

TRAKTOR SURUCU SANDALYELERİNDE
KONSTRUKTİF ÖNLEMLERLE
KONFORUN ARTTIRILMASI

Sezan Orak /

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Fatih C. Babalık

Haziran 1989

Sezan ORAK'ın DOKTORA tezi olarak hazırladığı
 "Traktör Sürücü Sandalyelerinde Konstrüktif Önlemlerle
 Konforun Arttırılması" başlıklı bu çalışma, jürimizce li-
 sansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca deger-
 lendirilerek kabul edilmiştir.

27.06.1989

Uye :

Prof. Dr. Doğan Özgür

Uye :

Prof. Dr. Fatih Babalık

Uye :

Prof. Dr. Battal Kuşhan

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 29 HAZİRAN 1989
 gün ve ..214/4..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Rüstem KAYA
 Enstitü Müdürü

ÖZET

Traktörle çalışmada en önemli ergonomik etkenlerden biri olan titreşimlerin sürücülerin sağlık ve iş koşullarına olumsuz etkileri olduğu bilinmektedir. Traktör, sandalye ve sürücünün doğal titreşim frekanslarının birbirine çok yakın olmasından ve sönümleme olanaklarının sınırlı olmasından dolayı bu sorunlar ortaya çıkmaktadır.

Hafif, orta ve ağır traktör sürücülerini traktörden iletilen titreşimlerden farklı şekillerde etkilenir. Bu çalışmanın amacı, sürücüye iletilen titreşimleri kontrol altına almak için, bazı konstrüktif önlem metotlarını araştırmaktır.

Yay, hidrolik eleman ve mesnet arası uzaklığın ayarlanabileceği bir pasif yalıtım sistemi modellenmiş ve imal edilmiştir. Titreşim masasında farklı frekanslar ve kütleler de titreşim iletkenlikleri araştırılmıştır.

SUMMARY

It's known that vibrations which are one of the most important ergonomics factors working with tractor have negativ effects on health and working conditions. Since the natural frequencies of tractor, chair and driver are very close to each other and the possibility of damping is restricted, these problems are arised.

Light, medium and heavy tractor drivers are affected with those vibrations transmitted by tractor, in various ways. The aim of this study is to investigate some constructive preventation methods, to take under control, the vibrations transmitted to the driver.

A passive damping system with adjustable distances among spring, hidroulic elements and support has been modelled and manufactured. Transmissibility of vibration at different frequencies and masses on the vibration table has been investigated.

TEŞEKKÜR

Tez konumu veren ve çalışmalarımın başladığı günden sonuçlandırılmasına kadar yardım ve desteğini esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof. Dr. Fatih C. Babalık'a en içten teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarına gösterdiği ilgi ve destekten dolayı Üniversitemiz Rektörü Sayın Prof. Dr. Yılmaz Büyükerşen'e, Makina Mühendisliği Bölümü Başkanı Sayın Prof. Dr. Battal Kuşhan'a, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü Başkanı Sayın Prof. Dr. Atalay Barkana'ya ve Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü öğretim elemanlarına şükranlarımı sunarım.

Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarımsal Mekanizasyon Bölümü laboratuvarlarında deneylerimi yapmamı sağlayan Bölüm Başkanı Sayın Prof. Dr. Güngör Yavuzcan'a, Zirai Araştırma Enstitüsü Müdürü Sayın Ziraat Yüksek Mühendisi Öcal Tınaztepe'ye, kıymetli aydınlatıcı bilgilerinden yararlandığım Gazi Üniversitesi Öğretim Üyesi Sayın Prof. Dr. Bilge Erdiller'e, A.Ü.Z.F. Tarımsal Mekanizasyon Bölümü Öğretim Üyesi Sayın Prof. Dr. Ahmet Saral'a, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Öğretim Üyesi Yrd. Doç. Dr. Osman Kopmaz'a ve diğer yardımlarını gördüğüm kişilere teşekkür ederim.

Çalışmalarım süresince bana moral desteği veren aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
SİMGELER DİZİNİ	xii
 1. GİRİŞ	 1
1.1. Genel	1
1.2. Titreşim Teorisi	3
1.3. Titreşimin İnsan Sağlığına Etkileri	10
1.4. Traktörlerde Titreşim ve Etkileri	14
1.5. Traktör Titreşim Özellikleri	15
1.6. Titreşim Yalıtımı	17
1.7. Traktörlerde Titreşim Yalıtım Sistemleri ...	21
1.7.1. Sürücü sandalyesi yalıtımı	21
1.7.2. Kabin yalıtımı	26
1.7.3. Ön aksda yalıtım	27
1.7.4. Ön ve arka aks yalıtımı	27
 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	 28

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

Sayfa

3. TRAKTÖR SÜRÜCÜ SANDALYESİNDE TİTREŞİM ETKİLERİNİ AZALTMAK AMACIYLA ÖNERİLEN VE YAPILAN ÇALIŞMA ...	35
3.1. Yay Öngerilmesinin Ayarlanması	35
3.2. Sistemin Yay Katsayısının Ayarlanması	36
3.3 Sistemin Sönüm Sabitinin Ayarlanması	39
3.4. Sandalyenin Hareketini Tanımlayan Diferansiyel Denklem ve Çözümü	47
4. MATERYAL VE METODLAR	51
4.1. Materyal	51
4.2. Metodlar	52
4.2.1. Sandalye titreşim özellikleri	52
4.2.2. Ölçme cihazları ve güç ünitesi	59
5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA	64
5.1. Sandalye iletkenlik Eğrileri	64
5.2. Sandalyelerin Sönümlü Doğal Frekansları ve Sandalye Sönümleme Değerleri	80
5.3. İzlenen Sonuçlar	82
5.4. Genel Değerlendirme ve Sonuç	83
KAYNAKLAR DİZİNİ	85

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Periyodik basit titreşim hareketi	4
1.2. Periyodik karmaşık titreşim hareketi	5
1.3. Gelişi güzel titreşim hareketi	6
1.4. Titreşim hareketinin niceliksel değerleri	9
1.5. Değişik mesleklere sahip insanlarda omurga deformasyonları (Sabancı, 1984)	11
1.6. ISO Talimatına göre, insanların sinüzoidal titreşimlere duyarlılığı	13
1.7. Traktör gövdesinin titreşimsel hareketleri	16
1.8. Sönümlü zorlanmış titreşim sistemlerinin ideal iletkenlik egrileri	19
1.9. Sandalye yalıtım sistemleri	24
3.1. Sönümsüz serbest titreşim sistemi (Palavan, 1973)	36
3.2. Düşey sarkaç sistemi (Palavan, 1973)	38
3.3. Sönümlü titreşim hareketi yapan düşey sarkaç sistemi (Palavan, 1973)	40
3.4. $L_d/L=0.125$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	42
3.5. $L_d/L=0.250$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	42
3.6. $L_d/L=0.375$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	43
3.7. $L_d/L=0.500$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	43
3.8. $L_d/L=0.625$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	44
3.9. $L_d/L=0.750$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	44
3.10 $L_d/L=0.875$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	45
3.11 $L_d/L=1.000$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi ...	45

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.12. Sandalye ve sürücü titreşim sistemleri benze- tim modeli	47
3.13. Sönümlü zorlanmış titreşimlere ait çözümün grafik gösterimi	49
4.1. Titreşim masası	54
4.2. Sandalyenin titreşim masasına bağlanması	54
4.3. Titreşim iletkenlik eğrileri	57
4.4. Titreşim ölçme cihazları	59
4.5. Filitrenin devre şeması	60
4.6. Deneylerde kullanılan ölçme cihazları	62
4.7. Titreşim masasına enerji sağlayan varyatör	62
5.1. I nolu sandalyenin 50-65-80 kg için titreşim iletkenlik eğrileri	65
5.2. II nolu sandalyenin 50-65-80 kg için titreşim iletkenlik eğrileri	66
5.3. III nolu sandalyenin 50-65-80 kg için titreşim iletkenlik eğrileri	67
5.4. 50 kg'lık sürücünün I-II-III nolu sandalyelerde titreşim iletkenlik eğrileri	68
5.5. 65 kg'lık sürücünün I-II-III nolu sandalyelerde titreşim iletkenlik eğrileri	69
5.6. 80 kg'lık sürücünün I-II-III nolu sandalyelerde titreşim iletkenlik eğrileri	70

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. 50-65-80 kg için L_d/L ve L_f/L nin çeşitli değerlerinde f_{nd} ve D değerleri	46
4.1. Sandalyelerde yay ve hidrolik elemanın mesnet noktasından uzaklıkları	51
4.2. Yay ve hidrolik elemanın genel boyutları	52
5.1. I nolu sandalyede 50 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	71
5.2. I nolu sandalyede 65 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	72
5.3. I nolu sandalyede 80 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	73
5.4. II nolu sandalyede 50 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	74
5.5. II nolu sandalyede 65 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	75
5.6. II nolu sandalyede 80 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	76
5.7. III nolu sandalyede 50 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	77
5.8. III nolu sandalyede 65 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	78
5.9. III nolu sandalyede 80 kg'lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları	79
5.10. Sandalyelerin 0.1 Hz. aralıklı düşey sandalye doğal frekansları, bu frekanslarda iletkenlik ve sönümleme değerleri	81
5.11. Değişik kaynaklarca verilen sandalyelere ait uygun yalıtım sistemi özellikleri	81

SİMGELER DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
a	İvme, m/s^2 .
A	Piston alanı, m^2 .
c	Vizkos sönüm katsayısı, Ns/m .
c	Amortisörün değişen sönüm katsayısı.
C_b	Sandalye hareketinin genliği, m .
d_{kr}	Kritik sönüm katsayısı, Ns/m .
d_s	Sistemin sönüm katsayısı, Ns/m .
F	Sistem üzerine etki eden kuvvet, N .
F_0	Öngerilme kuvveti, N .
F_s	Sürtünme kuvveti, N .
f	Frekans, Hz .
G_a	Geri besleme ivme kazancı.
G_d	Geri besleme bağıl hız kazancı.
G_v	Geri besleme bağıl yerdeğiştirme kazancı.
k	Yay katsayısı, N/m .
k_s	Sistemin yay katsayısı, N/m .
L	Kütlenin ağırlık merkezinin mesnete olan uzaklığı, m .
L_d	Hidrolik elemanın mesnete olan uzaklığı.
L_f	Yayın mesnete olan uzaklığı, m .
m	Kütle.
n	Değişken sayısı.
rms	Değişkenlerin kareler ortalamasının karekökü.
t	Zaman, s .
T	Peryot.
v	Hız, m/s .
w	Açısal frekans, rad/s .
w_n	Sistemin doğal açısal frekansı, rad/s .
w_{nd}	Sistemin sönümlü doğal açısal frekansı, rad/s .

SİMGELER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
ω_s	Sandalyenin doğal açısal frekansı, rad/s.
ω_t	Traktörün doğal açısal frekansı, rad/s.
x	Yer değiştirme, m.
x_n	n. değişken.
$\bar{\varphi}$	Faz açısı, rad.
σ	Standart sapma.
z	Titreşim masasının genliği, m.

1. GİRİŞ

1.1 Genel

Kalkınma hızı gittikçe yükselen ülkemizde sanayi atılımlarına bir kaynak potansiyel olarak kabul olunan tarımımız büyük bir hızla ileri tarım düzeyine kaydırılmaktadır. Özellikle tarımsal girdilerin ülkemizde üretimlerinin geliştirilmeleri ve köylüye iletimleri sağlandıkça, ileri tarım tekniklerinin uygulamaları yaygınlaşmaktadır. Günümüzün tarımsal mekanizasyon ilkelerinden başta geleni, insanı fazla enerji tüketimi gerektiren bedensel işlerden ayırarak, üretim sistemini düzenleme ve denetim gibi zihinsel işlere yönlendirmesidir. Böylece insanın fiziksel yeteneği aşılarak sistemin iş başarısı arttırılabilmektedir. Ancak, tarımsal mekanizasyonun da beraberinde getirdiği bazı sorunlar vardır. Bugüne değin yapılan araştırmalar, yoğun tarımsal mekanizasyon uygulaması sonucu traktör iş kazalarının ve bu kazalarda ölen ve yaralananların sayıca önemli olduğunu göstermektedir. İş kazaları yanında, makina ile çalışanların sırt, omuz, diz, mide ile bazı duyu organlarında meydana gelen kalıcı rahatsızlıklar da önemli düzeydedir. Ayrıca uygun olmayan traktör denetim organlarının sürücüyü gereksiz yere yorduğu, sağlığını bozduğu ve bunların sonucu olarak iş başarısı ile niteliğini azalttığı bugün kesinlikle saptanmış gerçekler arasındadır. Ergonomi açısından bir traktör sürücüsünü etkileyen bu faktörler arasında insana olumsuz etkileri açısından en önemlisi titreşimlerdir. Bu önem traktör sürücülerinde görülen omurga deformasyonlarının diğer meslek sahiplerine göre durumu ile kanıtlanmıştır.

Traktör sürücülerinin sağığını bu denli etkileyen omurga rahatsızlıklarının, sürücüye traktörden iletilen titreşimler olduğu birçok çalışmayla saptanmıştır. Olayın temel nedeni; traktörden sürücüye iletilen titreşimlerle, insan vücudu doğal titreşim frekanslarının birbine çok yakın veya aynı değerlere sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Titreşim ortamıyla insan vücudu arasındaki bu frekans çelişkisi traktör ve diğer yol dışında çalışan makinelerde daha da önem kazanmaktadır. Çünkü, düzgün yol yüzeylerinde hareket eden otomobil ve kamyon gibi taşıtların, çalıştıkları yüzeyin düzgünlüğü yanında, tekerlek, aks, çatı v.b. değişik organlarda yalıtım elemanı kullanma olanakları vardır. Oysa bu olanaklar tarım traktörlerinde teknik ve ekonomik nedenlerle son derece kısıtlıdır ve en uygun yalıtım olanakları traktör sürücü sandalyeleri ile sağlanabilmektedir.

Traktörlerde titreşim sorunları 1976 yılındaki sayılarına göre 2000 dolayında araştırma, sandalyelerde yalıtım olanakları 700 dolayında araştırma ile incelenmesine rağmen, traktör sürücüsünün etkilendiği titreşim boyutları hala güvenli çalışma koşullarından çok yüksek değerlere sahiptir. Bu nedenle traktörlerde yapılacak titreşim çalışmaları ve sandalye yalıtımı hala birçok araştırmacının temel çalışma konuları arasında yer almaktadır.

Bu çalışma, traktör sürücü sandalyelerinde sürücüye iletilen titreşimlerin, konstrüktif önlemlerle kontrol altına alınabilmesi amacıyla planlanmıştır. Çalışmanın birinci bölümünde konuya ilişkin temel bilgiler açıklanmış, tarım traktörlerinde titreşim sorunu ve titreşim yalıtım olanaklarına ilişkin bilgiler özetlenmiştir. İkinci bölümde, bu konuda daha önce yapılan çalışmalar özetlenmiş, üçüncü bölümde önerilen ve yapılan çalışma açıklanmıştır. Sonuçlar ve sonuçların tartışmasına dördüncü bölümde yer verilmiştir.

1.2. Titreşim Teorisi

Genel olarak titreşim bir cismin belirli bir nokta etrafında gidip gelme hareketi olarak tanımlanır. Titreşimler, periyodik ve periyodik olmayan titreşimler olarak iki bölümde incelenebilir.

Periyodik titreşimler, belirli sürede tüm özellikleri ile tekrarlanan bir harekettir. Hareketin tekrar süresine periyot (T), saniyedeki tekrar sayısına frekans (f) denir. Matematiksel olarak frekans, periyodun tersine eşittir ($f=1/T$). Periyodik titreşimler de basit ve karmaşık titreşimler olarak iki bölüme ayrılmaktadır. Basit bir periyodik titreşim, harmonik hareket ile tanımlanır. Harmonik hareket ise kuramsal olarak sürtünmesiz bir ortamda oluşan ve sinüs eğrisi ile şekillenen titreşim hareketidir (Palavan, 1973).

Sekil 1.1. de görülen periyodik basit titreşim hareketinin niceliği, belirli bir eksene göre titreşen cismin uzaklığı, hızı ve ivmesiyle belirtilmektedir. Titreşim hareketi yapan cismin yerdeğişimi, hızı ve ivmesi aşağıdaki eşitliklerle tanımlanabilir.

$$X=X_0 \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.1)$$

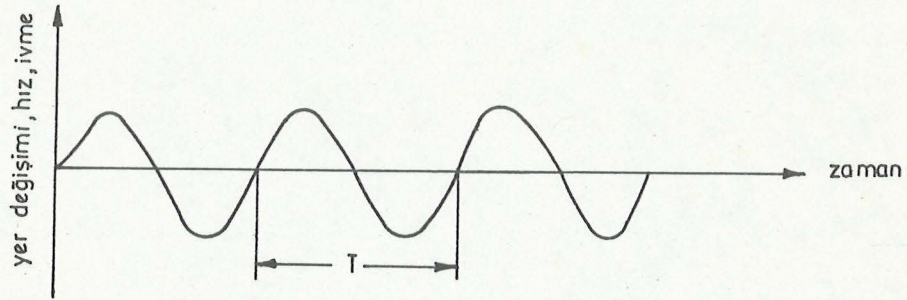
$$V=\omega X_0 \cos \omega t = V_0 \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2)$$

$$a=-\omega^2 X_0 \sin \omega t = -a_0 \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.3)$$

Burada;

$$X = \text{yer değişimi (m)}$$

- X_0 = genlik (maksimum yer değişimi) (m)
 V = doğrusal hız (m/s)
 V_0 = maksimum doğrusal hız (m/s)
 a = ivme (m/s²)
 a_0 = maksimum ivme (m/s²)
 t = zaman (s)
 w = açısal hız (rad/s)



Sekil 1.1 Periyodik basit titreşim hareketi

Frekans ve genlikleri farklı, birden fazla periyodik titreşim hareketi yapan bir cismin hareketine karmaşık periyodik titreşim hareketi denir. Karmaşık periyodik titreşimler ilk kez Fourier tarafından ortaya konan bir kuram ile tanımlanmıştır. Fourier kuramına göre herhangi bir periyodik titreşim, frekansları harmonik olarak birbiriyle ilişkili birçok sayıda basit periyodik titreşimlerin bileşkesidir. Karmaşık periyodik titreşimin fonksiyonu, frekansları periyodik titreşimlerin frekanslarının tam sayı katları olan harmonik fonksiyonların toplamıdır. Karmaşık periyodik titreşim hareketi yapan bir cismin yer değişimi aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir.

$$F(t) = X_0 + X_1 \sin(wt + \xi_1) + X_2 \sin(2wt + \xi_2) + \dots$$

$$\dots + X_n \sin(nwt + \xi_n)$$

$$\dots \dots \dots (1.4)$$

Burada;

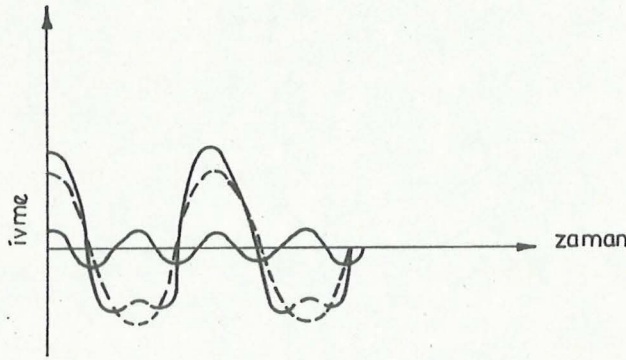
$X_0, X_1, \dots, X_n$ = harmoniklerin genlikleri

w = açısal hız (rad/s)

t = zaman (s)

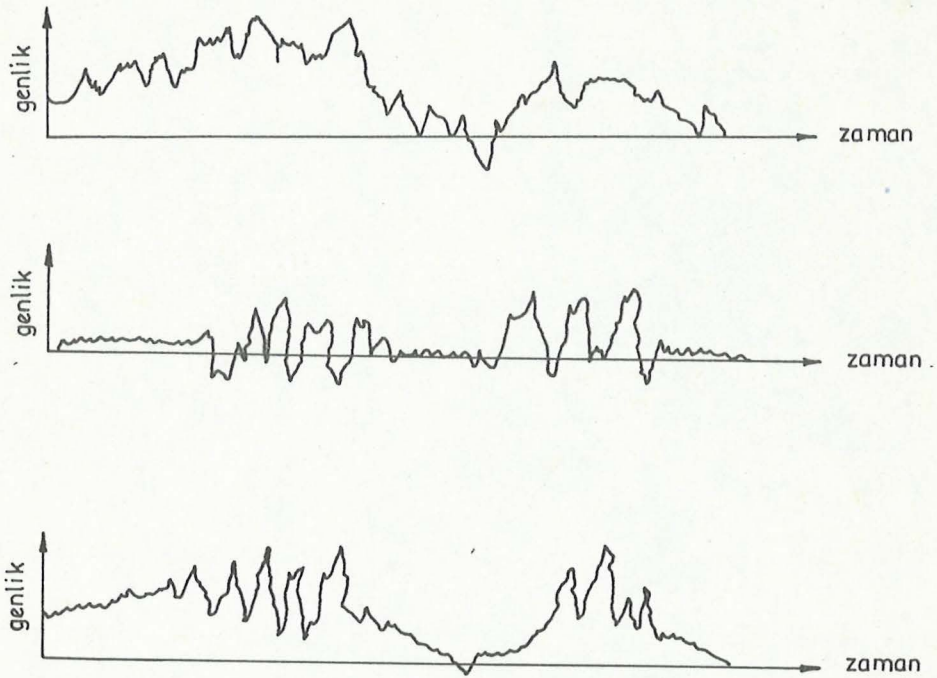
ϕ = faz açısı (rad)

Yukarıda belirtilen karmaşık periyodik titreşim hareketin de bileşenlerin sayısı arttıkça, gerçek harekete yaklaşım da artmaktadır. Şekil 1.2. de karmaşık periyodik hareket te, periyodik bileşenler görülmektedir.



Şekil 1.2 Periyodik karmaşık titreşim hareketi

Periyodik olmayan titreşimler, kısa sürede enerji değişimi ile oluşan gök gürültüsü, patlama v.b. olayların yarattığı titreşimlerdir. Teknolojide sorun yaratan ve uygulamada en çok oluşan titreşimler gelişmiş güzel niteliktedir. Şekil 1.3. de gelişmiş güzel titreşimlere ait çeşitli örnekler belirtilmiştir. Gelişmiş güzel titreşim olayında titreşim boyutlarındaki değişim zamana bağlı değildir. Bu nedenle istatistiksel yöntemlerden yararlanarak değerlendirme yapılır.



Sekil 1.3 Gelişigüzel titreşim hareketi

Titreşim ile ilgili deyimler ve boyutlar ISO tarafından 2041 sayılı standartta tanımlanmaktadır (ISO 1975).

a- Spektrum

Niceliksel olarak titreşim, belirli bir noktaya göre titreşen cismin yerdeğişimi, hızı, ivmesi ile boyutlandırılır. Farklı frekans ve farklı niceliksel değerlere sahip bir titreşimde, titreşim bileşenlerinin frekans ve niceliksel değerlerin fonksiyonu olarak belirtilmesine spektrum denir.

b- oktav

Uygulamada rastlanan titreşim olayları, farklı frekanslardaki titreşimlerden oluşmaktadır. Bu titreşimlerin tüm frekanslardaki niceliksel boyutlarının ölçme ve değerlendirmesi mümkün değildir. Bu nedenle uygulamada titreşim spektrumu belirli frekans aralıklarına bölünür ve bu aralıklardaki titreşim niceliği belirlenir. Frekans aralıklarının saptanmasında aritmetik dizin yerine geometrik dizinden yararlanılmaktadır. Diğer deyişle frekans aralıkları, birbirini izleyen iki frekans değeri arasındaki oran, sabit bir sayı olacak şekilde seçilir. Geometrik dizinin birer terimi olan frekansların, birbirini izleyen iki değeri arasındaki aralık oktav adıyla anılır. Buna göre oktav, birbirini izleyen iki frekans arasındaki aralığın 2 tabanına göre logaritma değeridir. Geometrik dizi için frekans oranını belirten sabit sayı olarak 2^1 , $2^{1/2}$ ve $2^{1/3}$ değerleri alınmalıdır. Bu açıklamaya göre frekans değerlerinin 2 tabanına göre logaritması alınırsa, frekanslar arasındaki aralıkların oktav birimi sırasıyla, $1, 1/2, - 1/3$ olarak bulunur Diğer deyişle ;

$$\text{oktav} = \log_2 2^a \quad \text{veya}$$

$$\text{oktav} = a \log_2 2 = a$$

olur. Oktav, 10 tabanına göre logaritmik olarak

$$\text{oktav} = 3.332 \log_{10} 2^a$$

şeklinde yazılabilir. (a) değeri için $1, 1/2$, ve $1/3$ alındığına göre geometrik dizide frekanslar oranı (2), (1.414) ve (1.259) olmaktadır. Farklı oktavlı aralıkların merkez frekansları, sınır frekans boyutlarının geometrik ortalamalarıyla saptanabilir.

c- rms değeri

Basit periyodik titreşimlerin boyutlandırılmasında, tepe veya ortalama değerler kullanılabilir. Ancak uygulamada en çok rastlanan geliş güzel titreşimler için bu boyutlar yeterli değildir. Bu nedenle bu tip titreşimleri niceliksel olarak boyutlandırmak için istatistiksel yöntemlerden yararlanılmaktadır.

