motor kulağı üstü (1. nokta), kabin içi ön koltuk altı (2. nokta) ve bagaj içi (3. nokta) olmak üzere 3 ayrı bölgeden ölçüm değerleri tespit edilerek sonuçlar alınmıştır. Sonuçta titreşim değerlerinin 2. ölçüm noktasında yani şaftın mafsallarına yakın olan nokta da 1/3 oranında azalma olduğu gözlenirken 1. ve 3. ölçüm noktalarında bu oranın motordan gelen ve motora hareket veren diğer döner elemanların titreşimiyle birlikte değişimin fazla gözlemlenmediği ortaya çıkmıştır. Sürücü ve yolcu konforu ön planda tutulduğundan dolayı, elde edilen değerler şaftın dengelemesi ile titreşim değerlerinin önemli ölçüde azaldığını göstermektedir.

Deneysel çalışmada elde edilen değerler yukarıda da açıklandığı gibi değişik yol şartları hesaba katılmadan elde edilmiştir. Bu değerler, ileride yapılacak çalışmalarda hesaba katıldığında sistem performansını artırıcı yönde etki edecektir.

KAYNAKLAR

- AMERI, S., 1972. Learning Patterns and Pattern Sequences By Self-Organizing Nets of Threshold Elements, IEEE Trans. on Computer, Vol. C -21, Pp. 1197-1206.
- ANDERSON, J.A. and ROSENFELD, E., 1988. Neuro Computing; Foundation of Research, The MIT Press., Cambridge, Massachusetts.
- BROCH, J.T., 1984. Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel and Kjaer, Copenhagen.
- CARPENTER, G and GRÖSSBERG, S., 1987. Massively Parallel Architecture for a Self-Organizing Neural Pattern Recognition Machine, Computer Vision, Graphics and Image Understanding, Vol. 37,Pp.54-115.
- CERİT, A. M., 1994. Makine Mühendisliği El Kitabı, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın No:169, Ankara.
- DÜŞÜNCELİ, N., 2000. Dinamik Dengesizliklerin Mekanik Sistem Titreşimlerine Etkilerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- FARGHLAY, S.H., 1994. Vibration and Stability Analysis of Timoshenko Beams With Discontinuities in Cross-Section, Journal of Sound and Vibration 174(5), 591-605.
- HOPFIELD, J.J., 1982. Neural Networks and Physical Systems With Emergent Collective Computational Abilities, Proceeding of The National Academy of Science, Vol. 79,Pp. 2554-2558.
- HOWARD, D., BEALE M., 1998 Neural Network Toolbox for Use With MATLAB, User's Guide, January. Fifth Printing – Version 3, Math Works, Inc.
- JACKER, M., 1980. Vibration Analysis of Large Rotor-Bearing-Foundation-Systems Using a Modal Condensation for The Reduction of Unknowns, Proceedings of The Second International Conference on Vibration in Rotating Machinery, Instituting of Mechanical Engineers, London, C280/80, 195-202.
- KALKAT, M., 1995. Dinamik Dengesizliklerin Mekanik Sistem Titreşimlerine Etkileri Dok. Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- KOHONEN, T., 1989. Self Organization and Associative Memory, Third Edition, Sipsrenger – Verlag, New York.
- LUND, J. W. and ORCUTT, K.F., 1967. Calculation and Experiments on The Unbalance Response of a Flexible Rotor, Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Journal Of Engineering For Industry 89, 785-796.
- MAN, K.F., KONG, K.S. and KWONG, J., 1996. Genetic Algoritms Concept and Applications, IEEE, Vol. 43, Pp. 519-534.
- OTA, H. and KATO, M., 1984.Lateral Vibration of a Rotating Shaft Driven By a Universal Joint, Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers, 27, 20002-2007

- ÖZDİN, K., 1996. Döner Makine Elemanlarında Dengesizliği Etkileyen Parametrelerin Araştırılması Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- PALAVAN, S., 1973. Mekanik Titreşimler Dersleri, İTÜ. İstanbul.
- PASİN, F., 1984. Makine Dinamiği, İTÜ. Makine Fak., Yayın No:1276, İstanbul.
- RUHL, R.L. and BOOKER, J.F., 1972. a Finite Element Model for Distributed Parameter Turbo-rotor Systems, Transactions of American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering For Industry 94, 126-132.
- UZMAY, İ., SARIKAYA, H., 1990. Makine Dinamiği, Erciyes Üniversitesi Yayını, No:10, Kayseri.
- XU, M. and MARANGONİ, R.D., 1994. Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part I: Theoretical Model and Analysis. Journal of Sound and Vibration 176(5), 663-679.
- XU, M. and MARANGONİ, R.D., 1994. Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part II: Theoretical Model and Analysis. Journal of Sound and Vibration 176(5), 681-691.
- YİĞİTER, N., 1999. Dinamik Dengesizliklerin Mekanik Sistem Dengelerine Etkileri Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- WOWK, V., 2000. Machinery Vibration, New York: Mc Graw – Hill.
- KALKAT, M., BAHADIR, M., 2001. The Vibration Calculation On Driver Seats Of Agricultural Tractors. XVIII. Science and Motor Veicles' 01, Belgrade, Yugoslavia.
- MORETTI, P.M., 2000. Modern Vibrations Primer, London : Crc Press.
- ROBERT, F., STEIDEL, Jr., 1980. An Introduction to Mechanical Vibrations, Second Edition, New York: John Wiley& Sons Inc.
- DIMAROGONAS, A., 1996. Vibration for Engineers. Second Edition, New Jersey: Prentice Hall International Inc.