Herhangi bir değişimin tanımlanmasında en çok kullanılan istatistiksel kavramlardan birisi standart sapmadır. Titreşim hareketinde değerlendirmeye alınan (X) boyutunun standart sapması aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir (Gürtan, 1971).

$$\sigma = \sqrt{\frac{(X_n - \bar{X})^2}{n}} \dots\dots\dots (1.5)$$

(X) değeri, zaman (t) fonksiyonunun bir değişimi ise bunun (t₁) ile (t₂) aralığındaki standart sapması,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\int_{t_1}^{t_2} (X - \bar{X})^2 dt}{t_2 - t_1}} \dots\dots\dots (1.6)$$

olacaktır. Titreşim kuramında ortalama değer ($\bar{X}$) sıfır kabul edilir. Buna göre elde edilen standart sapma, rms (root mean square) değeri adını almaktadır. rms değeri, değişkenlerin kareler ortalamasının kareköküdür ve aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$rms = \sqrt{\frac{\sum n X_n^2}{n}} \dots\dots\dots (1.7)$$

Eşitliklerde;

σ = standart sapma

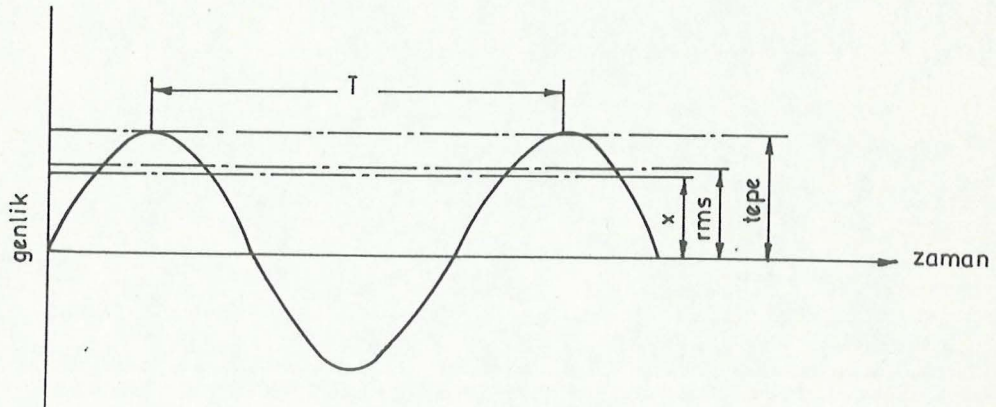
X_n = n. değişken,

$\bar{X}$ = değişkenler ortalaması,

n = popölasyondaki değişken sayısı,

rms = değişkenlerin kareler ortalaması karekökü
dür.

Titreşimlerin boyutlandırılması için genellikle yer-
değişimi, hız yada ivmenin rms değerlerinden yararlanı-
lır. rms değerlerinin kullanılmasının nedeni, bunun tit-
reşim enerjisi ile doğrudan ilişkili olmasındandır. Se-
kil 1.4. de basit periyodik titreşim hareketinde genliğe
bağlı ortalama, rms ve tepe değerleri görölmektedir.



Sekil 1.4 Titreşim hareketinin niceliksel değerleri

d- Titreşim ivmesinin spektral yoğunluğu

rms değeri ortaya atılınca değin titreşim boyutla-
rının belirtilmesi için birçok birim kullanılmıştır. Bu
birimlerden birisi de titreşim ivmesinin spektral yoğun-
ludur. Titreşim ivmesinin spektral yoğunluğu birim
frekans için ivme değerinin karesiyle belirlenir, birimi
(m/s^2)²/Hz)dir.

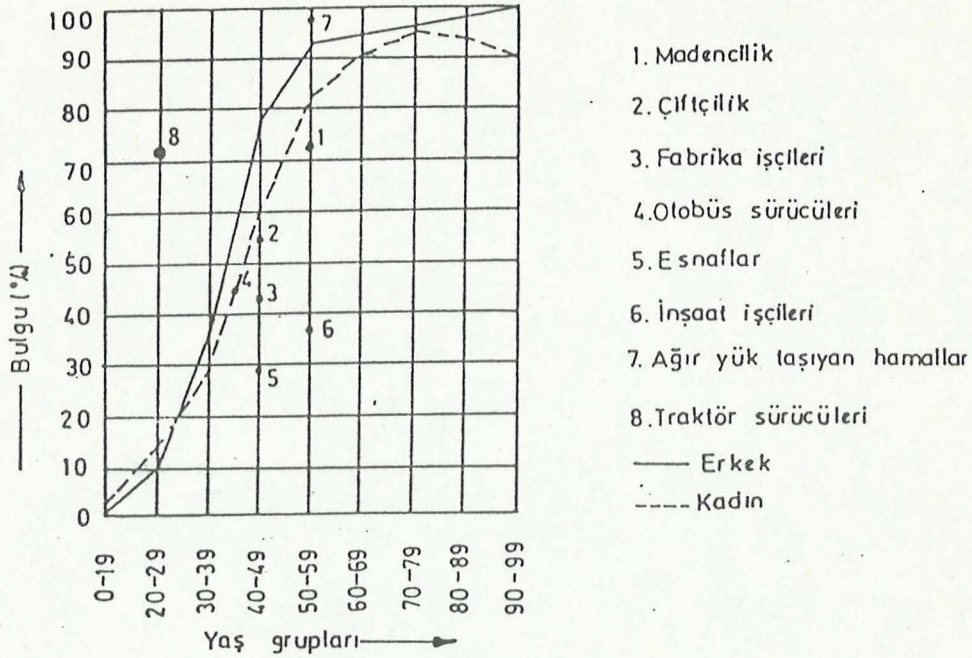
1.3 Titreşimin İnsan Sağlığına Etkileri

İnsan vücudu oldukça karmaşık fiziksel biyolojik bir yapıdır. Genel bir yaklaşımla bu yapı, birbirine bağlı kütleler, elastik elemanlar ve sönümleyicilerle doğrusal olmayan birçok elemanın bileşkesidir. Ayrıca insanın psikolojik özellikleride dikkate alınırsa bu yapının ne kadar karmaşık bir sistem olduğu tahmin edilebilir.

İnsan - makina ilişkileri açısından titreşimlerin önemli bir yeri vardır. Bu önem insan vücudunun titreşimlere, özellikle düşük frekanslı titreşimlere karşı gösterdiği yüksek derecedeki duyarlılıktan ileri gelir. Bugüne değin sağlanan deneyimlerle traktörlerde insanı etkileyen titreşimlerin çok kuvvetli yorgunluk, hatta aşırı düzeyde sağlık sorunları yarattığı bilinmektedir (Bjerner, 1966). Şekil 1.5 de traktör sürücülerinde görülen omurga deformasyonlarının diğer meslek sahiplerine göre durumu gösterilmiştir.

Şekilde görüldüğü gibi 20-29 gibi çok genç yaştaki traktör sürücülerinin % 71'inde saptanan omurga deformasyonları ve neden olduğu rahatsızlıklar, diğer mesleklerde hem yaş hemde oransal özellikler yönünden bu denli olumsuz değildir. Otobüs sürücüsü, fabrika işçisi ve inşaat işçilerinde daha ileri yaşlarda ve oransal olarak daha küçük değerler göstermektedir.

Traktör sürücülerinin sağlığını bu denli etkileyen omurga rahatsızlıklarının, sürücüye traktörden iletilen titreşimler olduğu birçok çalışmayla saptanmıştır (Bjerner, 1966).



Sekil 1.5 Değişik mesleklere sahip insanlarda omurga deformasyonları (Sabancı, 1984)

Traktör sürücülerinin mide, böbrek ve omurga gibi organlarına zarar veren titreşim özelliklerinin genel olarak bilinmesine rağmen, bu konudaki sorunlar birçok yönüyle henüz çözümlenmiş değildir (Mc Cormick, 1970).

1930 yıllarından bu yana insan vücudunun titreşimlere karşı duyarlılıklarının belirlenmesi için birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı, titreşimlerin sağlık açısından tehlikeliliği dikkate alınarak, hayvanlar üzerinde yürütülmüştür. Ancak hayvanlardan elde edilen sonuçların insanlara uygulanmasında güçlükler vardır. Bu güçlüklerle rağmen insan vücudunun birçok özellikleri kabaca da olsa saptanmış bulunmaktadır. Örneğin, Titreşim etkisi açısından önemli olan, vücudun değişik organ ve bölümlerine ait rezonans frekansların 4 - 8 Hz arasında olduğu tahmin edilmektedir (Schütz, 1978; Ünala,

1979). İnsan için en olumsuz titreşimler bu frekans aralığındaki titreşimlerdir. Çünkü, bu bölgedeki titreşimlere karşı hem insanın duyarlılığı yüksek, hemde bu frekanslarda titreşim yalıtım olanakları kısıtlıdır (Bjernin ger, 1966).

Titreşim insanın fizyolojik özelliklerine de olumsuz etkilerde bulunmaktadır. Bu etkiler; kalp atış hızı, kan basıncı, solunum, metabolik faaliyetler, görüş yeteneği ve refleksler üzerinde olumsuzluklar olarak özetlenebilir (Huank ve Suggs, 1967).

Diğer yandan titreşimlerin algılama yeteneği, rahatsızlık hissi gibi psikolojik etkileri, birçok araştırmacı tarafından incelenmiş ancak somut bir takım veriler henüz elde edilememiştir.

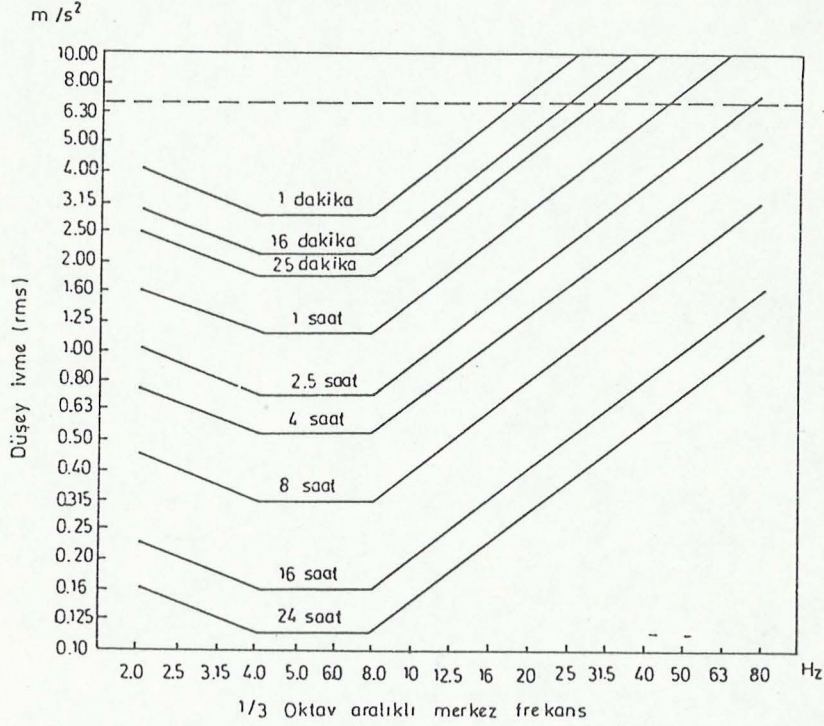
Titreşim niceliklerinin etkileri konusunda yapılan çalışmalarda, titreşim büyüklüğü arttıkça iç yaralanmalara neden olduğu, 30 m/s^2 boyutundaki ivmeye sahip titreşimlerin göğüs ağrılarına neden olduğu saptanmıştır (Harris ve Crede, 1976).

Titreşimlerin bu olumsuz etkilerinden korunmak amacıyla yapılan çalışmaların önemli bir kısmı da insan toleranslarının saptanmasına aittir. Bu konuda yapılan iki önemli çalışmadan birisi Alman Mühendisler Birliği (VDI), diğeri Uluslararası Standartlar Organizasyonu (ISO) na aittir.

Tarım traktörlerinde meydana gelen titreşimlerin geniş bir spektrum içinde dağılımı göz önüne alınarak bugün için geliştirilen ölçme ve değerlendirme yöntemleri 1-80 Hz arasındaki titreşimleri kapsamaktadır. Bu sınırların yardımıyla rahatlık, yorgunluk ve sağlık gibi üç ölçüt

belirlenmiştir. Bu üç ölçüt için sınırlar, ISO-2631 nolu standartta verilmiştir.

Sekil 1.6 da düşey eksen doğrultusundaki titreşimlerin frekans ve ivme değerleri olarak çalışma süreleri verilmiştir.



Sekil 1.6 ISO Talimatına göre, insanların sinüzoidal titreşimlere duyarlılığı

Grafikte yatay ekseninde titreşim frekansı, düşey ekseninde ise, titreşim ivmesi yer almaktadır. Egriler ise yorgunluk sınır değeri olarak, bu titreşimlere ne kadar süre tahammül edilebileceğini göstermektedir. Sağlık sınırı değerini bulmak için ivme değerlerini 2'ile çarpmak, rahatlık sınırı değerini bulmak için 3.15'e bölmek gerekmektedir.

Özetlemek gerekirse, modern teknoloji ortamında insan değişik ve birçok dinamik kuvvetin etkisi altındadır. Engebeli tarla yüzeylerinde traktör ile çalışan insan, titreşimlerin bu olumsuz etkilerine rağmen işlerini yürütmek zorundadır. Teknolojik ortamın frekansları insan vücudunun frekanslarına yaklaştığı veya çakıştığı zaman, titreşimlerin insan üzerindeki olumsuz etkileride artmaktadır.

1.4 Traktörlerde Titreşim ve Etkileri

Tarım traktörlerinde titreşimin sürücü üzerindeki olumsuz etkileri, sürücünün karşılaştığı titreşimlerin ve bu titreşimlere karşı insan tepkilerinin incelenmesiyle anlaşılır. Bugüne değin yapılan çalışmalar titreşimin sürücü üzerindeki olumsuz sağlık etkileri yanında, sürücünün iş yetenekleri üzerinde de varlığını göstermektedir.

Sürücü iş yeteneğine titreşimlerin olumsuz etkilerini inceleyen çalışmalarda; sürücü izleme yeteneği, görüş yeteneği ve ayak pedalına sabit ve sürekli kuvvet uygulayabilme, yönlendirme, yanlış yapma eğilimi ve vücut denge liliğine önemli etkileri olduğu saptanmıştır. Diğer yandan, traktörle çalışmada hızın, makinanın mekanik özelliklerinden dolayı değil, sürücüye gelen titreşimlerden dolayı kısıtlı olduğu belirtilmektedir (Sabancı, 1984).

Traktör sürücüleri üzerinde Almanya'da 5 yıl süren bir çalışmada 371 traktör sürücüsünün sağlık durumları incelenmiştir. Bu çalışmada, röntgen tekniğide kullanılarak sürücülerin temel sağlık kontrolleri yapılmış, farklı koşullarda iş yetenekleri ölçülmüştür.

Araştırmanın en önemli bulgularından birisi traktör sürücülerinin % 76'sında gastritten dolayı ortaya çıkan mide rahatsızlıklarıdır.

Yine aynı çalışma sonucunda sürücülerin % 71'inde üst ve alt omurga bölümlerinde önemli omurga deformasyonları saptanmıştır (Sabancı, 1984).

Traktörlerde titreşimin etkisi önce yorgunluk olarak ortaya çıkmaktadır. Yorgunluk giderek sürücünün adele gerilimini artırmakta, sinir, dolaşım ve sindirim sistemlerini etkileyerek hormonal salgıların artışına neden olmaktadır. Bu olumsuz sonuçlar titreşimle birlikte, sürücünün traktör denetim organlarına göre yerleşimi ve sandalye tasarımıyla yakından ilgilidir (Unala, 1975).

Genel olarak tüm insanlarda % 30 oranında omurga deformasyonlarından dolayı rahatsızlıklar olduğu bilinir. Ancak, titreşim etkisinden dolayı traktör sürücülerinde bu oran çok daha yüksek değerlere ulaşmaktadır.

1.5 Traktör Titreşim Özellikleri

Yolda belirli bir hızla ilerleyen traktör, gerçekte üç ana eksen doğrultusunda titreşebilir. Bunun dışında düşey ve enlemesine eksenler boyunca da dönme yapabilir (Özemir, 1986).

Traktör titreşim bileşenlerinin ergonomik açıdan en önemlisi düşey titreşimlerdir. Çünkü, düşey yönlü bileşenler diğerlerinden hem nicelik olarak daha büyük değerlere sahiptir, hem de insanın bu titreşimlere karşı duyarlılığı yüksektir (Radke, 1973). Bu nedenle bugüne değin yapılan çalışmaların pek çoğunda diğer titreşim bileşenleri ihmal edilerek, düşey bileşenler incelenmiştir (Sabancı, 1984).

1.6 Titreşim Yalıtımı

Genel olarak bütün makinalar, titreşim yaratan bazı kuvvetlere sahiptir. Makinaların meydana getirdiği bu titreşimler birçok olumsuz fiziksel olaya neden olmaktadır. Bu olumsuz olaylar, makinalarda çatlama, kırılma aşınma v.b. etkilerle bu makinaları kullananların sağlık koşulları üzerindeki sorunlar olarak özetlenebilir. Bu sorunların ortadan kaldırılması ve titreşimin diğer makina parçalarına ve çatıya iletiminin engellenmesi için uygulanan işleme titreşim yalıtımı denir (Palavan, 1973).

Titreşim kuvvet veya genliğinin iletimini azaltan elastik elemanlara (yay v.b.) titreşim yalıtım elemanı, titreşen cismin sadece rezonans frekanslarda tepkisini azaltmak için kullanılan elemanlara ise sönümleme elemanları denir.

Titreşim yalıtım ve sönümleme elemanlarının kullanımı tek amacı kaynaktan yayılan titreşim enerjisinin azaltılması ve denetlenmesidir (Dokumacı, 1981). Elastik eleman aldığı enerjiyi hareket enerjisine çevirerek, bir kısmını iletir. Sönümleyicide aldığı enerjiyi ısı ve hareket enerjisine çevirerek iletimi azaltmaktadır. Titreşen kütle yalıtım elemansız bağlandığı taktirde, kaynaktan iletilen titreşim enerjisinin büyük bir kısmı bu kütleye ulaşır (Palavan, 1973).

Bir yalıtım sisteminin etkililiği veya başarısı, titreşim enerjisinin fonksiyonu olarak iletkenlik ile belirtilir ve yalıtımın tipine göre; kuvvet iletkenliği veya hareket iletkenliği olarak tanımlanır. Her iki tip iletkenlik de elemanın ilettiği kuvvet veya hareketin, elemana gelen kuvvet veya hareket büyüklüklerinin oranı ile bulunur.

Yalıtım sistemi özelliklerinin açıklanması için bir serbestlik dereceli titreşim sistemlerinin sönümsüz ve sönümlü iletkenlik özellikleri incelenecektir.

Sönümsüz sistemlerde iletkenlik,

$$N = \frac{1}{1 - (w/w_n)^2} \dots\dots\dots (1.8)$$

eşitliği ile ,

Sönümlü sistemlerde iletkenlik,

$$N = \sqrt{\frac{1 + (2Dw/w_n)^2}{(1 - (w/w_n)^2)^2 + (2Dw/w_n)^2}} \dots\dots\dots (1.9)$$

eşitliği ile ifade edilebilir.

Burada;

N = Titreşim iletkenliği

D = Sönüm oranı

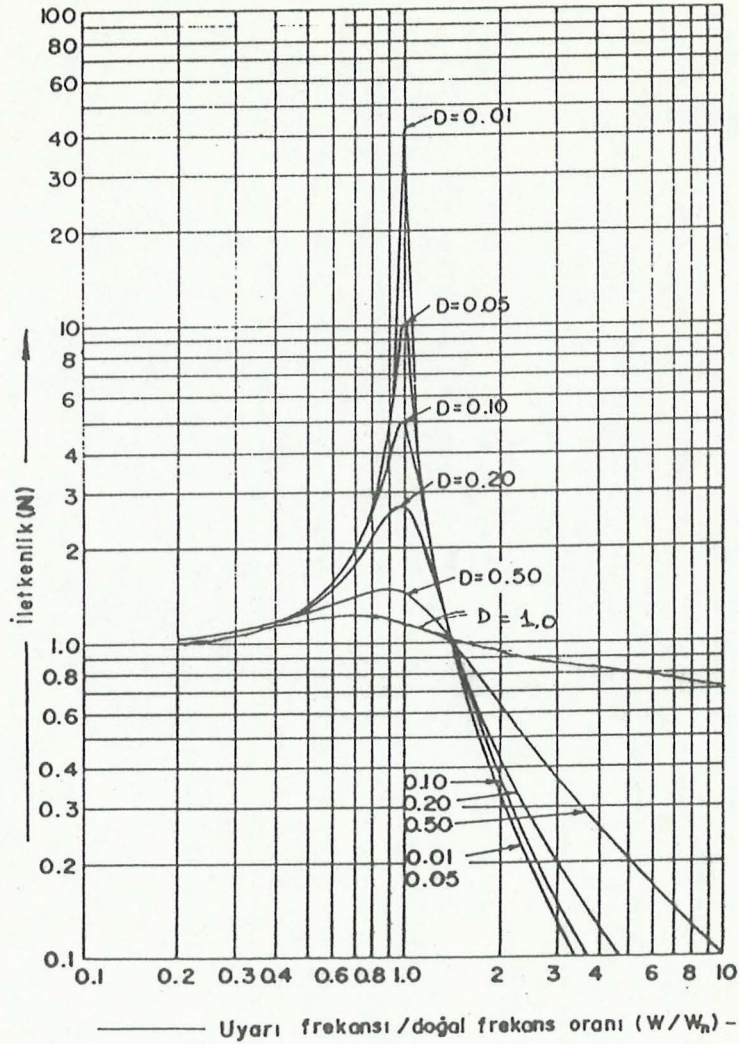
w = Uyarı açısal frekansı (rad/s)

w_n = Sistemin doğal açısal frekansı (rad/s)

dır.

Bu eşitliğin değişimi şekil 1.8 de görülen iletkenlik eğrisi ile şekillenmektedir (Pasin, 1978).

Bu eğriler tüm yalıtım iletkenliklerinin temelini oluşturmaktadır. İletkenlik, uyarı frekansı (w) ile sistemin doğal frekansı (w_n) arasındaki orana bağlı olarak sönümleme oranı (D) ile değişmektedir.



Sekil 1.8 Sönümlü zorlanmış titreşim sistemlerinin ideal iletkenlik eğrileri

Sistemde sönümleme hiç yok ise, iletkenlik maksimum değerlere sahiptir. Sadece yalıtım için yay olan bir sistemin iletkenlik eğrisi, yayın sönümleme derecesi (% 0.1) mertebesinde çok küçük olduğu için ($D=0$) eğrisi ile gösterilebilir. Böylece bir sistemin iletkenlik eğrisi frekanslar oranına bağlı olarak 3 bölgeye ayrılarak açıklanabilir.

1.bölge ($w/w_n = 0$)

Bu bölgede sistemin ilettiği kuvvet kendisine uygulanan kuvvete eşittir.

2. bölge ($w/w_n = 1$)

Bu bölgede sistem aldığı kuvveti, sonsuz büyük değerlere ulaştırır. Bu bölgeye rezonans bölgesi denir.

3. bölge ($w/w_n > \sqrt{2}$)

Bu bölgede sistemin ilettiği kuvvet, kendisine uygulanan kuvvete ($w/w_n = \sqrt{2}$) eşit oluncaya değin hızla düşer, daha sonra da azalmaya devam eder.

Teorik olarak bir sistemin doğal frekansı (w_n), uyarı frekansına (w) göre küçük değerler sağlayacak yaylarla tasarımılanırsa, sistemin rezonansa gelmesi önlenerek titreşim yalıtımı başarılabilecektir.

Frekanslar oranının ($\sqrt{2}$) den büyük değerleri için sistemde yay v.b. elastik elemanlara, ($\sqrt{2}$) den küçük değerler için ise sönümleme elemanlarına ihtiyaç vardır. Sönümleme elemanları rezonans bölgesinde titreşim iletimini sönümleme derecesine göre azaltarak sistemi korumaktadır.

Sekil 1.8 de ($D=1$) eğrisi sabit bağlı bir kütlenin iletkenliğini göstermektedir ve görüldüğü gibi iletkenlik bu eğrilerde minimum düzeydedir. Ancak bu kez bir başka sorun, kütle bağlı olduğu sistemdeki tüm titreşim enerjisini üzerine çekmektedir. Bu nedenle sistemde belirli bir sönümleme derecesi istenir. Böylece sistem elastik elemanlarla titreşim enerjisine karşı, sönümleyici ile büyük salınımlı titreşimlere karşı korunabilir.

1.7 Traktörlerde Titreşim Yalıtım Sistemleri

Tarımsal mekanizasyonda yol dışı şartlarda çalışan tarım traktörü aşırı titreşim etkisi altındadır. Düzgün yol yüzeylerinde hareket eden otomobil ve kamyon gibi taşıtların, çalıştıkları yüzeyin düzgünlüğü yanında, tekerlek, aks, çatı v.b. değişik organlarında yalıtım elemanı kullanma olanakları vardır. Oysa bu olanaklar tarım traktörlerinde teknik ve ekonomik nedenlerle son derece kısıtlıdır. Traktörlerde yalıtım sistemlerinin yerleştirildiği yere göre bugüne değin araştırılan dört seçenek vardır (Hilton and Stayner, 1972).

1.7.1 Sürücü Sandalyesi Yalıtımı

Tarım traktörlerinde traktör ve sandalyeyi etkileyen en önemli titreşimler random titreşimlerdir. Ancak bir titreşim sistemi olarak traktör veya sandalyenin bu sinyale tepkisi, yalıtım elemanlarının özelliklerine bağlı periyodik veya sinüzoidal bir titreşim hareketidir. Bu hareket kendisine iletilen ikinci bir sinyal etkisiyle ya sönümlenir veya daha da şiddetlenir. İkinci bir sinyalin sandalye hareketini değiştirmesinde veya aldığı bir titreşime karşı davranışlarında en önemli etkenlerden birisi sandalyenin doğal frekansıdır. Doğal frekans, sistemin sahip olduğu yalıtım malzeme ve elemanlarının özellikleri ile kütlelerinin büyüklüğüne bağlıdır.

Bu sistemler bir yandan toprak yüzeyindeki engebelerin etkisiyle zorlanırken diğer yandan aldıkları sinyali sistemdeki yalıtım ve sönümleme elemanlarıyla sönümlemeye çalışırlar. Traktör çatısındaki hareketler, tekerlek lastikleri tarafından, sandalye hareketi ise yay, sünger ve hidrolik elemanlarla sönümlenmeye çalışılmaktadır.

Sürücü sandalyelerinde kullanılan yalıtım sistemleri

. Pasif yalıtım sistemi

Yay ve hidrolik elemandan oluşan bu sistem geniş bir kullanım alanına sahiptir. Yüksek frekanslı titreşimlerin yalıtımında iyi bir sönümleme performansı gösterir. Düşük frekanslı sistemlerde eğer sistemin doğal frekansı da düşük ise bu sistemin kullanılması uygundur. Pasif yalıtım sisteminin yay - kütle - hidrolik eleman şeklindeki modeli şekil 1.9 (a) da görüldüğü gibi ifade edilebilir. Bu sisteme ait hareketin diferansiyel eşitliği;

$$m\ddot{y}_s = -k_s(y_s - y) - c_s(\dot{y}_s - \dot{y}) \quad \text{..... (1.10)}$$

dir (Kyeong, 1985).

. Yarı aktif yalıtım sistemi

Bu sistemin, pasif yalıtım sisteminden en önemli farkı sönümleme elemanının sönüm oranının bir sinyal ile değişebilir olmasıdır. Sandalye üzerine yerleştirilen bir hız alıcısı ile sönümleme elemanı gerekiyorsa devreye sokulur yada devreden çıkarılır. Yarı aktif yalıtım sisteminin temel prensibi: Sandalye üzerinde bulunan hız alıcısı, sandalye hareketinin yönünü belirtir bir sinyali kontrol ünitesine gönderir. Kontrol ünitesinde traktör gövdesinin hareketi ile karşılaştırılarak sönümleme elemanı kumanda edilir. Sistemin modellenmesi şekil 1.9 (b) deki gibidir. Hareketin diferansiyel eşitliği:

$$m\ddot{y}_s = -k_s(y_s - y) - c_s\dot{y}_s + \bar{c}\dot{y} \quad \text{..... (1.11)}$$

dir (Kyeong, 1985).

. Aktif yalıtım sistemi

Düşük frekanslarda sistemin dinamik özelliğinden dolayı iyi bir yalıtım performansı gösterir. Sistemdeki yerdeğiştirme, hız ve ivme alıcıları geri besleme hattı ile kontrol ünitesine elektriksel sinyal gönderirler. Ana alıcıdan gelen sinyal ile geri besleme elemanlarından gelen sinyal denkleştirme devresinde değerlendirilerek hata değeri belirlenir. Bu hata sinyali, bir yükselticiden geçerek, servo valfi uyarır. Servo valfde hidrolik silindiri hatayı yok edecek şekilde yönlendirir. Böylelikle sandalyenin hareketi sürekli olarak kontrol altında tutulur.

Sistemde kullanılan elemanların çok kompleks oluşu, kullanım sırasında bakımının ve korunmasının önemli olması, ilk maliyetinin yüksek olması kullanım alanının sınırlı kalmasına sebep olmaktadır.

Sistemin modellenmesi şekil 1.9 (c) de açıklanmıştır. Bu sisteme ait hareketin diferansiyel eşitliği:

$$G_a\ddot{y}_s + (G_v + A)\dot{y}_s + G_d y_s = (G_v + A)\dot{y} + G_d y \quad \dots (1.12)$$

dır. Burada :

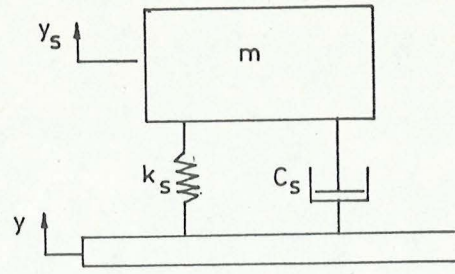
G_a = Geri besleme ivme kazancı

G_v = Geri besleme bağıl hız kazancı

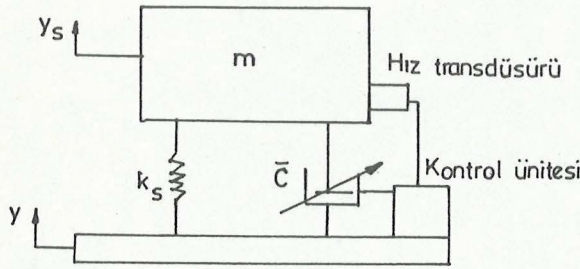
G_d = Geri besleme bağıl yerdeğiştirme kazancı

A = Piston alanı

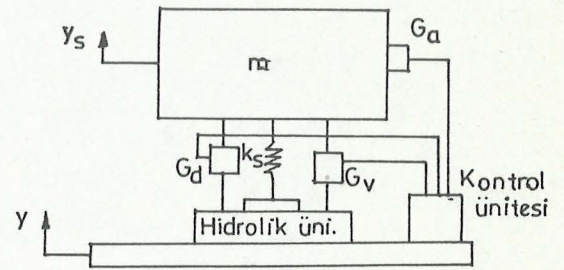
nı göstermektedir (Kyeong, 1985).



(a)



(b)



(c)

Sekil 1.9 Sandalye yalıtım sistemleri

- a - Pasif yalıtım sistemi
- b - Yarı aktif yalıtım sistemi
- c - Aktif yalıtım sistemi

Sürücü sandalyesinin titreşim hareketi, sönümlü zorlanmış titreşim hareketi olarak alınabilir. Bu tip titreşim hareketinde yalıtım bölüm 1.6 da açıklanmıştı. Bu bölümde açıklanan frekanslar oranı traktör titreşimlerinde,

$$\frac{(w_t)}{(w_s)} \text{ traktör titreşim frekansı}$$

$$(w_s) \text{ sandalye titreşim frekansı}$$

oranına benzetilerek yaklaşım sağlanabilir. Tarım traktörlerinde oluşan ve sürücüye iletilen titreşimlerin yalıtımı sorununa, titreşim iletkenlik eğrilerinde açıklanan ilkeler doğrultusunda bakılırsa, aşağıdaki şartların sağlanması gerekir.

1. w_t/w_s oranı 2 den büyük olmalıdır.
2. Traktör titreşimlerinin doğal frekansları değiştirilemeyeceğine göre sandalye doğal frekanslarının uygun sınırlara indirilmesi gereklidir.
3. Sandalye ve sürücünün rezonans frekanslardan korunabilmesi için uygun yalıtım derecesine sahip hidrolik sönümleyicilere ihtiyaç vardır.
4. Sistemin sönümleme ve yalıtım özellikleri birçok değişkenden dolayı teorik olarak saptanması güç olduğu için uygulamadan elde edilen değerlere ihtiyaç vardır.

Traktör titreşim yalıtımında önemli olan, sandalye doğal frekanslarını insan ve traktör titreşim frekanslarından farklı hale getirmek, bu yapılamıyorsa, insan ve traktör doğal titreşim frekanslarında sürücüyü korumak için sönümleme elemanlarını uygun seçmektir. Bu nedenle traktörlerde ve sandalyelerde yapılan çalışmaların esası bu sistemlerin doğal titreşim frekansı ve iletkenliklerini araştırmaya yöneliktir (Sabancı, 1984).

Sürücünün maruz kaldığı titreşim ivmesini azaltmak için sandalye yay katsayısının $w_s \ll w_t$ şartını sağlayacak şekilde seçmek gereklidir. Klasik titreşim yalıtımı ilkeleri ışığında küçük bir hareket iletkenliği elde etmek için gerekli olan $w_s \ll w_t$ şartının gerçekleşmesi oldukça zordur. Örneğin; eğer traktörün doğal titreşim frekansı 3-3.5 Hz ise % 10 luk bir ivme geçirgenliği için sandalye doğal frekansı 1 Hz olmalıdır. Doğrusal çelik yaylar için bunun anlamı statik sehimin 25 cm

olmasıdır. Bu salınımı yapmasına olanak olmadığından sandalye aşağı-yukarı çarpar, bunun sonucu darbeli titreşimler oluşur.

İyi bir sandalye tasarımıyla düşey titreşimler için iletkenliğin % 50 olduğu bir yalıtım sağlanabilir. Ancak sürücüye etkileri açısından bu boyutlardaki yalıtımda yeterli değildir. Aktif yalıtım sistemleri sandalye doğal frekanslarını 1 Hz gibi ideal değerlere indirebilmektedir. Ancak tüm olumlu özelliklerine rağmen aktif sönümleme sistemli sandalyelerde, ağır ekonomik özelliklerinden dolayı uygulamaya geçmiş değildir.

1.7.2 Kabin Yalıtımı

Kabin yalıtımı bugün traktörlerde uygulanmaya başlanmıştır. Ancak yararları yanında bazı olumsuz özellikleride vardır.

Yararları

Çok engebeli tarla yüzeylerinde sandalye yalıtım sistemleri, şok şeklindeki büyük titreşimlere karşı etkili olamaz. Bu koşullarda kabin yalıtımı başarılıdır.

Motor ve aktarma organlarından gelen yüksek frekanslı titreşimler, kabin yalıtımı ile söndürülenebilir.

Tekerlekten gelecek düşük frekanslı titreşimlere karşı kabin yalıtımı bir ön filitre görevi yapar. Bu filtrede optimize edilen değerler, sandalyelerde daha iyi söndürülenebilir.

Bu olumlu özellikler yanında kabin yalıtımının iki olumsuz özelliği sayılabilir:

Düşük frekanslı, tekerlekten gelen titreşimlerin yalıtımı için çok büyük serbest titreşim yoluna ihtiyaç vardır. Bu yol kabine sağlandığı zaman sürücü, çatı ile kabin arasındaki büyük genlikli salınımların etkisiyle psikolojik olarak güvensizlik hissetmektedir.

Kabin ile düşey ekseninde uygun yalıtım sağlansa bile, yanal eksenindeki açısal titreşim yeterince yalıtılamamaktadır.

1.7.3 Ön Aksda Yalıtım

Ön aksda yalıtım çalışmaları başarılı sonuçlar vermektedir. Bazı yapımcılar tarafından 1950-1960 yılları arasında esnek ön akslar denenmiştir (Massey Ferguson ve Hannomag traktörleri). Ancak teknik ve ekonomik yararlarının kıyaslanması sonucu yapımından vazgeçilmiştir.

MB-TRAC-1300 traktörlerinde ön aks yalıtımı uygulamaları devam etmektedir. Fakat bu tip traktörlerin 3 nokta bağlantı düzeninin fonksiyonları açısından sorunları vardır.

1.7.4 Ön ve Arka Aks Yalıtımı

Ön ve arka aks yalıtımı konusundaki çalışmalar devam etmektedir. Yalıtım için oldukça başarılı sonuçlar alınmasına karşın, bu tip traktörlerin 3 nokta bağlantı düzeniyle çeki ve yükseklik kontrolleri sağlanamamaktadır. 3 nokta bağlantı düzeni çatıya değil arka aksa bağlanıp, aks ve çatı arasındaki yalıtım olanakları henüz araştırma devresindedir (Sabancı, 1984).

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Traktör sürücülerinin sağlığının korunması ve rahatının sağlanması amacıyla dönük olarak, birçok araştırmacı, çeşitli çalışmalar yapmışlar ve bulgularıyla konuya açıklık getirmeye çalışmışlardır.

F. W. Cope, 1960 yılında yaptığı çalışmada insan titreşim ilişkilerini incelemiş, dikey doğrultuda insana gelen titreşimlerin diğer titreşim doğrultularından çok daha büyük olduğunu belirtmiş, taşıtlarda insanı etkileyen titreşimlerin tek düze bir dağılım göstermediğini ancak bunların bir yaklaşım içinde belirli frekanslarda sinüzoidal titreşim bileşkesi olarak dikkate alınması gerektiğini vurgulamıştır. Her bir sinüzoidal bileşenin fourier analiz yöntemi ile tanımlanabileceğini açıklamıştır. Kara ve deniz taşıtlarında insana gelen titreşimlerin genellikle 50 Hz'in altında olduğunu belirtmiş, doğal frekansların çakışmasından dolayı 3-5 Hz'lik titreşimlerin insan da önemli tepkiler yarattığı vurgulanmıştır.

C. S. Morrison ve R. E. Harrington, 1961 yılında insanın titreşim etkilerini sinüzoidal titreşim üreteçleri ile incelemiştir. Üreteçlerle insana verilen titreşim ivmesinin sabit tutulabilmesi için farklı titreşim strokları kullanılmış, frekans yükseldikçe strok düşürülmüştür. Titreşimin olumsuz etkilerinden insanın korunabilmesi için sandalye yüzeyleri ile insan omurgası arasında iyi bir uyum ve sönümlü sandalyelerin gerekliliğine değinilmiştir.

R. R. Coerman, 1962 yılında oturan ve ayakta duran insanın düşük frekanslı titreşimlere karşı mekanik empedansını incelemiştir. İnsanın bir titreşim sistemi ola-

rak bir çok farklı kütle, elastik ve sönümlleme elemanından oluşan oldukça karmaşık bir sistem olduğunu belirtmiş, bu karmaşık sistemin özelliklerinin, teknolojik ortamda bulunan titreşimlere benzetim sağlanmış basit uyarı sinyalleri ile incelenebileceğini açıklamıştır. İnsan titreşim tepkilerinin 1-20 Hz 'lik titreşimlerde önemli etkilere sahip olduğunu belirtmiştir. 20 Hz'in üzerinde insana gelen titreşimlerin kolayca yalıtılabileceğine değinilmiş, değişik frekanslarda insanın titreşim iletim egrileri verilmiştir. Bu egrilerde maksimum iletkenliğin 3-6 Hz'lik frekans bölgesinde maksimum değerlere ulaştığı da saptanmıştır. R. R. Coerman ve W. Lange 1971 yılında, elektro-hidrolik (aktif) yalıtım sistemli bir traktör sandalyesi geliştirmişler ve bunu laboratuvar şartlarında denemeye almışlardır. Bu sandalyenin yanında, pasif yalıtım sistemli bir sandalyeyi de denemeye alarak her iki sandalyeden elde ettikleri bulguları birbiriyle karşılaştırmışlardır. Elektro-hidrolik yalıtım sistemli sandalyenin 1-16 Hz frekanslarda üzerine gelen titreşimlerin % 25-65 kadarını geçirdiğini saptamışlardır. Pasif yalıtım sistemli sandalye ise 1-1.5 Hz arasında % 163 geçirgenliğe sahip olmakta, 1.5-16 Hz arasında ise, bu değer % 40-80 olmaktadır. Araştırmacılar aktif yalıtım sistemli sandalyelerin daha uygun olacağı sonucuna varmışlardır.

L. F. Stikeleather ve C. W. Suggs, 1968 yılında yol dışı taşıtlarda titreşim sorununa karşı aktif yalıtım sistemli bir sandalye geliştirmiştir. Yalıtımın daha başarılı olabilmesi için dışarıdan enerji kullanarak yapılan bu tip yalıtımda enerji, hidrolik ve elektrik enerjisi şeklinde sisteme verilerek sistemin rezonans frekanslarda daha iyi yalıtımı sağlanabilmektedir. Pasif yalıtım sistemlerinde sandalyenin doğal frekansının 1 Hz olması istenir. Sandalye doğal frekansının 1 Hz olması için kullanılacak yayın serbest salınım yolu 250 mm'ye ulaşmak-

tadır. Bu kadar büyük yerdeğişimine sahip bir sandalye ile traktör denetim organlarının kullanımı olanaksızdır. Geliştirilen bu elektro-hidrolik aktif yalıtım sistemi sandalyeye iletilecek titreşim sinyallerine karşı önceden sandalyeye konum sağlayan bir sistemdir. Sandalye doğal frekansı bu sistemle 1 Hz 'e düşürülebilmektedir. Aynı yıl C.W.Suggs ve arkadaşları bu sistemin tarladaki başarısını saptamak için yaptıkları bir çalışmada, sandalyenin 1.5-8 Hz arasındaki frekanslara karşı yaklaşık % 65-75 oranında daha iyi bir sönümleme sağladığını belirtmektedirler.

A. O. Radke, 1973 yılında, traktör sandalyelerinde ölçülmesi gereken büyüklükleri, sandalyelerin fonksiyonlarını ve insanın titreşime karşı reaksiyonunu belirlemiş, sandalye ölçüleri ile sandalyelerin traktörlere yerleşim ölçüleri üzerinde geniş incelemelerde bulunmuştur. Sandalyelerin titreşim yalıtımları, sürücüye gelen titreşimlerin ölçülmesi ve değerlendirilmesi konularını incelemiştir.

Titreşim ortamında insan toleranslarının değerlendirilmesi için ilk önemli standart çalışması 1963 yılında Alman Mühendisler Birliği (VDI) ne aittir. 2057 nolu bu yayında insan toleransları, titreşim frekansına bağlı olarak (K) duyarlılık katsayıları ile belirtilmiştir.

J. G. Wendenborn, 1966 yılında yaptığı bir çalışmada, tarım makinalarına ait titreşim kaynağını oluşturan tarla ve yol yüzeylerindeki engebelerin düzensizliklerini incelemiş, toprak yüzeyi özellikleri ile taşıt titreşimleri arasındaki ilişkileri araştırmıştır. Yoldaki engebelerin istatistiksel olarak tanımlanabilecek değişkenler olduğunu belirtmiş, tarla yüzeyi ve tarla koşulları düzensizliklerinin tanımı için spektral enerji eşitlikleri geliştirilmiştir.

J. Matthews ve A. P. Just, 1967'de tarım mühendisliğinde ergonomik uygulamaların gelişimini incelemişlerdir. Bu çalışmada, traktör ergonomik özellikleri ile traktör sandalyelerinin titreşim yalıtımı açısından önemi üzerinde durulmuştur. Aynı yıl C.W.Barson ve arkadaşları taşıt ve tekerlek titreşim çalışmalarını derlemişlerdir. Yine aynı yıl B. K. Huank ve C. W. Suggs, traktör sürücülerinin titreşim özellikleri üzerinde yaptıkları bir çalışmada, tekerlek ve toprak yüzeyinden gelen random titreşimlerin üretilmesinin güç olduğunu belirterek, sinüzoidal titreşim üreteçleri ile traktör titreşimi konusunda araştırmalarını yürütmüşlerdir. Bu çalışmada ayrıca insanın bel, göğüs ve baş gibi organlarının titreşim iletkenlikleri, titreşim etkisinde kalp hızı, solunum oranı, oksijen tüketimi gibi fizyolojik özellikleri araştırılmıştır.

D. J. Hilton ve R. M. Stayner, 1972 yılında Londra'da toplanan "Titreşim Yalıtım Sempozyumu" na sundukları bir bildiride, traktör titreşimlerini 0-15 Hz ve 15-150 Hz olarak iki guruba ayırarak özelliklerini incelemişler, yalıtımın yararına değinerek titreşime karşı insan toleranslarını açıklamışlardır. Aynı bildiride ayrı ayrı, sandalye, kabin ve taşıt titreşim özellikleri ile yalıtım olanaklarının ekonomik durumu incelenmiştir.

1972 yılında V. H. Göhlich ve R. Köpper tarafından traktörlerde titreşim etkileri ve yalıtım olanakları derlenmiştir.

N. Unala, 1975'de tarım traktörlerinde kullanılan sandalyelerin titreşim yalıtım özellikleri ile sandalye ömürlerine ilişkin araştırma sonuçlarını yayınlamıştır. Araştırmada sandalye yalıtım tipleri sınıflandırılmış, sandalye ömrüne etkili faktörler üzerinde durulmuştur.

H. Helms, 1976 'da traktör sandalyesi titreşimlerini teorik olarak incelemiştir.

Aynı yıl Alman Mühendisler Birliği (VDI) 1963'de ilk kez yayınlanan 2057 nolu, titreşimlerin insan tolerans sınırlarına, ilişkin standart çalışması küçük bazı değişikliklerle yeniden yayınlanmıştır. Bu standartta titreşim nicelikleri frekansa bağlı olarak (K) duyarlılık eğrileri belirtilmektedir.

1974'de Uluslararası Standartlar Organizasyonu (ISO) insanın titreşim niceliğine karşı tolerans sınırlarının geliştirilmesi için 2631 nolu rehberi yayınlamıştır. Rehberde titreşime karşı toleranslar, çalışma süreleriyle belirtilmiş, değişik makina ve ortamlarda titreşim etkisinde çalışma koşullarının değerlendirilmesi yapılmıştır. Bu güne değin hiçbir önemli değişime ugramayan bu rehber hâlâ titreşim çalışmalarının en önemli ve değişmez kaynağını oluşturmaktadır.

A. Saral, 1976'da "Yerli Yapı Traktörlerinde Oturma Yerlerinin Sürücüye Olan Etkileri" adlı doktora çalışması ile dişey traktör titreşimlerinde lastik basıncının ve bazı sandalye özelliklerinin etkilerini araştırmıştır. Araştırmacı kullanılan sandalyelerin titreşim özelliklerinin kabul edilebilir değerlerden çok yüksek olduğunu, titreşim boyutlarının lastik basıncı ve ilerleme hızına bağlı olarak değiştiğini belirtmektedir.

1978 yılında tamamlanan A. Sabancı'nın doktora çalışmasının bir bölümü traktörlerin titreşim özelliklerine iliskindir. Bu çalışmada Türkiye'de en çok kullanılan 11 traktörün yapay deney yolunda sandalye ve çatılarına ait 3 yönlü titreşim ivmeleri saptanmış, elde edilen değerler

ISO süre ölçütleriyle kıyaslanmıştır. A.Sabancı'nın 1984 de yayınlanan diğer bir çalışmada, ülkemizdeki tarım traktörlerinde titreşim sorunlarını açıklayabilmek için traktör, sandalye ve sürücünün temel titreşim ve yalıtım olanakları incelenmiştir.

E. Dokumacı, Sınai Eğitim ve Geliştirme Merkezi (SEGEM) tarafından düzenlenen "Titreşim ve Titreşimin Tasarıma Etkileri" konulu seminer için hazırladığı notlar da, titreşimleri sınıflandırmakta, titreşim yalıtım teorisini incelemektedir.

H. Dinçer, "Ergonomi ve Tarım Tekniğindeki Yeri" adlı kitabında titreşimi bir cismin zamana bağlı olarak düzenli veya düzensiz yerdeğişimi olarak tanımlayarak, titreşimin ergonomik yönden önemine değinmiş ISO ve VDI toleranslarına ait genel bilgileri özetlemiştir.

1973 yılında J. Zander tarafından yayınlanan "Ergonominin Temel İlkeleri" konusundaki ders notu 1980 yılında A. Sabancı tarafından Türkçeye çevrilmiştir. Bu kitapta kendi yürür tarım makinalarının titreşim özellikleri incelenmiş, insan tolerans ölçütleri açıklanmıştır.

M. Karabatur, 1975 de tamamladığı master çalışmasını tamamen teorik olarak yürütmüştür. Tarla yüzeyinde hareket ettiği kabul edilen iki boyutlu bir traktör modeline ilişkin sandalye askı sisteminin optimizasyonu ile ilgili çalışmalarda bulunmuştur. Pasif sandalye askı sistemlerinin titreşim yönünden yeterli olabileceği sonucuna varmıştır.

1979 yılında konuyla ilgili iki önemli araştırmadan biri M. Graef'e aittir. Bu çalışmada traktör sandalyelerinde yalıtımın sürücü titreşim zorlamasına etkileri in-

celenmiştir. Çalışmada sandalye yalıtım özellikleri ile sürücü ağırlığı, sandalye yay sertliği ve sönümlemesinin etkileri incelenmiştir. Aynı yıl yapılan ikinci önemli yayın, Fransız Normalizasyon Örgütü (AFNOR) ne aittir. Bu çalışmada traktör sandalyelerinin dinamik titreşim özelliklerinin deney ve araştırmasında kullanılacak yöntemler açıklanmaktadır. Bu yöntemler sinüzoidal ve random titreşim üreteçlerinde yapılan deneyler olarak iki guruba ayrılmaktadır. Sinüzoidal titreşim uyarımının, sandalyelerin sönümleme kalitesinin ölçülmesi, random uyarımların ise gerçek koşullarda sandalye yeteneklerinin ölçülüp değerlendirilmesinde kullanılması gerektiği belirtilmektedir.

3. TRAKTÖR SÜRÜCÜ SANDALYESİNDE TİTREŞİM ETKİLERİNİ AZALTMAK AMACIYLA ÖNERİLEN VE YAPILAN ÇALIŞMA

Traktörlerde pasif yalıtım sistemli sandalyelerle titreşim iletimini başarılı bir şekilde sönmölemek için yalıtım elemanları (yay ve hidrolik sönmöleyici) bağlantılarının sürücü ağırlığına göre ayarlanabilir olması önerilmektedir (Graef, 1979).

Traktör sürücü sandalyelerinin doğal frekans ve sönmöleme değerleri sürücü ağırlığına göre değişmektedir. Ayrıca hafif sürücü durumunda, sandalyenin düşey doğrultuda yer değiştirmesi ve titreşim yükü ağır sürücüye nazaran daha fazladır. Bu dezavantajların giderilmesi için mümkün olan teknik olanaklar aşağıda incelenecektir.

3.1 Yay Öngerilmesinin Ayarlanması

Normal ağırlıktaki sürücüler için yapılan, yük ayar konumu değiştirilemeyen sandalye aşağı ve yukarı eşit miktarda hareket eder. Daha ağır veya daha hafif sürücü durumunda ise sandalye aşağı veya yukarı çarpar. Yay öngerilmesinin değiştirilmesiyle (ayarlanmasıyla), yük ayar konumu ayarlanabilir. Sandalyede yük ayarı, sandalyenin yük ayar sistemi uzanımının orta konumuna getirilmesi için yapılmaktadır. Böylece sandalye, üzerindeki yük ile düşey yönde aşağı ve yukarı eşit miktarda hareket olanağına sahip olur.

Sandalye sisteminde kuvvetlerin dengesi:

$$F = F_0 + k(X_s - X) \quad \dots \dots \dots (3.1)$$

eşitliği ile ifade edilebilir.

Burada:

F = Sürücünün sandalyeye uyguladığı kuvvet (kg)

F_0 = Öngerilme kuvveti (kg)

k = Yay katsayısı (kg/cm)

X = Traktör gövdesinin yer değiştirmesi (cm)

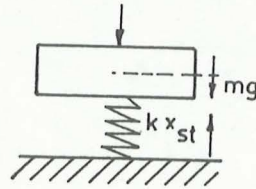
X_s = Sandalyenin yer değiştirmesi (cm)

dir.

(3.1) nolu denklemde ifade edildiği gibi, (F_0) yay öngerilmesinin sürücü ağırlığına göre değiştirilmesiyle sandalyenin aşağı ve yukarı vurması önlenir.

3.2 Sistemin Yay Katsayısının Ayarlanması

Sekil 3.1 de görüldüğü gibi sabit bir zemin üzerinde dikey olarak duran bir yay, yay üzerine konan bir kütle, basit bir titreşim sistemini oluşturur. Bu sisteme bir kuvvet etki ettirilirse, sistem dikey doğrultuda titreşim hareketine başlar.



Sekil 3.1 Sönümsüz serbest titreşim sistemi
(Palavan, 1973).

Bir süre sonra bazı iç ve dış kuvvetlerin etkisiyle durur. Sönümsüz serbest titreşim hareketi dışarıdan hiç bir kuvvet etki etmeksizin sonsuza kadar devam ettiği var sayılan kuramsal bir harekettir. Bu sistem dengede iken, kütleye etki eden yerçekimi ivmesinin oluşturduğu kuvvet (ağırlık), yay kuvvetine eşittir ve,

$$m\ddot{X}=kX_{st} \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

eşitliği ile gösterilebilir (Palavan, 1973).

(3.2) nolu eşitliğin çözümü,

$$X=ASinw_{nt}+BCosw_{nt} \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada:

A ve B katsayı,

w_n = Dairesel doğal frekans (rad/s)

dır.

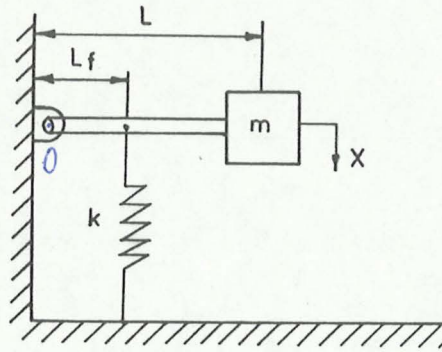
Dairesel doğal frekans, cismin kütlesi ve yalıtım elemanın sertliğine bağlı olarak,

$$w_n = \sqrt{(k/m)} \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

formülü ile ifade edilebilir.

(3.4) nolu denklemde görüldüğü gibi değişen sürücü ağırlıklarında sistemin doğal frekansının sabit tutulması, yay katsayısının sürücü ağırlığına ayarlanmasıyla mümkündür.

Yay öngerilmesinin değiştirilmesiyle sandalyenin değişen sürücü ağırlıklarında aşağı ve yukarı çarpmadan salınım yapması sağlanır. Fakat değişen sürücü ağırlıklarında sandalye sisteminin doğal frekansı değişir. Öngerilmenin değiştirilmesiyle doğal frekansın sabit kalması sağlanamaz. Çünkü doğal frekans yay katsayısına ve kütleyle bağlıdır.



Sekil 3.2 Düşey sarkaç sistemi (Palavan, 1973).

Sekil 3.2 de görülen düşey sarkaç sisteminde kütle- nin salınımları düşey doğrultudadır. Uzunluğu L olan kütsüz ve rijit kiriş bir ucundan mafsallanmış olup, öbür ucunda m kütlelerini taşımaktadır. O noktasından L_f uzaklığında yay katsayısı k olan bir yay yerleştirilmiştir. Küçük salınımlar için hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + k(L_f/L)^2 x = 0 \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

dir. Bu denklemden sönümsüz sistemin doğal frekansı,

$$\omega_n^2 = (k/m)(L_f/L)^2 \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

$$\omega_n = (L_f/L) \sqrt{k/m} \quad \dots\dots\dots (3.7)$$

bulunur. (3.7) eşitliğinden görüldüğü gibi (L_f/L) oranını azaltmakla, sistemin doğal frekansı düşürülebilir. Çünkü yaya tesir eden kuvvet (L/L_f) oranına bağlı olup, belli bir değeri geçmemelidir.

Not: Şuna dikkat etmek faydalı olur ki, incelenen problemde k yayın yay katsayısıdır. Frekans formülüne giren değer bundan farklıdır. (3.6) nolu formülden sistemin yay katsayısının $k(L_f/L)^2$ ye eşit olduğu anlaşılır. Sistemin yay katsayısı doğrudan doğruya aşağıdaki gibi bulunabilir. Kütlenin denge durumundan 1 cm kadar ayrıldığını düşünelim. Bu taktirde kütleye tesir eden ve denge durumuna getirmeye çalışan kuvvet, sistemin yay katsayısına eşit olacaktır. Bu kuvvet F olsun, yaya tesir eden kuvvet $F(L/L_f)$ dır. Diğer yandan yayın uzaması $(L_f/L)*1$ cm olduğundan, yay kuvveti için $(L_f/L)*k$ bulunur. Bu nedenle

$$F(L/L_f) = (L_f/L)k \quad \dots\dots\dots (3.8)$$

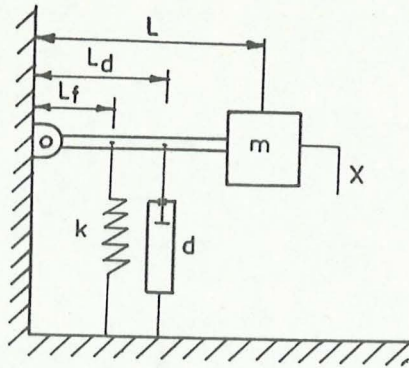
dır. Buradan da,

$$k_s = F = k(L_f/L)^2 \quad \dots\dots\dots (3.9)$$

elde edilir.

3.3 Sistemin Sönüm Sabitinin Ayarlanması

Sürücü ağırlığı azaldıkça, sandalyenin ivmesi artar. Bu demektir ki, titreşim yükü sandalye aşağı ve yukarı çarpmasa bile en küçük ve en büyük sürücü ağırlığı için değişir. Titreşim yükünün sürücü ağırlığından bağımsız olması sönümleme elemanının sönüm sabitinin ayarlanmasıyla sağlanabilir.



Sekil 3.3 Sönümlü titreşim hareketi yapan düşey sarkaç sistemi (Palavan, 1973).

Sekil 3.3 de görülen sistemde O noktasından L_d uzaklığında, sönüm katsayısı d olan bir hidrolik eleman yerleştirilmiştir. Küçük salınımlar için hareket denklemi

$$m\ddot{x} + d(L_d/L)^2\dot{x} + k(L_f/L)^2x = 0 \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

dır.

Sistemin sönümleme katsayısı,

$$d_s = d(L_d/L)^2 \quad \dots\dots\dots (3.11)$$

dır.

Sönüm oranı,

$$D = \frac{(L_d/L)^2 d}{(L_f/L)^2 (km)^{1/2}} \quad \dots\dots\dots (3.12)$$

Sönümlü sistemin doğal frekansı,

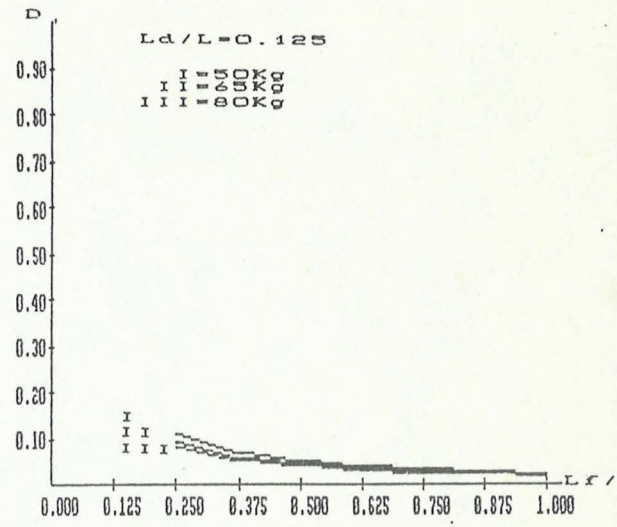
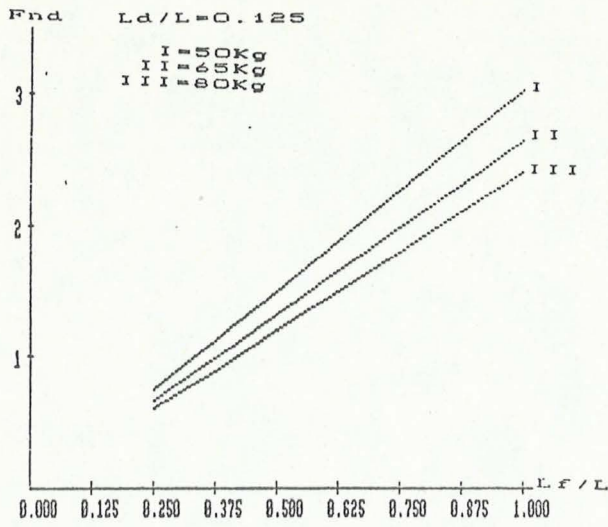
$$w_{nd} = w_n \sqrt{1 - D^2} \quad \dots\dots\dots (3.13)$$

olarak bulunur.

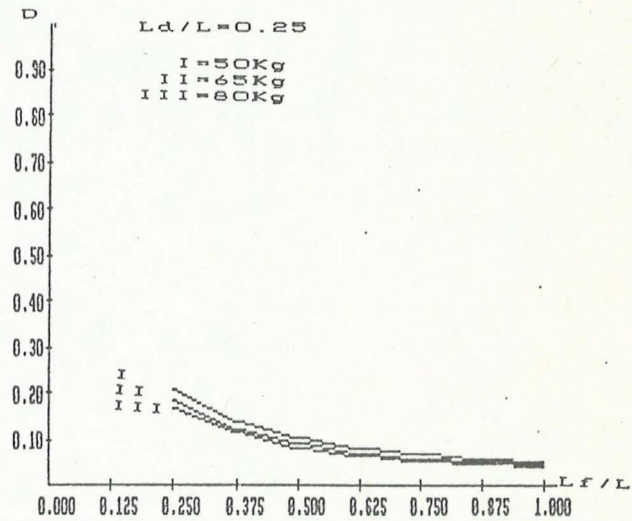
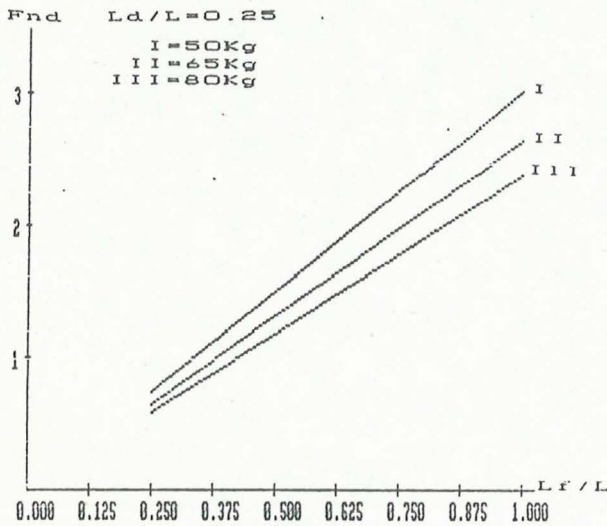
L_f/L ; yayın mesnetten uzaklığının, m kütlesinin ağırlık merkezinin mesnetten uzaklığına oranıdır. L_d/L hidrolik elemanın mesnetten uzaklığının, m kütlesinin ağırlık merkezinin mesnetten uzaklığına oranıdır. (3.7) nolu eşitlikte görüldüğü gibi (L_f/L) oranı artarsa sönümsüz doğal frekans artar. (3.12) nolu eşitliğe göre sönüm oranı, L_d/L ile doğru orantılı, L_f/L ile ters orantılıdır. L_d/L oranı belirli bir değerde sabit tutulup, L_f/L oranı arttırılırsa sönüm oranı düşer, sönümlü doğal frekans değeri büyür. L_f/L oranı azaltılırsa sönüm oranı artar, sönümlü doğal frekans değeri düşer. L_f/L oranı minimum L_d/L oranı maksimum olduğunda sönüm oranı en büyük değerine ulaşır. Ancak L_d/L ve L_f/L değerleri için bazı sınırlar vardır. Örneğin bizim problemimizde $L_d/L=0.875$ veya daha büyük değerleri aldığında minimum L_f/L oranı 0.25 olmalıdır. Eğer L_f/L oranı 0.125 olursa sönüm oranı $D=1.29$ olur. $D>1$ durumunda salınımsız bir hareket vardır. Sistem denge konumundan ayrılmaya zorlansa bile hemen denge konumuna döner. Sönümlü serbest titreşim hareketinin varlığı için $D<1$ olmalıdır.

Sönüm katsayısı $d=0.4$ daNs/cm, yay katsayısı $k=18$ daN/cm olan bir sandalyenin hafif, orta, ağır sürücü için 50-65-80 kg ağırlıklarında yay ve hidrolik elemanın mesnetten uzaklıklarının değiştirilmesiyle, sönüm oranı ve sönümlü doğal frekans değerleri hesaplanmış değerler Çizelge 3.1 de, eğriler Şekil 3.4-3.11 de verilmiştir.

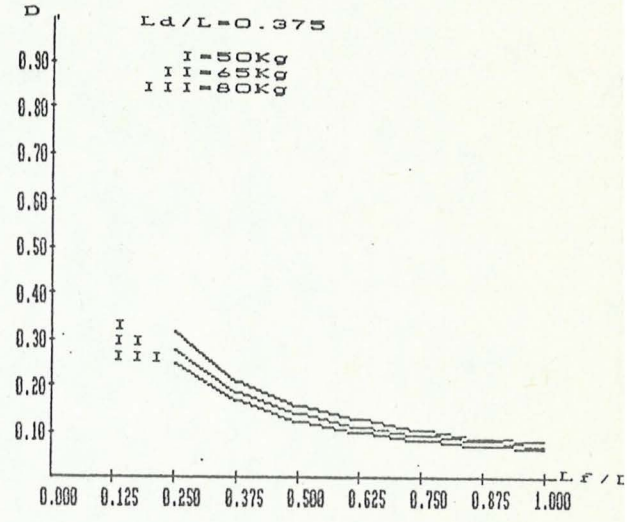
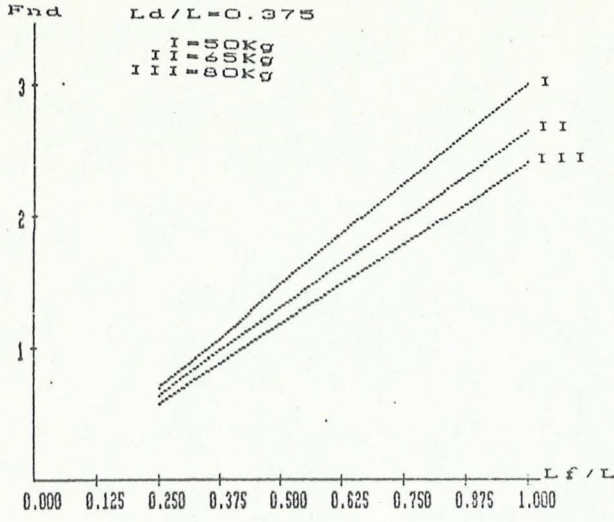
Özetlemek gerekirse, farklı sürücü ağırlıklarında, sistemin yay katsayısı ve sönüm katsayısının ayarlanmasıyla sabit sönüm oranında sandalyenin sönüm hareketi aynı kalır.



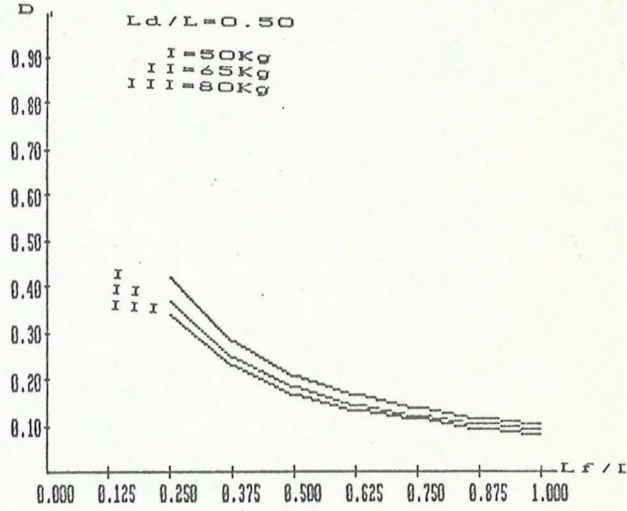
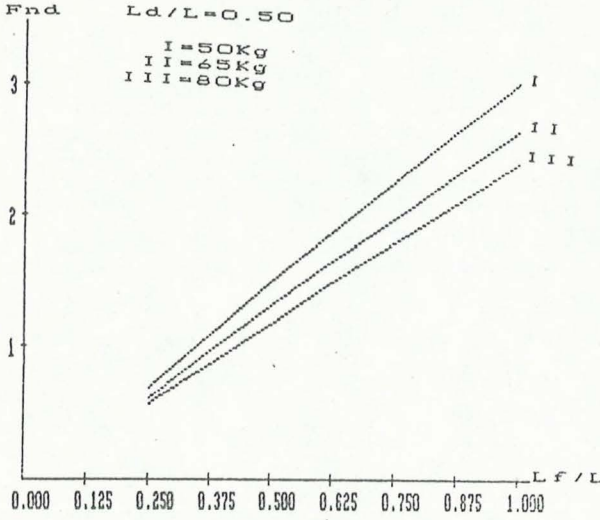
Şekil 3.4. $L_d/L=0.125$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



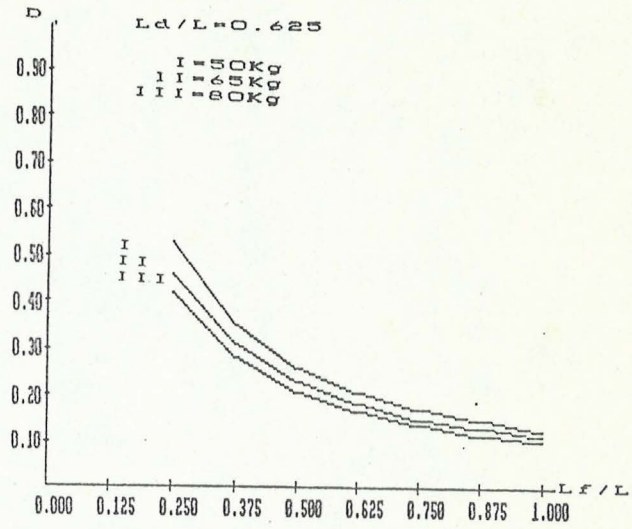
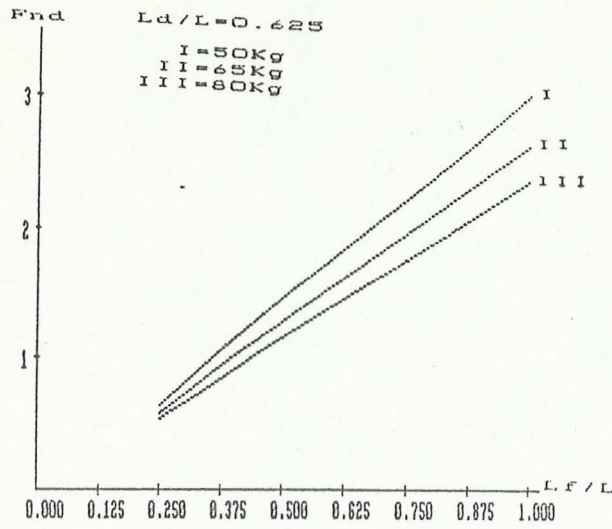
Şekil 3.5. $L_d/L=0.250$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



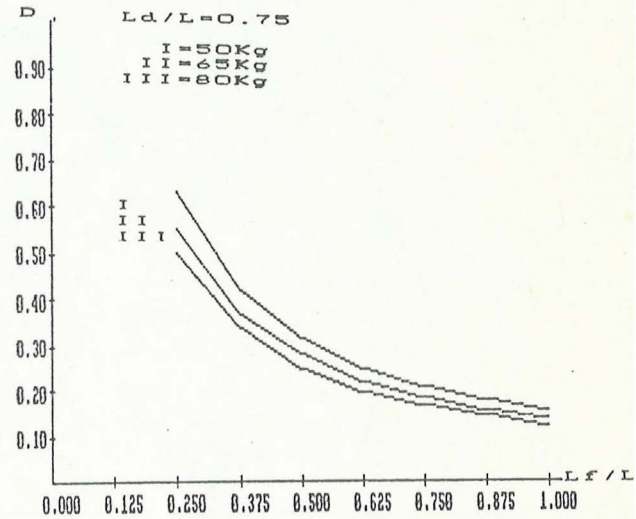
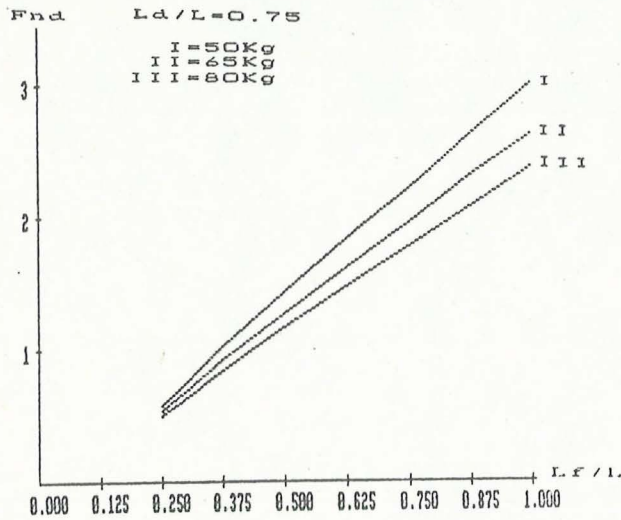
Şekil 3.6. $L_d/L=0.375$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



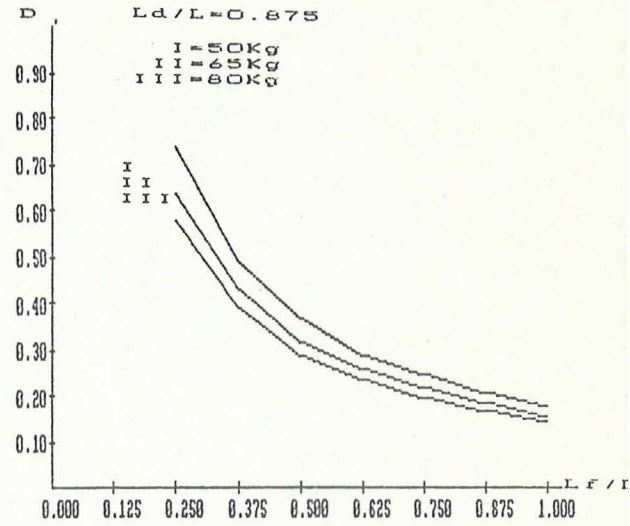
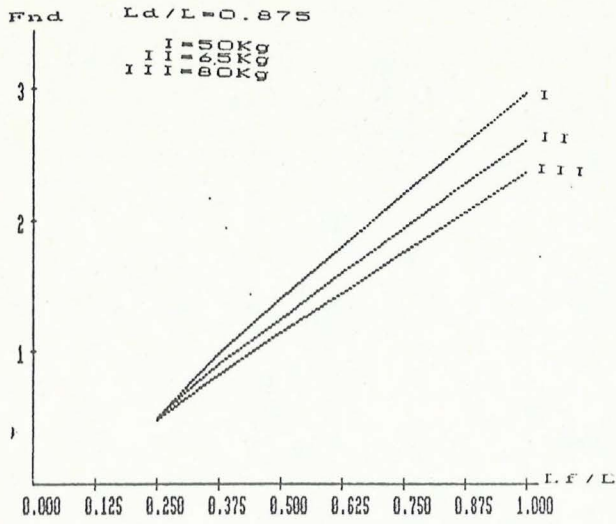
Şekil 3.7. $L_d/L=0.500$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



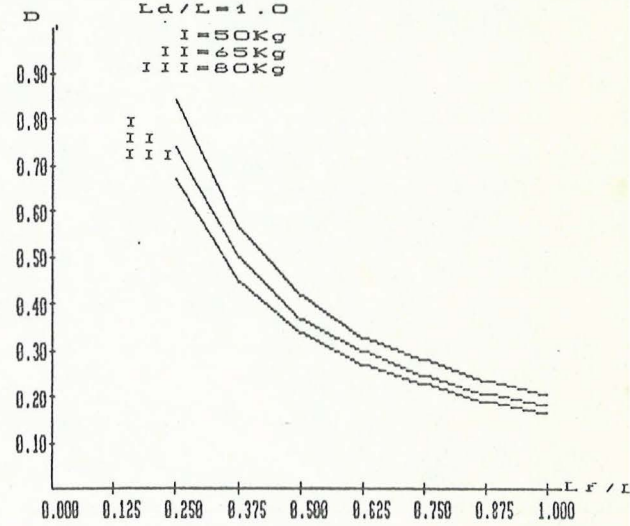
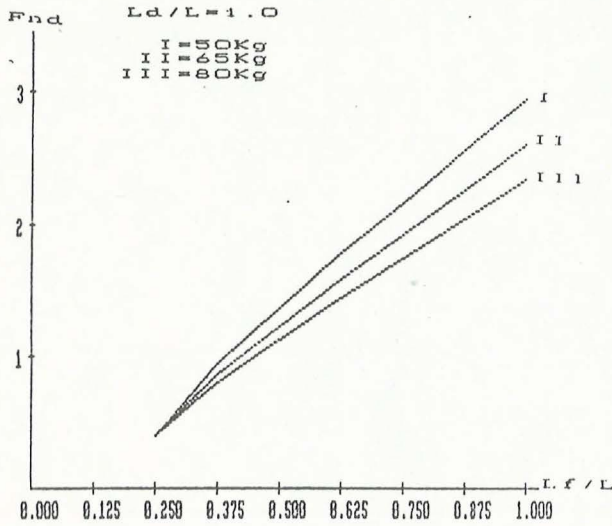
Şekil 3.8. $L_d/L=0.625$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



Şekil 3.9. $L_d/L=0.750$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



Şekil 3.10. $L_d/L=0.875$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi



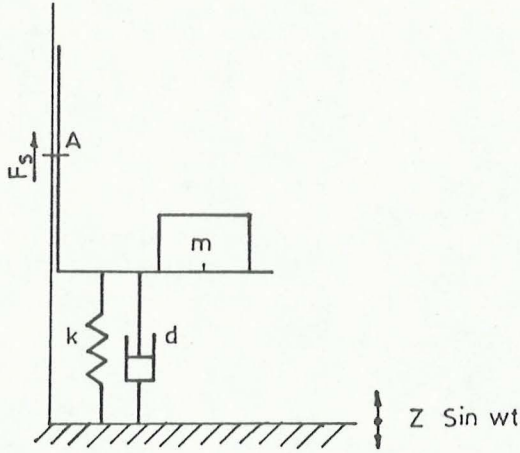
Şekil 3.11. $L_d/L=1.000$ değerinde sönümlü doğal frekans ve sönüm oranının L_f/L oranına göre değişimi

Çizelge 3.1 50-65-80 kg için L_d/L ve L_f/L nin farklı değerlerinde f_{nd} ve D değerleri

L_f/L	50 kg		65 kg		80 kg	
	f_{nd}	D	f_{nd}	D	f_{nd}	D
$L_d/L = 0.125$						
0.250	0.750	0.110	0.660	0.092	0.600	0.084
0.375	1.130	0.070	0.990	0.062	0.089	0.056
0.500	1.510	0.052	1.320	0.046	1.200	0.042
0.625	1.890	0.042	1.660	0.037	1.500	0.034
0.750	2.270	0.035	1.990	0.031	1.800	0.028
0.875	2.640	0.030	2.310	0.026	2.100	0.024
1.000	3.020	0.026	2.640	0.023	2.400	0.021
$L_d/L = 0.250$						
0.250	0.740	0.210	0.650	0.185	0.590	0.167
0.375	1.120	0.140	0.986	0.123	0.890	0.120
0.500	1.500	0.105	1.320	0.092	1.190	0.084
0.625	1.880	0.084	1.650	0.074	1.490	0.067
0.750	2.260	0.070	1.980	0.062	1.790	0.056
0.875	2.637	0.060	2.310	0.053	2.087	0.048
1.000	3.020	0.053	2.650	0.046	2.390	0.042
$L_d/L = 0.375$						
0.250	0.716	0.316	0.640	0.277	0.580	0.250
0.375	1.070	0.210	0.980	0.185	0.880	0.167
0.500	1.490	0.160	1.310	0.139	1.180	0.125
0.625	1.870	0.126	1.645	0.111	1.485	0.100
0.750	2.250	0.105	1.978	0.093	1.780	0.084
0.875	2.630	0.090	2.310	0.080	2.080	0.071
1.000	3.010	0.080	2.640	0.071	2.400	0.063
$L_d/L = 0.500$						
0.250	0.685	0.420	0.615	0.370	0.560	0.340
0.375	1.090	0.280	0.963	0.250	0.870	0.230
0.500	1.480	0.210	1.300	0.185	1.200	0.170
0.625	1.860	0.170	1.640	0.148	1.480	0.134
0.750	2.240	0.140	1.970	0.123	1.780	0.120
0.875	2.620	0.120	2.300	0.106	2.080	0.095
1.000	3.000	0.105	2.630	0.092	2.380	0.084
$L_d/L = 0.625$						
0.250	0.640	0.530	0.580	0.460	0.540	0.420
0.375	1.060	0.350	0.950	0.310	0.840	0.280
0.500	1.460	0.260	1.290	0.230	1.160	0.210
0.625	1.850	0.210	1.630	0.185	1.470	0.167
0.750	2.230	0.176	1.960	0.154	1.770	0.139
0.875	2.610	0.150	2.300	0.132	2.070	0.120
1.000	3.000	0.130	2.630	0.120	2.370	0.104
$L_d/L = 0.750$						
0.250	0.580	0.630	0.550	0.550	0.510	0.500
0.375	1.030	0.420	0.922	0.370	0.840	0.340
0.500	1.430	0.320	1.270	0.280	1.160	0.250
0.625	1.830	0.250	1.610	0.220	1.460	0.200
0.750	2.210	0.210	1.950	0.185	1.760	0.167
0.875	2.600	0.180	2.300	0.158	2.070	0.143
1.000	2.980	0.160	2.600	0.140	2.370	0.125
$L_d/L = 0.875$						
0.250	0.510	0.740	0.500	0.640	0.480	0.580
0.375	0.990	0.490	0.900	0.430	0.820	0.390
0.500	1.400	0.370	1.250	0.320	1.140	0.290
0.625	1.800	0.290	1.600	0.260	1.450	0.240
0.750	2.200	0.250	1.940	0.220	1.760	0.200
0.875	2.580	0.210	2.280	0.185	2.060	0.167
1.000	2.970	0.180	2.600	0.160	2.360	0.146
$L_d/L = 1.000$						
0.250	0.405	0.840	0.450	0.740	0.450	0.670
0.375	0.940	0.560	0.860	0.500	0.800	0.450
0.500	1.370	0.420	1.230	0.370	1.130	0.340
0.625	1.780	0.330	1.580	0.300	1.440	0.270
0.750	2.170	0.280	1.930	0.250	1.750	0.230
0.875	2.560	0.240	2.270	0.210	2.050	0.190
1.000	2.950	0.210	2.600	0.185	2.350	0.167

3.4. Sandalyenin Hareketini Tanımlayan Diferansiyel Denklem ve Çözümü

Sistem sönümlü zorlanmış titreşim hareketi yapmaktadır, hareket denklemi,



Sekil 3.12 Sandalye ve sürücü titreşim sistemleri benzetim modeli

$$m\ddot{X} + d_s\dot{X} + k_sX = d_s z w \cos wt + k_s z \sin wt \quad \dots\dots (3.14)$$

dir. Burada;

m = kütle (kg)

k_s = sistemin yay katsayısı

z = genlik (m)

d_s = sistemin sönüm katsayısı

dir.

$$m\ddot{X} + d_s\dot{X} + k_sX = 0 \quad \dots\dots\dots (3.15)$$

homojen diferansiyel denklemin çözümü,

$$X_h = e^{-\delta t} (C \cos w_{ndt} + D \sin w_{ndt}) \quad \dots\dots (3.16)$$

dir. Homojen olmayan kısmın X_0 çözümü ise,

$$X_0 = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (3.17)$$

$$\dot{X}_0 = -A \omega \sin \omega t + B \omega \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (3.18)$$

$$\ddot{X}_0 = -A \omega^2 \cos \omega t - B \omega^2 \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (3.19)$$

$$(k - m\omega^2)A + d_s \omega B = d_s \omega z$$

$$-d_s \omega A + (k - m\omega^2)B = k z$$

$$A = \frac{d_s \omega z (k_s - m\omega^2) - d_s \omega k_s z}{(k_s - m\omega^2)^2 + d_s^2 \omega^2} \quad \dots\dots\dots (3.20)$$

$$B = \frac{k_s z (k_s - m\omega^2) + d_s^2 \omega^2 z}{(k_s - m\omega^2)^2 + d_s^2 \omega^2} \quad \dots\dots\dots (3.21)$$

veya,

$$X = C_b \sin(\omega t - \xi) = C_b \cos \xi \sin \omega t - C_b \sin \xi \cos \omega t \quad \dots\dots (3.22)$$

$$C_b \sin \xi = A \quad C_b \cos \xi = B \quad \tan \xi = -(A/B)$$

$$C_b = \sqrt{A^2 + B^2} \quad \dots\dots\dots (3.23)$$

$$C_b = z \sqrt{\frac{k_s^2 + d_s^2 \omega^2}{(k_s - m\omega^2)^2 + d_s^2 \omega^2}} \quad \dots\dots\dots (3.24)$$

$$X_0 = C_b \sin(\omega t - \xi) \quad \dots\dots\dots (3.25)$$

$$X_{\text{genel}} = X_h + X_0 \quad \dots\dots\dots (3.26)$$

$$X_{\text{genel}} = e^{-\delta t} (C \cos \omega_n t + D \sin \omega_n t) + C_b \sin(\omega t - \xi) \quad (3.27)$$

$$X_{\text{genel}} = -\delta e^{-\delta t} (C \cos \omega_n t + D \sin \omega_n t) + e^{-\delta t} \omega_n (-C \sin \omega_n t + D \cos \omega_n t) + C_b \omega \cos(\omega t - \xi) \quad (3.28)$$

$$t = 0 \text{ da} \quad x_{\text{genel}} = 0 \quad (1)$$

$$\dot{x}_{\text{genel}} = 0 \quad (2)$$

$$(1) \text{ den} \quad C - C_b \sin \bar{\phi} = 0$$

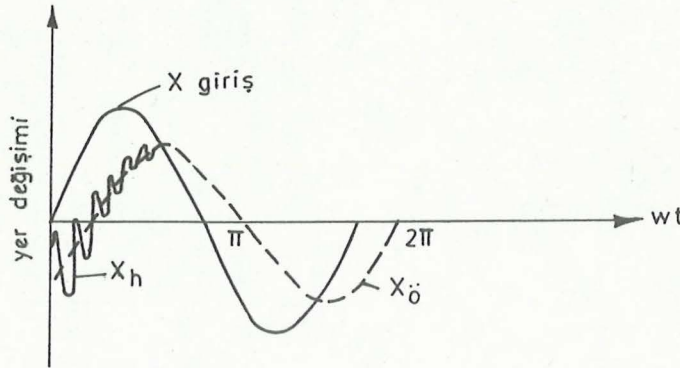
$$(2) \text{ den} \quad -C + w_{nd} D + C_b w \cos \bar{\phi} = 0$$

$$C = C_b \sin \bar{\phi} \quad \dots \dots \dots (3.29)$$

$$D = ((\delta / w_{nd}) \sin \bar{\phi} - (w / w_{nd}) \cos \bar{\phi}) C_b \quad \dots \dots \dots (3.30)$$

$$x_{\text{genel}} = e^{-\delta t} C_b \sin(w_{nd} t - \psi) + C_b \sin(w t - \bar{\phi}) \quad \dots \quad (3.31)$$

$$\tan \psi = \frac{-\sin \bar{\phi}}{(\delta / w_{nd}) \sin \bar{\phi} - (w / w_{nd}) \cos \bar{\phi}} \quad \dots \dots \dots (3.32)$$



Sekil 3.13 Sönümlü zorlanmış titreşimlere ait çözümün grafik gösterimi.

Görülüyor ki, genel çözüm iki ayrı terimin toplamından meydana gelmektedir. Birinci terim sönümlü titreşim hareketini, ikinci terim ise periyodu $T = (2\pi/w)$ olan bir basit harmonik hareketi temsil etmektedir. Birinci terim önemini kaybettiğçe, bu terim önem kazanır. Ve sonunda

tüm hareket bu terimle kontrol edilir. Bu nedenle birinci terim "geçici hal" terimi ve ikinci terim "kararlı hal" terimi olarak bilinir. Yukarıdaki denklem uyarınca belirli bir süre sonra cisim w açısal hızı ile belirlenen bir basit harmonik hareket yapar. Hareketin genliği w 'nin fonksiyonudur. Genlik C_b ile gösterilirse,

$$C_b = z \sqrt{\frac{k_s^2 + d_s^2 w^2}{(k_s - m w^2)^2 + d_s^2 w^2}} \dots\dots\dots (3.33)$$

Burada, $w = 0$ ise $C_b = z$
 $w = \infty$ ise $C_b = 0$ olur.

$0 < w < \infty$ durumunda $C_b(w)$ nasıl bir değer kazanır. Bunu araştıralım.

$C_b(w)$ 'nin w 'ya göre türevi alınır ve sifıra eşitlenirse $C_b(w)$ 'nin değerinin (genliğin) maksimum olduğu frekans değeri bulunur. Bu değere rezonans frekans değeri denir. Bulduğumuz bu frekans değeri, iletkenlik formülünde yerine konursa, iletkenliğin maksimum olduğu uyarı frekansı bulunur. Bulduğumuz bu değer sistemin sönümlü doğal frekansıdır.

$$N = \sqrt{\frac{1 + ((2d_s/d_{kr})(w/w_n))^2}{(1-(w/w_n)^2)^2 + ((2d_s/d_{kr})(w/w_n))^2}} \dots\dots\dots (3.34)$$

Burada:

w = uyarı frekansı (rad/s)
 w_n = doğal frekans (rad/s)
 d_s = sistemin sönüm katsayısı (kgs/m)
 d_{kr} = kritik sönüm katsayısı (kgs/m)
 k_s = sistemin yay katsayısı (kg/m)
 m = kütle (kg)

dir.

4. MATERYAL VE METODLAR

4.1 Materyal

Değişik kaynaklara göre traktör gövdesinin doğal frekansı 3-7 Hz arasındadır. (w_t/w_s) oranının büyüklüğü titreşim yalıtımının başarısını gösterir. Traktör gövdesinin doğal frekansı değiştirilemeyeceğine göre sandalye doğal frekanslarının uygun sınırlara indirilmesi gereklidir.

Sekil 3.4-3.11 deki egrilerde görüldüğü gibi 80 kg için $L_f/L=0.5$ ve $L_d/L=0.5$ iken sönüm oranı $D=0.17$, sönümlü doğal frekans $f_{nd}=1.2$ Hz tir. 50 kg için L_f/L ve L_d/L nin bu değerlerinde sönüm oranı $D=0.21$, sönümlü doğal frekans $f_{nd}=1.48$ Hz tir. 50 kg için $f_{nd}=1-1.2$ Hz civarında olması için $L_f/L=0.4$ 'e yakın bir değerde olmalıdır. Bu durumlar göz önüne alınarak 50-65-80 kg için $f_{nd}=1.0-1.5$ Hz olacak şekilde en uygun L_f/L ve L_d/L oranları seçilerek üç sandalye yapılmıştır. Bu sandalyelerde kullanılan yay ve hidrolik elemanın teknik özellikleri aynıdır, mesnetten uzaklıkları farklıdır.

Her sandalye için yay ve hidrolik elemanın mesnetten uzaklıkları Çizelge 4.1 de belirtilmiştir. Yalıtım malzeme ve elemanlarının genel boyutları Çizelge 4.2 de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Sandalyelerde yay ve hidrolik elemanın mesnet noktasından uzaklıkları

	(L_f/L)	(L_d/L)
I. Sandalye	0.40	0.80
II. Sandalye	0.44	0.87
III. Sandalye	0.46	0.91

L_f = Yayın mesnetten uzaklığı

L_d = Hidrolik elemanın mesnetten uzaklığı

L = m kütesinin ağırlık merkezinin mesnetten uzaklığı

Cizelge 4.2 Yay ve hidrolik elemanın genel boyutları

Yay			
yay boyu	sarım sayısı	tel çapı	helis çapı
200 mm	16 adet	4.8 mm	40 mm
Hidrolik Eleman			
çap	strok	çalışma konumu	
10 mm	65 mm	90°	

4.2 Metodlar

4.2.1 Sandalyelerin Titreşim Özellikleri

4.2.1.1 Sandalye titreşim iletkenliklerinin saptanması

Sandalye titreşim özellikleri, yapay benzeşim yollarında veya titreşim masalarında üretilen titreşimlere karşı sandalye davranışlarının ölçümü ile saptanır. Bu deneylerde temel amaç, sandalye yalıtım sisteminin frekans tepkilerinin ölçülüp değerlendirilmesidir. Diğer deyimle sandalyeye iletilen traktör titreşimlerine sandalye tarafından yapılan etkileri belirtmektir.

Titreşim Üreteci olarak kullanılan değişik tipte titreşim masaları vardır. Mekanik Üretece kıyasla hidrolik ve elektro dinamik titreşim Üreteçleri; genliğin istendiği gibi değiştirilebilmesi, dışardan gerçek tarla koşullarına uygun sinyallerle beslenebilmesi gibi birçok olumlu özelliklere sahiptir. Ancak mekanik titreşim masalarında da sandalye deneylerinin başarıyla yapılabileceği belirtilmektedir (Sabancı, 1984).

Titreşim masasının frekans ve genlik özellikleri

Üretilen sinüzoidal titreşim hareketinde ivmenin 2.....10 Hz arasında sabit kalması için titreşim masası genliğinin 2.5 62.5 mm arasında belirli bir ilişki içinde düzgün değişimi önerilmektedir (EEC, 1978; ISO, 1976/a). Ancak, mekanik üreteçlerde bu şekilde genliğin değişimi oldukça güç, küçük genlikler içinde olanak sızdır.

Bahsettiğimiz uluslararası kuruluşların önerdiği değerler arasında +10 mm'lik optimal bir değer seçilmiştir. Seçimde rol oynayan en önemli ölçüt ISO süre nomogramlarında traktör sürücülerinin etkilendiği maksimum titreşim ivmesidir. Süre nomogramlarında günde 1 dakikalık çalışmaya izin veren maksimum titreşim ivmesi 2.5 m/s²'lik titreşim ivmesidir (ISO, 1974). Sandalye doğal frekanslarının ortaya çıkacağı tahmin edilen 1 4 Hz 'lik titreşim spektrumunda 2.5 m/s²'lik ortalama ivme sağlayacak titreşim masası genliği ±10 mm bulunmuştur.

Deneylerde kullanılan üreteç ±10 mm genlik için tasarılanmıştır. Sinüzoidal titreşim üretmektedir.

Sinüzoidal titreşim hareketinde genliğe bağlı olarak maksimum titreşim ivmesi,

$$\ddot{x}_{\max} = w^2 z \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

eşitliği ile saptanır.

Burada;

$\ddot{x}_{\max}$ = Maksimum titreşim ivmesi (m/s²),

w = Açısal frekans (rad/s),

z = Genlik (m)

dir.

Sinüzoidal titreşim hareketinin ivmesine ait (rms) değeri, maksimum değerin ($\sqrt{2}$)' ye bölümüyle elde edilir.

$$\ddot{x}_{rms} = \frac{\ddot{x}_{max}}{\sqrt{2}} \dots\dots\dots (4.2)$$

olacaktır.

Sürücü ağırlığı benzetimi

Sandalye titreşim özelliklerinin saptanması için en hafif, orta ve en ağır sürücüyü temsilen 50 - 65 - 80 kg olmak üzere üç farklı kütle kullanılmıştır. Kullanılan kütleler metal bloklardır. Metal blokların sürücüyü tam olarak örneklediği söylenemez. Çünkü metal blokların titreşim sinyallerine karşı davranışları ile fizyolojik, fiziksel ve psikolojik özellikleri ile oldukça karmaşık özelliklere sahip insanın titreşim sinyallerine tepkisi farklı olacaktır. Ancak yapılan çalışmalar sandalye deneylerinde sürücü yerine ölü kütle kullanımının olanaklı olduğunu göstermektedir. Çünkü her iki kütle ile yapılan deneylerin rezonans frekansın saptanmasında bir etkisi olmadığı, ölü kütlelerin sadece titreşim iletkenliğini bir miktar yükselttiği saptanmıştır (Sabancı, 1984).

4.2.1.2 Sandalye titreşim iletkenlik eğrileri

Sandalye titreşim özelliklerinin değerlendirilmesi için iletkenlik eğrileri yeterli bilgiye sahiptir (Sabancı, 1984).

Herhangi bir titreşim sisteminin iletkenliği, sisteme giren ve sistemden çıkan titreşim sinyallerinin genlik, hız veya ivme gibi niceliklerinin oranlarıyla belir-

tilebilir (Palavan, 1973). Sandalye deneylerinde ivme oranlarının kullanılması yeglenmektedir (ISO 1976/a).

Deneylerde sandalyenin bağlandığı noktadaki titreşimler, traktör çatı titreşimlerine benzeşim sağladığı için çatı titreşimleri, sandalye yüzeyine ulaşan titreşimler ise sandalye titreşimleri olarak tanımlanmıştır. Titreşim masasına verilen herbir titreşim frekansına karşı sandalye iletkenliği, sandalye titreşim ivmesinin, çatı titreşim ivmesine bölünmesiyle elde edilmiştir.

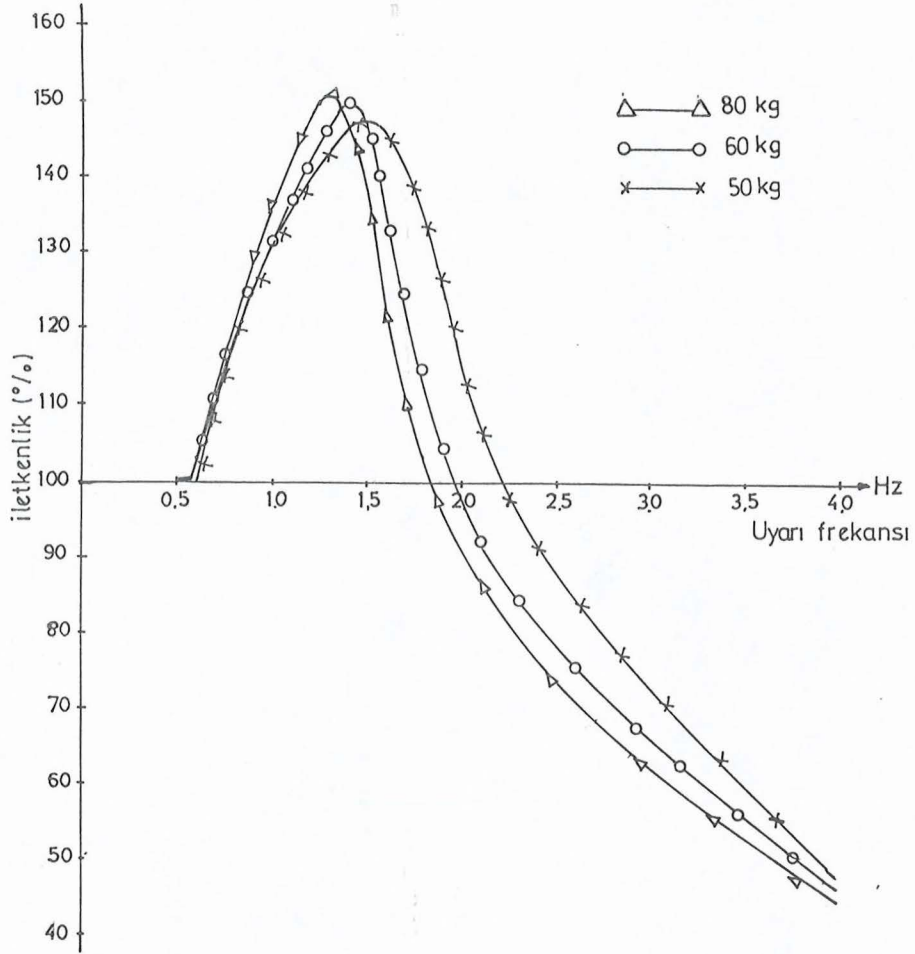
Saptanan bu iletkenlik oranlarından üç şekilde yararlanılmıştır.

1. Sandalye titreşim iletkenlik egrilerinin çizimi,
2. Sandalye doğal frekanslarının saptanması,
3. Sandalye sönümleme değerlerinin saptanması.

Sandalye Titreşim İletkenlik Egrilerinin Çizimi

Bu egrilerin çizimi için 0.5 Hz'den 4.0 Hz'e kadar titreşim üretici ile üretilen titreşim ivmelerine karşı sandalye titreşim ivmeleri ölçülmüş, frekansa bağlı olarak iletkenlik üç farklı kütle (50 - 65 -80 kg) için şekil 4.1 de görüldüğü gibi çizilmiştir.

Görüldüğü gibi iletkenlik, uyarı frekansı sandalye doğal frekanslarına yaklaştığı zaman, sandalyenin uyarı frekansına tepkileri artmaktadır. Bu iki frekans arasındaki oran ($\sqrt{2}$) gibi kritik degere ulaştığında iletkenlik % 100 olmakta, bu değerin üstünde ise iletkenlik oranları azalmaktadır.



Sekil 4.3 Titreşim iletkenlik egrileri

4.2.1.3 Sandalyelerin sönümlü doğal titreşim frekanslarının saptanması

İletkenlik egrilerinin çizimi için 0.5 Hz'den 2.0 Hz'e kadar 0.1 Hz aralıklarla, 2.0 Hz'den 4.0 Hz'e kadar 0.2 ve 0.3 Hz aralıklarla değiştirilen uyarı titreşimlerinde iletkenliğin maksimum olduğu frekans değeri sandalyenin sönümlü doğal titreşim frekansını belirtmektedir.

4.2.1.4 Sandalye sönümleme degerlerinin saptanması

iletkenlik egrileri, daha önce açıklandığı gibi uyarı frekansı ve iletkenlik oranı degerlerine göre çizilmektedir. Bu egrilerde rezonans frekansın altında ve üstünde sönümleme derecesinin etkileri azalır. Sönümlemenin tam etkisi, rezonans frekansta, diğer deyimle iletkenliğin maksimum olduğu frekanslarda ortaya çıkar. Maksimum iletkenlik oranına göre herhangi bir yalıtım sisteminin sönümleme oranı (4.3) nolu eşitliğe dayanarak belirli bir yaklaşım içinde tahmin edilebilir.

$$N = \sqrt{\frac{1 + (2D)^2}{(2D)^2}} \dots\dots\dots (4.3)$$

Burada,

N = iletkenlik (ivme oranı)

D = sönümleme degeri (boyutsuz)

dir.

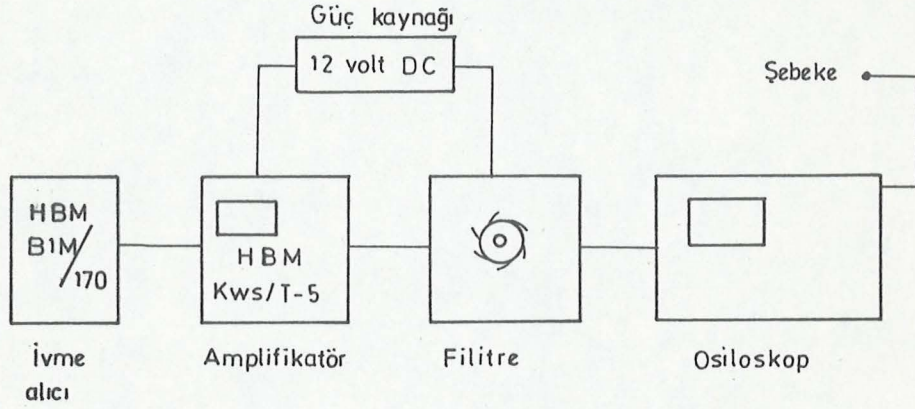
Bu eşitlik (D) sönümleme oranı için çözülürse,

$$D = \sqrt{\frac{1}{4 |N^2 - 1|}} \dots\dots\dots (4.4)$$

şekline girecektir. Eşitlikte tek bilinmeyen iletkenlik titreşim masasında yapılan ölçmeler sırasında saptanmaktadır. Böylece sandalyelerin rezonans koşullarındaki iletkenlik degerlerinden (N) yararlanarak, sönümleme oranları (D) elde edilebilmektedir.

4.2.2 Ölçme cihazları ve güç ünitesi

Deneylerde titreşim ölçmelerinde kullanılan cihazların kombinasyonu ve teknik özellikleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.4 Titreşim ölçme cihazları

İvme alıcının genel özellikleri

Marka	: HBM (1)
Tip	: B1M/170
Maksimum ölçme sınırı	: 50g ($g=9.81 \text{ m/s}^2$)
Dz frekansı	: 170 Hz
Çalışma frekans aralığı	: 0 100 Hz
Hassasiyet	: 40 mV/V
Taşıyıcı frekans	: 5 ; 50 KHz
Çalışma sıcaklığı	: -100..... +50°C

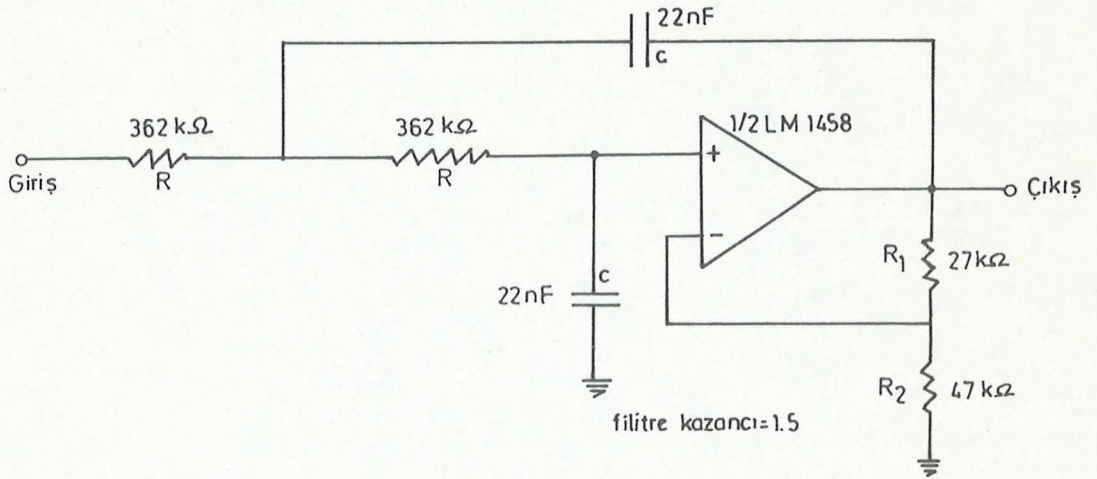
(1) Hottinger Baldwin Messtechnik

Amplifikatörün (yükselticinin) genel özellikleri

Marka	: HBM
Tip	: KWS/T-5
Çalışma gerilimi	: 220 + 20 V
Çalışma frekansı	: 48 - 60 Hz
Çalışma gerilimi (bataryadan)	: 12.6 + 1.2 V
Güçü Sebekeden	: 30 VA
Bataryadan	: 20 W

Filtrenin genel özellikleri

20 Hz'in üzerindeki titreşimleri geçirmeyen (alçak geçiren) filtre kullanıldı. Filtrenin devre şeması şekil 4.3 de verilmiştir.



Şekil 4.5 Filtrenin devre şeması

Katot ışınlı osilografın genel özellikleri

Osilograf, HBM ölçme algılayıcıları (kuvvet, basınç, dönme momenti, genleşme, yol, titreşim, ivme v.b. değerler için) aracılığıyla ve ilgili HBM amplifikatörlerle beraber, özellikle olayların mekaniksel incelenmesine ve aralarındaki ilişkilerin belirlenmesine uygundur.

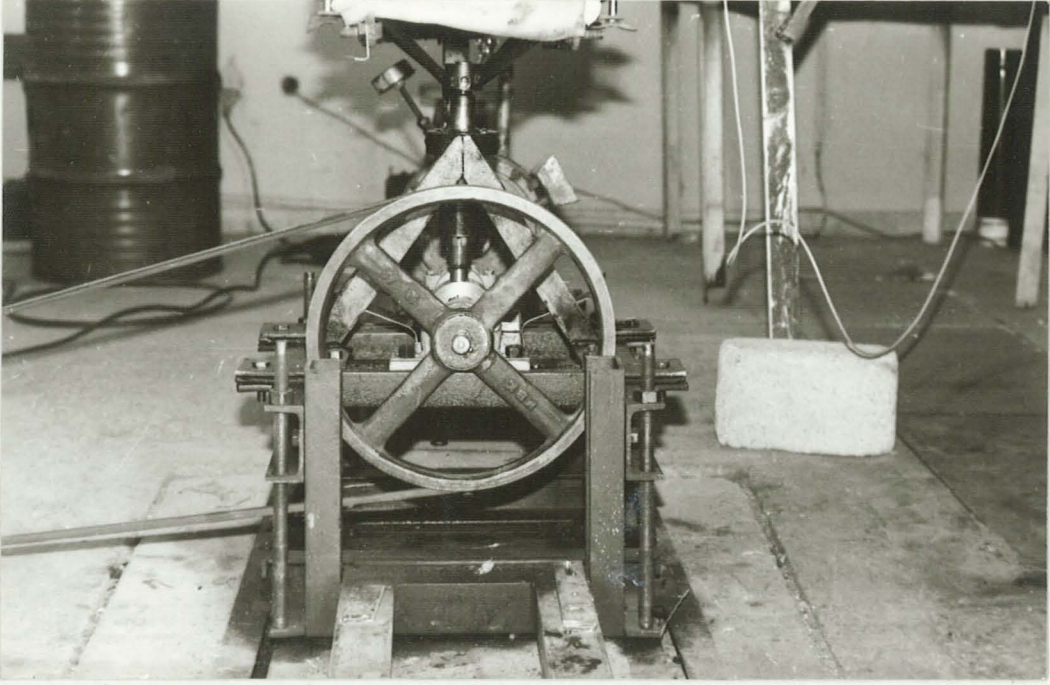
0.5 μ s/cm 'den 500 ms/cm 'ye kadar kademeli olarak ayarlanabilen zaman sapmaları oldukça doğrusaldır. Doğru gerilim girişleri ve 0 - 16 MHz. ölçme genişliğine sahiptir.

Titreşim masasına enerji sağlayan güç ünitesinin (varyatörün) teknik özellikleri

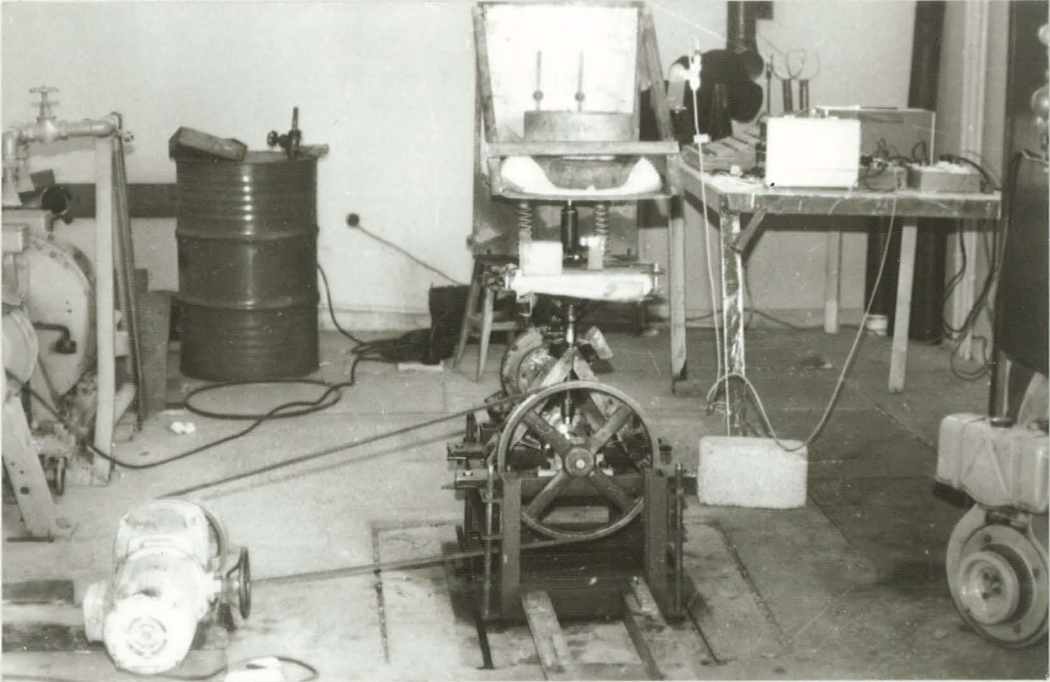
Devri	: 400 d/dk - 80 d/dk
Çalışma gerilimi	: 220 V / 380 V
Çalışma akımı	: 7.6 A / 4.4 A
Gücü	: 3 HP (3 fazlı elektrik motoru)
Güç faktörü	: $\cos\phi = 0.9$

Güç varyatörden, titreşim masasına kayış kasnak mekanizmasıyla iletildi. Kasnakların çapları değiştirilerek, titreşim masasına verilen uyarı frekansı değerleri düzenlendi.

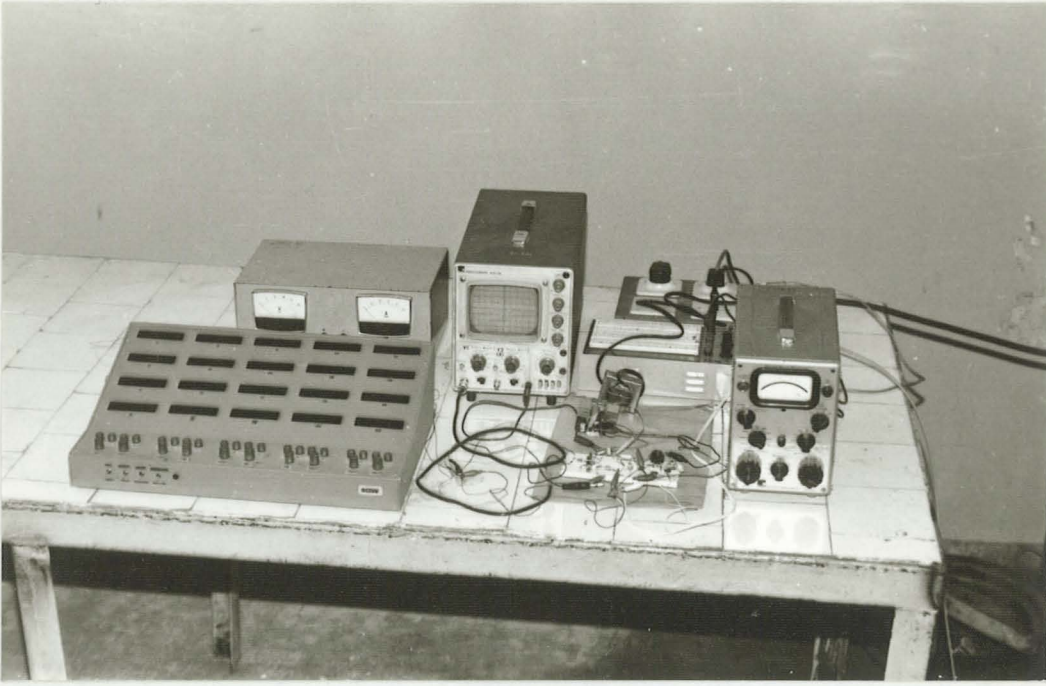
Amplifikatör bir kanallı olduğu için her bir kütlenin değişik frekanslardaki tepkileri 0.5 Hz'den başlayarak 4.0 Hz'e kadar kademeli olarak arttırılmış ve ivme değerleri sadece çatı veya sandalye değerleri olarak saptanmıştır. Sistemin aynı anda sandalye ve çatı titreşimlerinin ölçümü şüphesiz çok daha yararlı olacaktır. Çünkü sandalyeye verilen titreşimlere karşı sandalye titreşimlerinin



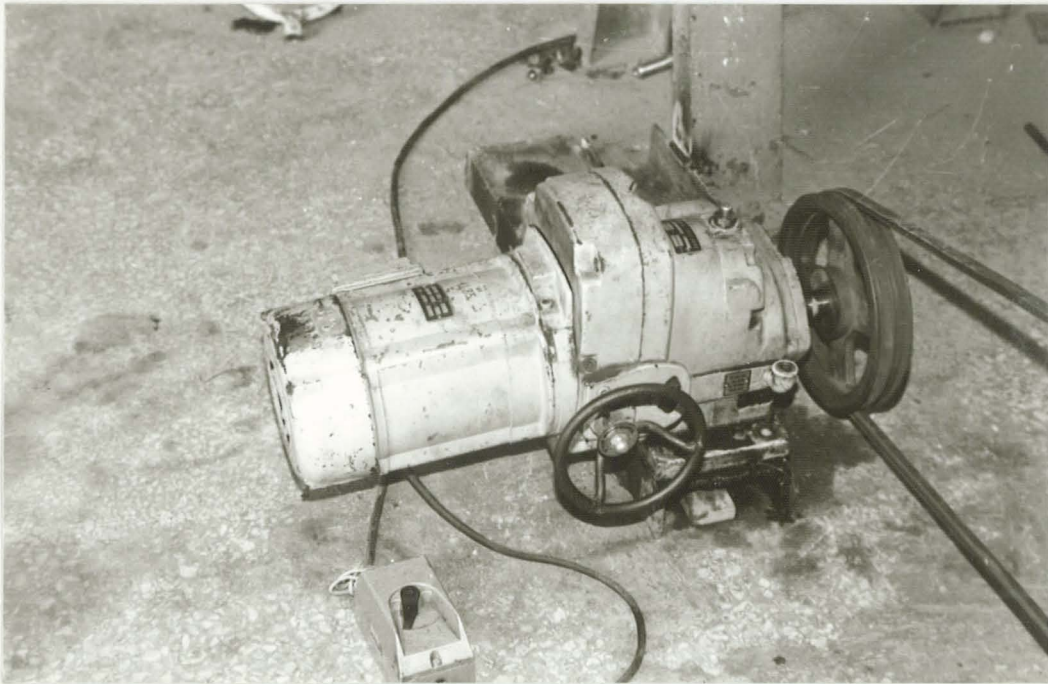
Şekil 4.1 Titreşim masası



Şekil 4.2 Sandalyenin titreşim masasına bağlanması



Şekil 4.6 Deneylerde kullanılan ölçme cihazları



Şekil 4.7 Titreşim masasına enerji sağlayan varyatör

kıyaslanması söz konusudur. Bu olumsuzluğun giderilmesi için ivme alıcı önce titreşim masasına bağlanıp, ölçmeler bu frekansta (3) er tekrarlı olarak yapılmıştır. Titreşim değerleri bu üç değer aritmetik ortalamasıyla elde edilmiştir. Aynı frekans değerinde ivme alıcı sandalyeye bağlanıp 3 değer alınmış, bu üç değer aritmetik ortalamasıyla sandalye titreşim ivmesinin değeri bulunmuştur.

Kalibrasyon

ivme alıcı B1M/170 dik konumda tutuldu. Amplifikatörün ibresi sıfırı gösteriyordu. ivme alıcı önceki konumu ile 180° lik açı yapan konuma getirildi. Amplifikatör 2000 kademesindeydi, 70 birim sapma oldu. Amplifikatörde okunan değer 2g 'ye eşittir ($70 \text{ birim} = 2g$). Üçüncü aşamada ivme alıcı ilk konumu ile 90° lik açı yapan konuma getirildi. Amplifikatörde okunan değer 1g' ye eşittir. Amplifikatör 2000 kademesindeydi 35 birim sapma oldu ($35 \text{ birim} = 1g$). ivme alıcı bu konumda iken amplifikatör 1000 kademesine ayarlandı 70 birim sapma oldu ($1000 \text{ kademe} = 70 \text{ birim} = 1g = 9.81 \text{ m/s}^2$).

Amplifikatörün çıkışı osiloskoba bağlandı. Osiloskop 0.5 V/cm (1 kare = 0.5 Volt) ayarına getirildi, 4 karelik sapma gözlemlendi.

$$70 \text{ birim} = 1g = 9.81 \text{ m/s}^2, \quad 1g = 4 \text{ kare}$$

$$0.5 \text{ volt/cm} * 4 \text{ cm} = 2 \text{ volt}$$

$$1g = 2 \text{ volt} \quad 9.81 \text{ m/s}^2 = 2 \text{ volt}$$

5. DENEY SONUÇLARI VE TARTISMA

5.1 Sandalye İletkenlik Egrileri

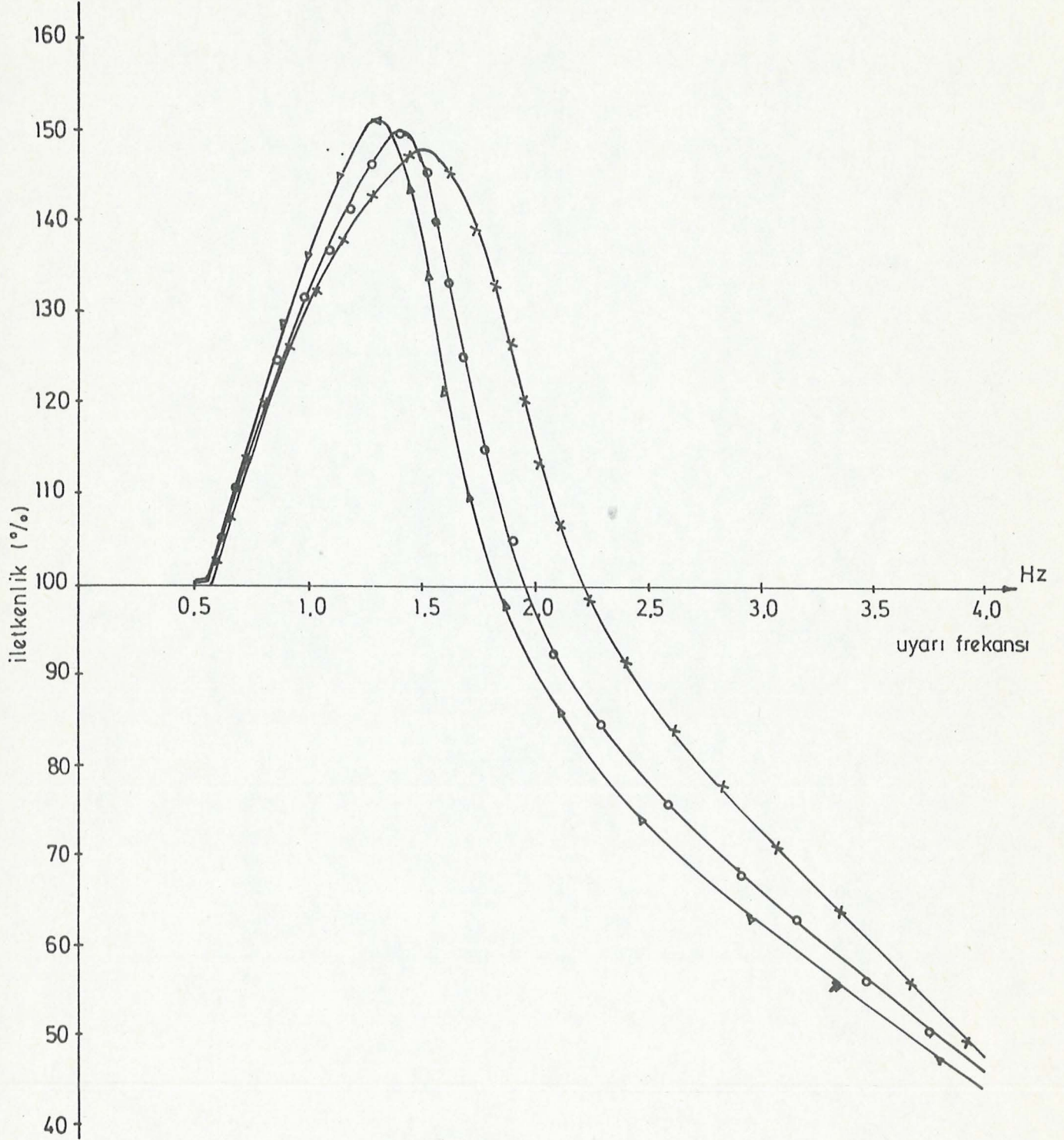
Titreşim masasına bağlanan sandalyelere bilinen özelliklerde titreşim sinyalleri verilmiş, buna karşın sandalyelerde bu sinyalin değişimi incelenerek, sandalyelerin titreşim iletkenlikleri saptanmıştır. İletkenlik egrileri (5.1 - 5.6) nolu şekillerde, elde edilen iletkenlik oranları (5.1 - 5.9) nolu çizelgelerde verilmiştir.

Çizelgelerin ilk sütununda 0.5 - 4.0 Hz arasında değişen uyarı titreşimlerine ait frekanslar, 2. sütunda 50-65 veya 80 kg lık kütlelere karşı sandalyelerde ölçülen titreşim ivmeleri, 3. sütunda uyarı titreşim ivmeleri, 4. sütunda ise sandalye titreşim ivmesinin çatı titreşim ivmesine bölünmesiyle elde edilen (%) iletkenlik değerleri verilmiştir. İletkenlik egrileri bu değerlere göre çizilmiştir. 5-6-7. sütunlarda teorik hesaplarımızda elde ettiğimiz değerler verilmiştir.

İletkenlik egrileri apsiste uyarı frekansları, ordinatta (%) iletkenlik değerleri olan egrilerdir. Egrilerin maksimum noktaları sandalyelerin rezonansa geldiği frekansı, dolayısıyla sandalyelerin doğal frekanslarını göstermektedir. Bu nedenle sandalye doğal frekansları egrilerin maksimum iletkenliklerinin bulunduğu uyarı frekanslarıyla saptanmıştır.

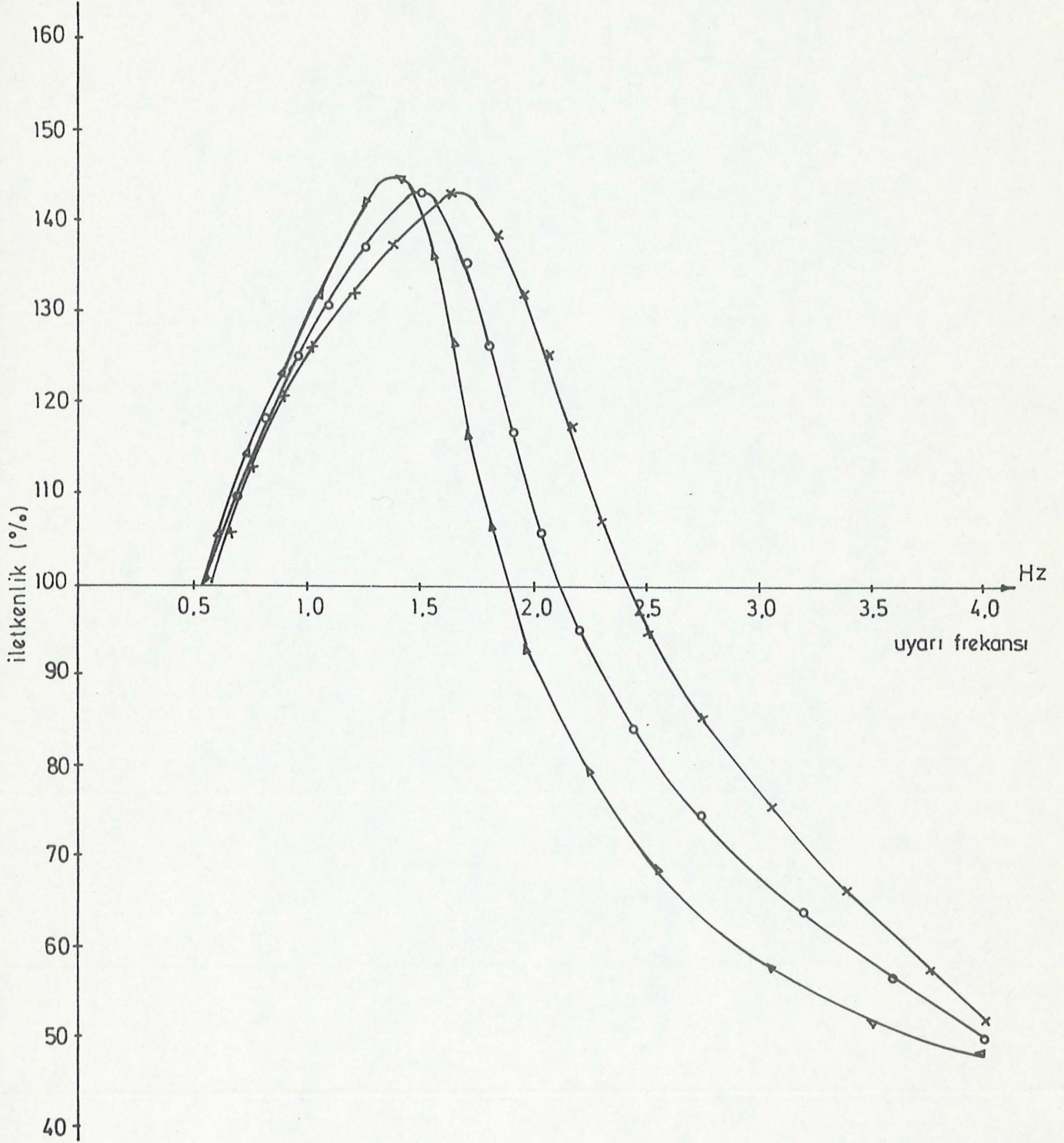
Egrilerin %100 lük yatay eksenden uzaklığı titreşim iletkenliğinin boyutlarını belirtmektedir. Yatay eksen üzerindeki değerler, sandalyenin aldığı titreşim sinyallerini arttırdığını, alttaki değerler ise azalttığını göstermektedir.

△—△ 80 kg
○—○ 65 kg
×—× 50 kg



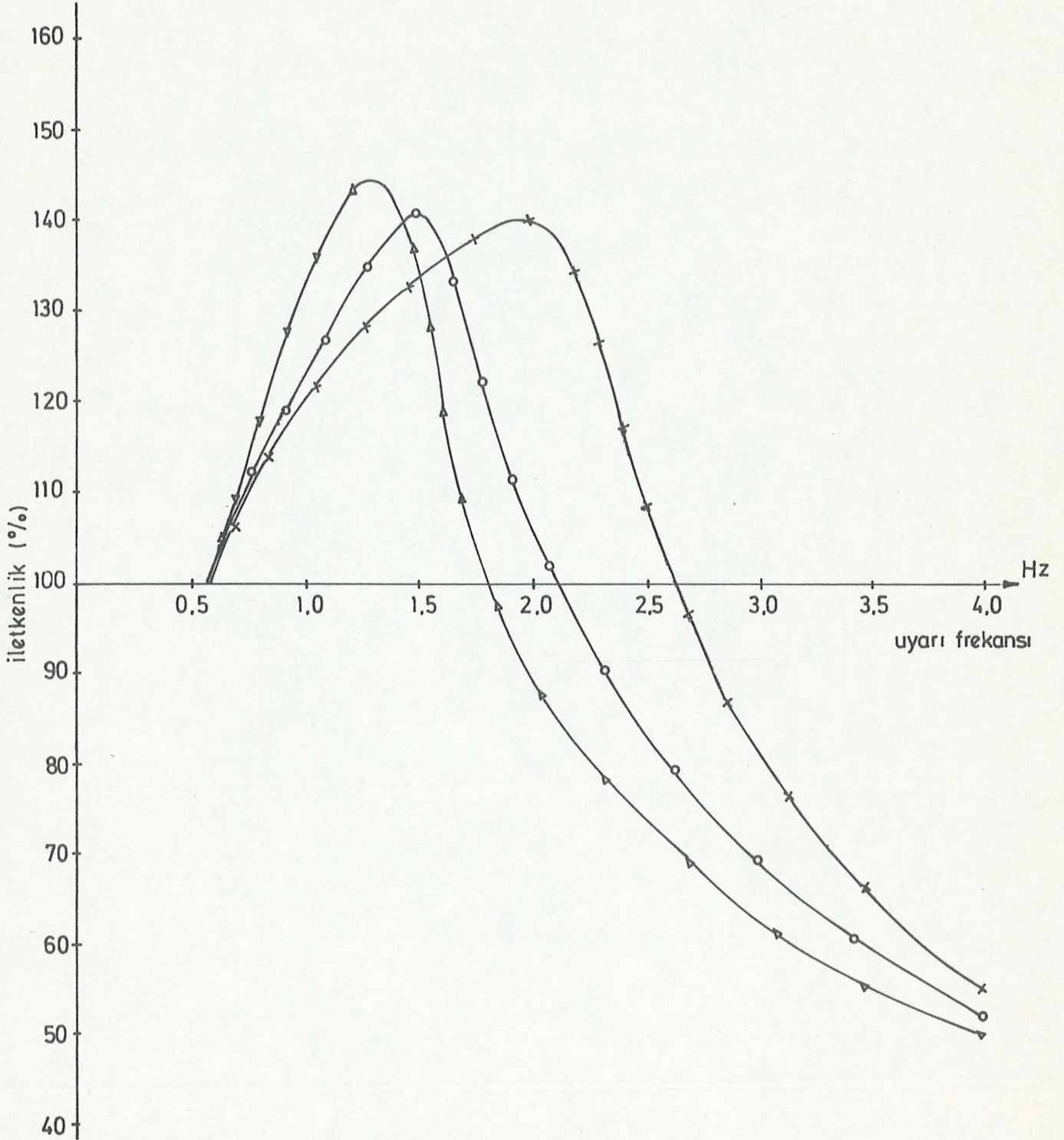
Şekil 5.1 I nolu sandalyenin 50-65-80 kg için titreşim iletkenlik eğrileri

▲—▲ 80 kg
 ○—○ 65 kg
 ×—× 50 kg



Şekil 5.2 II nolu sandalyenin 50-65-80 kg için titreşim iletkenlik eğrileri

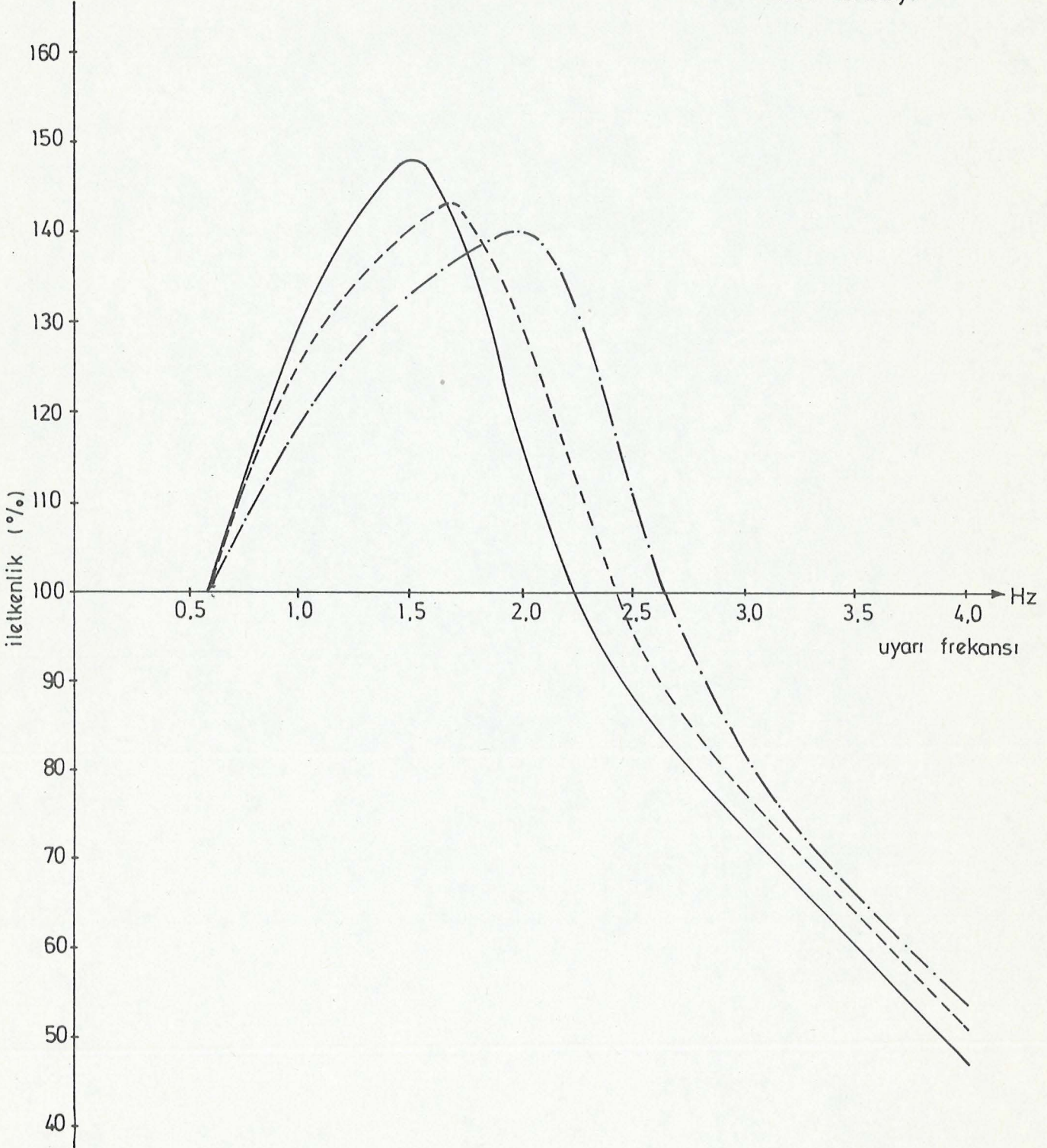
△—△ 80 kg
○—○ 65 kg
×—× 50 kg



Şekil 5.3 III nolu sandalyenin 50-65-80 kg için titreşim iletkenlik eğrileri

50 kg

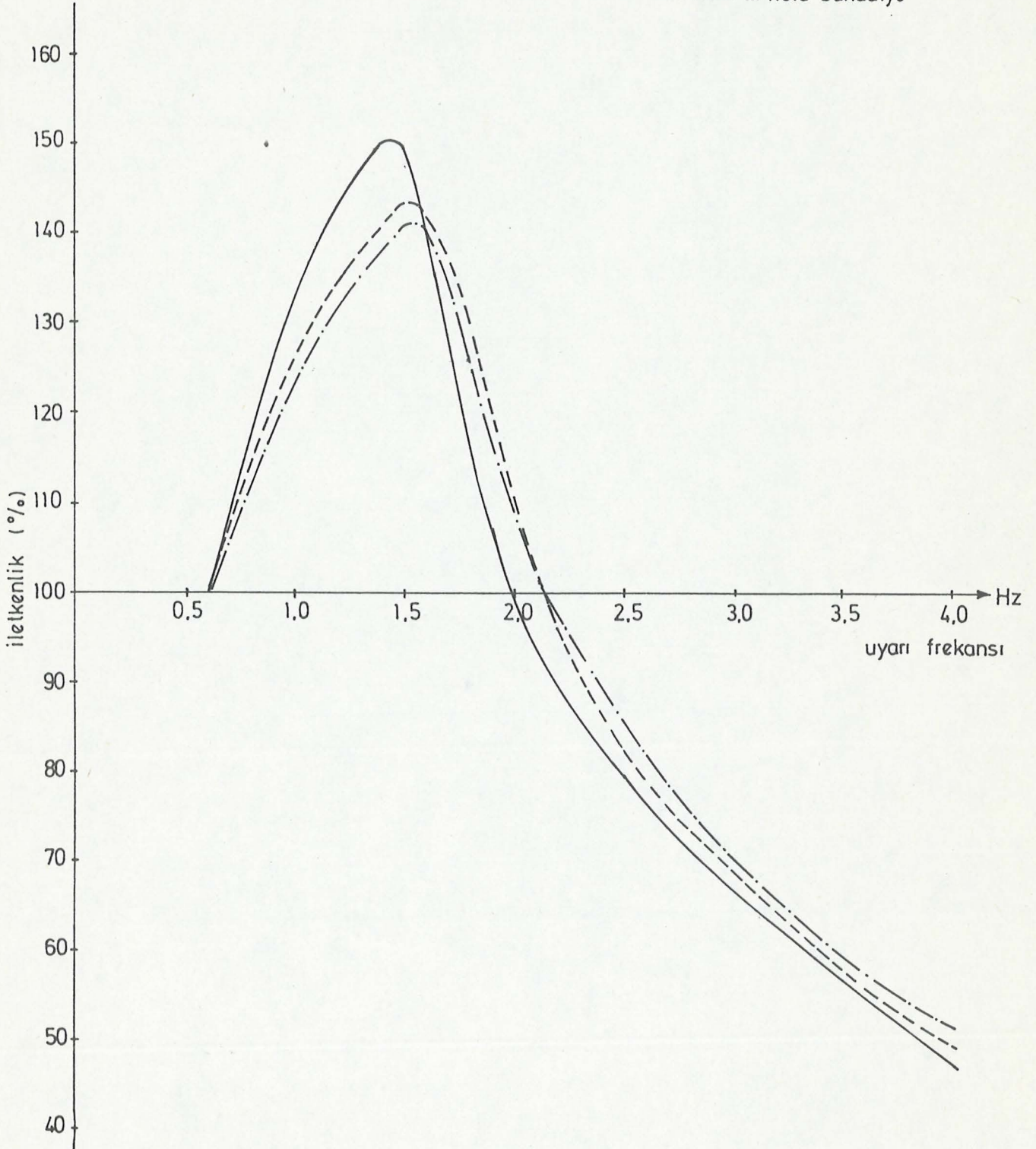
— I nolu sandalye
 - - - II nolu sandalye
 — · — III nolu sandalye



Şekil 5.4 50 kg lık sürücünün I-II-III nolu sandalyelerde titreşim iletkenlik eğrileri

65 kg

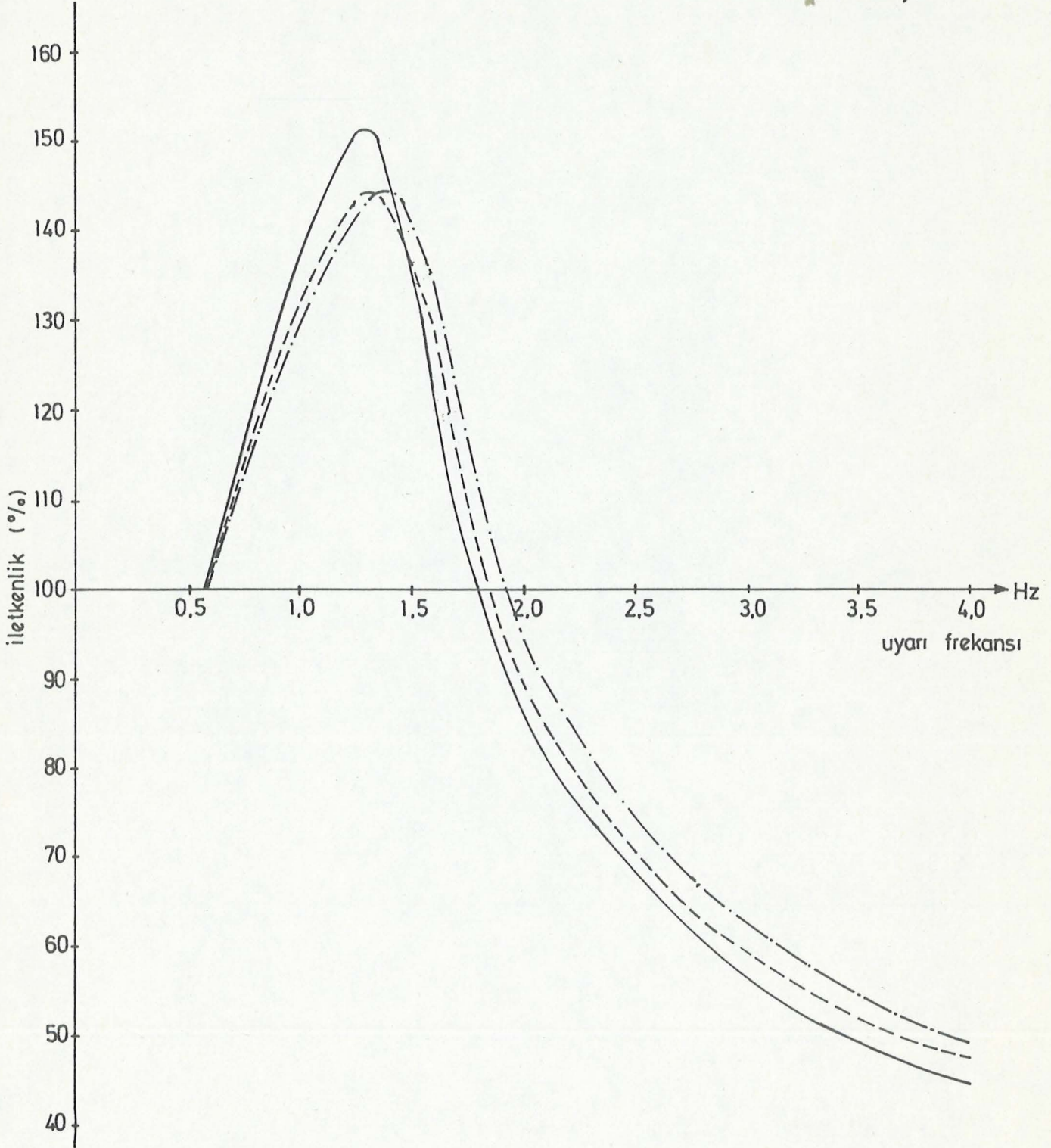
— I nolu sandalye
 - - - II nolu sandalye
 — . — III nolu sandalye



Şekil 5.5 65 kg lık sürücünün I-II-III nolu sandalyelerde titreşim iletkenlik eğrileri

80 kg

— I nolu sandalye
 - - - II nolu sandalye
 — . — III nolu sandalye



Şekil 5.6 80 kg lık sürücünün I-II-III nolu sandalyelerde titreşim iletkenlik eğrileri

Çizelge 5.1 1 nolu sandalyede 50 kg lık sürücü için titreşim hareketlik oranları

Deney				Teori			
sandalye		içerik		sandalye		içerik	
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	(Hz)	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.098	100	0.5	0.100	0.115	115
0.6	0.147	0.147	100	0.6	0.140	0.170	121
0.7	0.220	0.190	115	0.7	0.190	0.244	128
0.8	0.290	0.245	120	0.8	0.250	0.340	136
0.9	0.417	0.340	123	0.9	0.320	0.460	143
1.0	0.515	0.400	129	1.0	0.390	0.577	148
1.1	0.660	0.490	135	1.1	0.480	0.720	150
1.2	0.830	0.590	140	1.2	0.570	0.850	149
1.3	0.981	0.680	143	1.3	0.670	0.970	145
1.4	1.120	0.780	144	1.4	0.770	1.060	137
1.5	1.320	0.890	148	1.5	0.890	1.150	129
1.6	1.560	1.080	145	1.6	1.010	1.210	120
1.7	1.660	1.170	142	1.7	1.140	1.260	110
1.8	1.720	1.275	135	1.8	1.279	1.300	103
1.9	1.760	1.470	120	1.9	1.425	1.340	94
2.0	1.810	1.570	115	2.0	1.580	1.390	88
2.2	1.870	1.910	98	2.2	1.910	1.460	77
2.5	2.300	2.450	93	2.5	2.470	1.570	64
2.7	2.400	2.940	82	2.7	2.880	1.650	57
3.0	2.650	3.670	72	3.0	3.550	1.760	50
3.2	2.750	3.900	70	3.2	4.040	1.840	46
3.5	2.950	4.900	60	3.5	4.840	1.960	41
3.7	3.004	5.400	56	3.7	5.400	2.040	38
4.0	3.060	6.370	48	4.0	6.320	2.170	35

Cizelge 5.2 I nolu sandalyede 65 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.098	100	0.120	0.100	120
0.6	0.147	0.147	100	0.182	0.140	130
0.7	0.220	0.190	115	0.267	0.190	140
0.8	0.290	0.245	120	0.376	0.250	151
0.9	0.440	0.340	128	0.506	0.320	158
1.0	0.515	0.400	129	0.640	0.390	161
1.1	0.660	0.490	135	0.750	0.480	158
1.2	0.830	0.590	140	0.845	0.570	148
1.3	0.981	0.680	143	0.910	0.670	138
1.4	1.170	0.780	150	0.943	0.770	122
1.5	1.230	0.890	110	0.980	0.890	110
1.6	1.370	1.080	127	0.990	1.010	99
1.7	1.422	1.170	122	1.010	1.140	89
1.8	1.460	1.275	115	1.030	1.279	81
1.9	1.470	1.470	100	1.050	1.425	74
2.0	1.570	1.570	100	1.080	1.580	68
2.2	1.670	1.910	87	1.120	1.910	60
2.5	1.860	2.450	76	1.200	2.470	48
2.7	2.160	2.940	73	1.250	2.880	43
3.0	2.450	3.670	67	1.330	3.550	38
3.2	2.600	3.900	66	1.400	4.040	35
3.5	2.700	4.900	55	1.485	4.840	31
3.7	2.820	5.400	52	1.550	5.400	29
4.0	2.950	6.370	46	1.650	6.320	26

Cizelge 5.3 I nolu sandalyede 80 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.098	100	0.127	0.100	127
0.6	0.147	0.147	100	0.196	0.140	140
0.7	0.220	0.190	115	0.292	0.190	154
0.8	0.306	0.245	124	0.414	0.250	166
0.9	0.440	0.340	128	0.550	0.320	171
1.0	0.540	0.400	135	0.650	0.390	166
1.1	0.690	0.490	141	0.740	0.480	153
1.2	0.860	0.590	146	0.770	0.570	135
1.3	1.030	0.680	151	0.780	0.670	118
1.4	1.100	0.780	141	0.790	0.770	103
1.5	1.266	0.890	138	0.800	0.890	90
1.6	1.320	1.080	122	0.808	1.010	80
1.7	1.350	1.170	115	0.820	1.140	72
1.8	1.400	1.275	110	0.830	1.279	65
1.9	1.420	1.470	97	0.840	1.425	59
2.0	1.490	1.570	95	0.856	1.580	54
2.2	1.670	1.910	87	0.890	1.910	47
2.5	1.800	2.450	74	0.950	2.470	39
2.7	2.100	2.940	70	0.990	2.880	35
3.0	2.350	3.670	64	1.060	3.550	30
3.2	2.400	3.900	61	1.110	4.040	28
3.5	2.650	4.900	54	1.190	4.840	25
3.7	2.800	5.400	52	1.236	5.400	23
4.0	2.850	6.370	45	1.320	6.320	21

Cizelge 5.4 II nolu sandalyede 50 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.0981	100	0.112	0.100	112
0.6	0.147	0.147	100	0.164	0.140	117
0.7	0.220	0.190	115	0.233	0.190	123
0.8	0.280	0.245	116	0.322	0.250	129
0.9	0.416	0.340	122	0.430	0.320	135
1.0	0.490	0.400	123	0.544	0.390	139
1.1	0.613	0.490	125	0.688	0.480	143
1.2	0.785	0.590	133	0.820	0.570	145
1.3	0.930	0.680	137	0.966	0.670	142
1.4	1.080	0.780	138	1.086	0.770	141
1.5	1.226	0.890	138	1.210	0.890	136
1.6	1.520	1.080	140	1.309	1.010	129
1.7	1.670	1.170	143	1.398	1.140	122
1.8	1.765	1.275	138	1.475	1.279	115
1.9	1.962	1.470	133	1.542	1.425	108
2.0	2.060	1.570	131	1.600	1.580	101
2.2	2.160	1.910	113	1.710	1.910	89
2.5	2.350	2.450	96	1.860	2.470	75
2.7	2.550	2.940	87	1.960	2.880	68
3.0	2.940	3.670	80	2.100	3.550	59
3.2	3.070	3.900	78	2.200	4.040	54
3.5	3.190	4.900	65	2.350	4.840	48
3.7	3.250	5.400	60	2.440	5.400	45
4.0	3.310	6.370	52	2.600	6.320	41

Cizelge 5.5 II nolu sandalyede 65 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.098	100	0.116	0.100	116
0.6	0.147	0.147	100	0.173	0.140	124
0.7	0.220	0.190	115	0.250	0.190	132
0.8	0.270	0.245	116	0.350	0.250	140
0.9	0.420	0.340	123	0.470	0.320	148
1.0	0.515	0.400	128	0.600	0.390	153
1.1	0.640	0.490	130	0.740	0.480	155
1.2	0.785	0.590	132	0.860	0.570	152
1.3	0.900	0.680	133	0.970	0.670	145
1.4	1.080	0.780	138	1.050	0.770	136
1.5	1.275	0.890	143	1.115	0.890	125
1.6	1.430	1.080	132	1.160	1.010	115
1.7	1.520	1.170	130	1.200	1.140	105
1.8	1.570	1.275	123	1.230	1.279	96
1.9	1.670	1.470	114	1.260	1.425	88
2.0	1.720	1.570	110	1.290	1.580	82
2.2	1.820	1.910	95	1.350	1.910	70
2.5	2.060	2.450	84	1.438	2.470	58
2.7	2.250	2.940	76	1.500	2.880	52
3.0	2.460	3.670	67	1.600	3.550	45
3.2	2.550	3.900	65	1.670	4.040	41
3.5	2.880	4.900	64	1.790	4.840	37
3.7	3.000	5.400	58	1.860	5.400	35
4.0	3.200	6.370	50	1.970	6.320	31

Cizelge 5.6 II nolu sandalyede 80 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
(Hz)	sandalye ivmesi m/s ²	çatı ivmesi m/s ²	iletkenlik %	sandalye ivmesi m/s ²	çatı ivmesi m/s ²	iletkenlik %
0.5	0.098	0.098	100	0.120	0.100	122
0.6	0.147	0.147	100	0.185	0.140	132
0.7	0.220	0.190	115	0.270	0.190	143
0.8	0.294	0.245	120	0.380	0.250	154
0.9	0.417	0.340	122	0.520	0.320	162
1.0	0.490	0.400	123	0.640	0.390	164
1.1	0.638	0.490	130	0.760	0.480	159
1.2	0.790	0.590	134	0.840	0.570	147
1.3	0.981	0.680	143	0.890	0.670	133
1.4	1.130	0.780	145	0.920	0.770	119
1.5	1.220	0.890	137	0.940	0.890	106
1.6	1.320	1.080	122	0.957	1.010	95
1.7	1.370	1.170	117	0.972	1.140	85
1.8	1.422	1.275	112	0.990	1.279	77
1.9	1.470	1.470	100	1.004	1.425	70
2.0	1.490	1.570	95	1.022	1.580	65
2.2	1.510	1.910	79	1.062	1.910	56
2.5	1.660	2.450	68	1.130	2.470	46
2.7	1.870	2.940	64	1.180	2.880	41
3.0	2.250	3.670	61	1.260	3.550	35
3.2	2.350	3.900	59	1.320	4.040	32
3.5	2.640	4.900	54	1.410	4.840	29
3.7	2.750	5.400	51	1.460	5.400	27
4.0	3.100	6.370	49	1.560	6.320	25

Cizelge 5.7 III nolu sandalyede 50 kg lık sürücü için titreşim iletkenlik oranları

(Hz)	Deney			Teori		
	sandalye ivmesi m/s ²	çatı ivmesi m/s ²	iletkenlik %	sandalye ivmesi m/s ²	çatı ivmesi m/s ²	iletkenlik %
0.5	0.098	0.098	100	0.110	0.100	110
0.6	0.147	0.147	100	0.160	0.140	115
0.7	0.200	0.190	105	0.228	0.190	120
0.8	0.270	0.245	110	0.310	0.250	126
0.9	0.400	0.340	118	0.420	0.320	130
1.0	0.490	0.400	123	0.530	0.390	135
1.1	0.610	0.490	125	0.670	0.480	139
1.2	0.760	0.590	129	0.810	0.570	141
1.3	0.880	0.680	130	0.950	0.670	142
1.4	1.030	0.780	132	1.080	0.770	140
1.5	1.180	0.890	133	1.217	0.890	137
1.6	1.470	1.080	135	1.330	1.010	132
1.7	1.600	1.170	136	1.438	1.140	126
1.8	1.760	1.275	138	1.530	1.279	120
1.9	2.040	1.470	139	1.620	1.425	113
2.0	2.200	1.570	140	1.700	1.580	107
2.2	2.350	1.910	123	1.830	1.910	96
2.5	2.750	2.450	112	2.000	2.470	81
2.7	2.820	2.940	96	2.120	2.880	74
3.0	3.065	3.670	84	2.280	3.550	64
3.2	3.190	3.900	81	2.390	4.040	59
3.5	3.310	4.900	68	2.560	4.840	53
3.7	3.43	5.400	64	2.670	5.400	49
4.0	3.500	6.370	55	2.850	6.320	45

Cizelge 5.8 III nolu sandalyede 65 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.098	100	0.115	0.100	115
0.6	0.147	0.147	100	0.170	0.140	121
0.7	0.200	0.190	105	0.244	0.190	128
0.8	0.270	0.245	110	0.340	0.250	136
0.9	0.400	0.340	118	0.460	0.320	143
1.0	0.490	0.400	123	0.580	0.390	148
1.1	0.610	0.490	125	0.725	0.480	151
1.2	0.740	0.590	126	0.858	0.570	150
1.3	0.880	0.680	130	0.980	0.670	146
1.4	1.040	0.780	133	1.070	0.770	139
1.5	1.240	0.890	140	1.160	0.890	130
1.6	1.430	1.080	126	1.224	1.010	121
1.7	1.480	1.170	124	1.270	1.140	112
1.8	1.570	1.275	123	1.320	1.279	104
1.9	1.670	1.470	113	1.363	1.425	96
2.0	1.770	1.570	112	1.400	1.580	88
2.2	1.860	1.910	97	1.470	1.910	77
2.5	2.060	2.450	84	1.570	2.470	64
2.7	2.260	2.940	77	1.650	2.880	57
3.0	2.460	3.670	67	1.760	3.550	50
3.2	2.550	3.900	65	1.840	4.040	45
3.5	2.940	4.900	60	1.960	4.840	40
3.7	3.065	5.400	57	2.040	5.400	38
4.0	3.310	6.370	52	2.170	6.320	34

Cizelge 5.9 III nolu sandalyede 80 kg lık sürücü için
titreşim iletkenlik oranları

Deney				Teori		
	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik	sandalye ivmesi	çatı ivmesi	iletkenlik
(Hz)	m/s ²	m/s ²	%	m/s ²	m/s ²	%
0.5	0.098	0.098	100	0.120	0.100	119
0.6	0.147	0.147	100	0.179	0.140	128
0.7	0.220	0.190	115	0.260	0.190	137
0.8	0.294	0.245	120	0.368	0.250	147
0.9	0.417	0.340	122	0.500	0.320	155
1.0	0.515	0.400	128	0.630	0.390	160
1.1	0.638	0.490	130	0.760	0.480	158
1.2	0.810	0.590	137	0.860	0.570	151
1.3	0.981	0.680	144	0.940	0.670	140
1.4	1.080	0.780	138	0.990	0.770	128
1.5	1.180	0.890	133	1.034	0.890	116
1.6	1.280	1.080	118	1.060	1.010	105
1.7	1.320	1.170	113	1.083	1.140	95
1.8	1.370	1.275	108	1.100	1.279	86
1.9	1.400	1.470	95	1.125	1.425	79
2.0	1.422	1.570	91	1.150	1.580	73
2.2	1.490	1.910	78	1.200	1.910	63
2.5	1.860	2.450	76	1.270	2.470	51
2.7	2.160	2.940	73	1.320	2.880	46
3.0	2.320	3.670	63	1.420	3.550	40
3.2	2.400	3.900	61	1.470	4.040	37
3.5	2.800	4.900	57	1.570	4.840	33
3.7	3.000	5.400	55	1.640	5.400	30
4.0	3.190	6.370	50	1.750	6.320	28

5.2 Sandalyelerin Sönümlü Doğal Frekansları ve Sandalye Sönümleme Değerleri

Sandalyelerin statik yay boyundaki değişim miktarına bağlı olarak hesaplanan doğal frekansları ideal koşullarda rezonansa geldikleri frekans değerleridir. Ancak, uygulamada bu değerler sandalyedeki bazı sürtünme kuvvetleri ve sandalye yapısal özelliklerinden dolayı daima daha küçük değerlere sahiptir. Sönümsüz doğal frekans, sandalyede hiç sönüm olmadığı varsayılarak yayın rezonansa geldiği frekanstır. Sandalyenin uygulama koşullarında rezonansa geldiği frekans ise, sandalyenin sönümlü doğal frekansıdır. Sönümlü doğal frekansın hesaplanması yerine uygulama koşullarında ölçülmesi yeglenir.

(5.1-5.6) nolu şekillerde görüldüğü gibi titreşim masasında sandalyeler belirli frekans ve ivmeye sahip titreşimlerle uyarılmıştır. Sandalyeler bu uyarıya, yalıtım sistemi özelliklerine bağlı olarak belirli davranışla tepki göstermektedir. Sandalyelerin titreşim özellikleri sandalyeye verilen sinyalin, sandalyedeki değişimleriyle değerlendirilmektedir.

Sandalyelerin uygulamadan elde edilen sönümlü doğal frekansları titreşim iletiminin maksimum olduğu frekanslardır. Bu frekanslarda titreşim iletkenliğine bağlı olarak, sönümleme değerleride saptanabilir.

Titreşim iletkenlik eğrilerinden elde edilen doğal frekanslar, bu frekans değerlerinde iletkenlik ve sönümleme boyutları çizelge (5.10) da verilmiştir.

Cizelge 5.10 Sandalyelerin 0.1 Hz aralıklı düzey sandalye doğal frekansları, bu frekanslarda iletkenlik ve sönümlleme değerleri

sandalye no	doğal frekans Hz			iletkenlik %			sönümlleme oranı (boyutsuz)		
	50 kg	65 kg	80 kg	50 kg	65 kg	80 kg	50 kg	65 kg	80 kg
I	1.5	1.4	1.3	148	150	151	0.46	0.45	0.44
II	1.7	1.5	1.4	143	143	145	0.49	0.49	0.48
III	2.0	1.5	1.3	140	140	144	0.50	0.50	0.48

Sönümlü doğal frekans ile kütle arasında ters orantılı bir ilişki olduğu gözlenmektedir. Örneğin, I nolu sandalyede 50-65-80 kg lık kütleler için doğal frekanslar sırasıyla 1.5-1.4-1.3 Hz olarak saptanmış, II nolu sandalyede 1.7-1.5-1.4 Hz ve III nolu sandalyede 2.0-1.5-1.3 Hz gibi düzgün bir değişim vardır.

Sandalyeler için değişik kaynaklarca belirlenen uygun titreşim yalıtım sistemi özellikleri çizelge 5.11 de verilmiştir.

Cizelge 5.11 Değişik kaynaklarca verilen sandalyelere ait uygun yalıtım sistemi özellikleri

Kaynaklar	Esneyme yolu (mm)	Doğal frekans (Hz)	Sönümlleme (boyutsuz)
Claar II ve ark. 1980/a ve b	130	1.5	0.5
Coerman, 1962	130	1-1.5	0.5
Hilton ve Stayner, 1972	130	1.0	0.4
Hilton ve Moran, 1975	130	1.0	0.4
Stayner, 1973	100	1.25	0.5-0.7

Cizelgedeki degerler özetlenirse, sandalye esneme yolu 100-130 mm sönümlü dogal frekans 1.0-1.5 Hz ve sönümleme oranı 0.4-0.5 degerleri arasında bulunmalıdır.

Bu degerlerin ışığı altında sandalyelerin dogal frekans ve sönümleme degerlerinin kıyaslaması yapılmış ve sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

1. I nolu sandalyenin dogal frekansları ve sönümleme degerleri her üç kütle içinde istenen degerler arasındadır.
2. II ve III nolu sandalyelerde 50 kg için dogal frekans istenen degerlerden yüksektir. 65 ve 80 kg için istenen degerler arasındadır. Sönümleme degerleri ise her üç kütle içinde istenen degerler arasındadır.

5.3 İzlenen Sonuçlar

1. (L_d/L) ve (L_f/L) artarsa iletkenlik azalır. Teori ve deney aynı sonuçları veriyor.
2. Maksimum iletkenlik noktasından önce, kütle artınca, iletkenlik artıyor. Bu sonuca göre (1.6) bölümünde açıklanan bilgilere dayanarak, $w/w_n < 1$ bölgesinde iken kütle artınca (L_d/L) ve (L_f/L) yi büyütmek gerekir.
3. Maksimum iletkenlik noktasından sonra, kütle artınca iletkenlik azalıyor. (L_d/L) ve (L_f/L) yi küçültmek gerekir.

Deneylerimizde incelediğimiz sandalyelerin dogal frekansı (w_n): 1.3 - 1.4 - 1.5 - 1.7 - 2.0 Hz'tir. Degişik kaynaklar tarafında verilen çeşitli traktörlere ait traktör çatısı dogal frekansı (w): 2.5 - 3.0 - 3.5 - 4.0 - 4.5 - 5.0 Hz'tir. (w/w_n) oranı 1 den büyüktür.

Sekil 1.8 de açıklanan iletkenlik egrilerindeki maksimum iletkenlik noktasından sonraki bölgededir. Değişen sürücü ağırlıklarında ve farklı uyarı frekanslarında (L_d/L) ve (L_f/L) oranlarının değiştirilmesi ile iletkenlik kontrol altına alınabilir.

5.4 Genel Değerlendirme ve Sonuç

Yapılan sandalyelerin teorik olarak hesaplanan ivme değerleri ile titreşim masasında ölçülen ivme değerleri arasında küçük bazı farklılıklar gözlenmiştir. Çizelge 5.1-5.9 daki değerler incelendiğinde, sandalye ivmesi için 2. sütunda verilen deney sonuçları ile 5. sütunda verilen teorik hesaplar arasındaki fark; sistemin doğal frekansından küçük frekanslarda, deney sonuçları teorik hesaplardan küçük, büyük frekanslarda ise deney sonuçları teorik hesaplardan büyüktür. Nedenleri aşağıdaki gibi açıklanabilir.

1- Sandalye ile sandalyenin titreşim masasına bağlandığı plaka arasında kuru sürtünme (Coulomb sürtünmesi) ortaya çıkar. Sürtünme kuvveti hareket hızının büyüklüğünden hemen hemen bağımsızdır. Yönü ise hızının tersidir. Sürtünme sandalyenin ivmesini etkilemektedir. Bu nedenle deneylerimizde ölçtüğümüz sandalye ivmesi, teorik olarak hesapladığımız değerden küçük olmaktadır.

2- Sistemin doğal frekansının üstündeki frekans değerlerinde (özellikle 1.8-4.0 Hz arasındaki frekanslarda) sandalye titreşim masasına bağlandığı dikey plakada serbest hareket edememektedir. Sandalye ivmesi teorik hesaplara göre $0.4-0.9 \text{ m/s}^2$ arasında bir fazlalık göstermektedir.

3- Sandalyelerde kullandığımız hidrolik elemanların sönüm katsayısı $d=0.4$ daNs/cm dir. (Hidrolik elemanlar T.Z.D.K. dan alınmıştır. STEYR-768 traktöründe kullanılmaktadır.) Deneyler esnasında hidrolik eleman ısınıyordu, genellikle soguması için beklenildi, fakat yinede ısınmadan dolayı sönüm katsayısındaki değişmeler sandalye ivmesini etkilemiş olabilir.

Bütün bunlara rağmen L_f/L ve L_d/L oranlarının değiştirilmesiyle, farklı sürücü ağırlıklarında sistemin doğal frekansı ve iletkenliğinin istenilen yönde ayarlanması mümkün olabilmektedir.

İleriye dönük yapılabilecek çalışmalar: Konstrüktif çalışmalarla sandalye ile bağlandığı düşey plaka arasında sürtünmenin yok edilmesi veya azaltılmasıyla yukarıda bahsettiğimiz problemler çözülebilecektir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Acar, A.İ., 1987. Ölçme aletleri kullanım klavuzu, Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarımsal Mekanizasyon Bölümü. Ankara.
- AFNOR, 1979. Characterization of the performance of a seat in recuding the vibrations transmitted to the driver (ISO/TC 23/SC 3 Frame - 5N 232 E), Association Française de Normalisation, Paris.
- Aydın, M., Gündüz, G. ve Kuryel, B., 1987. Diferansiyel denklemler ve uygulamaları, Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi. Ders Kitapları Yayınları No:14 İzmir.
- Barson, C.W., James, D.H. and Morcombe, A.W., 1967. Some aspects to tyre and vehicle vibration testing, The Institution of Mechanical Engineers, Westminster London.
- Bjerninger, S., 1966. Vibrations of tractor driver, Acta Politechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No: 23, Stockholm.
- Coerman, R.R., 1962. The Mechanical impedance of the human body in sitting and standing position at low frequencies, Human Factors, 4 (5) Santa Monica, California.
- Cope, F.W., 1960. Problems in human vibration engineering Ergonomics, 3 (1) London.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Dokumacı, E., 1981. Vibrasyon, Dizayna etkileri ve tarım traktörlerinde uygulaması, Sınai Eğitim ve Geliştirme Merkezi (SEGEM) Semineri, 15 - 26 Haziran, Ankara
- EEC., 1978. Council directive of 25 July 1978 on the approximation of the laws of the member states relating to the driver's seat on wheeled agricultural or forestry tractors, Official Journal of the European Communities, vol 21, L 225, Brussels.
- Göhlich, H. und Kopper, R., 1972. Fahrkomfort und Fahr-sicherheit, Landtechnik heft 21/22, Lehrte.
- Graef, M., 1979. Der einfluss einstellbarer sitzdämpfung auf die schwingungsbelastung von schlepperfahrern, Grundl. Landtechnik Bd. 29 (2) Düsseldorf.
- Gummert, P. und Reckling, K.A., 1986. Mechanik, Friedrich Vieweg Braunschweig.
- Gürtan, K., 1971. İstatistik ve araştırma metotları, İstanbul Üniversitesi Yayınları No:1670. İşletme Fakültesi No:10 Sermet matbaası.
- Hall, A.S., Holowenko, A.R. and Laughlin, G.E., 1961. Machine desing, McGraw-Hill Book Company. New York.
- Harris, C.M. and Crede, C.E., 1976. Shock and vibration Handbook, McGraw-Hill Book Company. New York.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Helms, H., 1976. Schwingungseigenschaften eines aktivgefederten schleppersitzes, Grundle. Landtechnik Bd. 26 (23), Dusseldorf.
- Hilton, D.J. and Stayner, R.M., 1972. Vibration isolation on agricultural tractors, Paper Presented Vibration Symposium, 5 th January, London.
- Huank, B.K. and Suggs, C.W., 1967. Vibration studies of tractor operators, Transactions of the ASAE, 10 (4) Michigan.
- ISO, 1974. Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration (ISO - 2631), International Organization for Standardization, Switzerland.
- ISO, 1975. Vibration and shock - vocabulary (ISO - 2041), International Organization for Standardization, Switzerland.
- ISO, 1976 a. Agricultural wheeled tractors-operator seat-measurement of transmitted vibration and seat dimensions (ISO/DIS - 5007), International Organization for Standardization, Switzerland.
- Ipek, S., 1969. Taşıt mekanigi, O.D.T.U. Mühendislik Fakültesi. Yayın no: 23.
- Karabatur, M., 1975. İki boyutlu bir traktör modeline ait oturak askı sisteminin parametrik optimizasyonu (Yüksek lisans tezi), O.D.T.U. Ankara.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Kyeong, U.K., Dean, L.H. and Donelli, R.H., 1985. American Society of Agricultural Engineers, 001-2351/85/2081-005602.00
- Magnus, K., 1961. Schwingungen - eine einföhrung in die theoretische behandlung von schwingungsproblemen, Technische Universitaet, München. (Ceviri: Pasin, F. ve Gürgöze, M., 1978. Titreşimler, İ.T.Ü. Mühendislik Mimarlık Faköltesi. Yayın no: 127, İstanbul).
- Matthews, J. and Just, A.P., 1967. Progress in the application of ergonomics to agricultural engineering, Paper Presented at the Agricultural Engineering Symposium of the Institution of Agricultural Engineers on 12 September, Silsoe.
- McCormick, E.J., 1970. Human factors engineering, McGraw Hill Book Company, New York.
- Morrison, C.S. and Harrington, R.E., 1961. Tractor seating for operator comfort, ASAE Paper no: 61 - 132, Michigan.
- Dzemir, Y., 1986. Traktörler, İ.T.Ü. Matbaası. Gümüşsuyu.
- Palavan, S., 1973. Mekanik titreşimler dersleri, İ.T.Ü. Kütüphanesi, sayı 773, İstanbul.
- Radke, A.O., 1958. Vehicle vibration, The American Society of Mechanical Engineers (ASM) Paper no: 57 - a - 54, New York.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Radke, A.D., 1973. International view of tractor seating, SAE, Paper no: 730-794, New York.
- Sabancı, A., 1978. Tarım traktörlerinin ergonomik nitelikleri üzerinde bir araştırma, Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Tarımsal Mekanizasyon Bölümü (Doktora tezi), Adana.
- Sabancı, A., 1984. Tarım traktörlerinde titreşim sorunları ve sürücü oturaklarının yalıtım özellikleri üzerinde bir araştırma, T.Z.D.K. Mesleki Yayınları, no: 35, Ankara.
- Saral, A., 1976. Yerli yapı traktörlerinde oturma yerlerinin sürücüye olan etkileri, Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Zirai Kuvvet Makinaları Kürsüsü (Doktora tezi), Ankara.
- Schütz, V.F., 1978. Anforderungen an Fahrersitze, Landtechnik, heft II, Lehrte.
- Stikeleather, L.F. and Suggs, C.W., 1968. An active seat suspension system for off-road vehicles, NIAE, Paper no: 68 - 632, Michigan.
- Unala, N., 1975. Vorzeitige abnutzunaserscheinungen an traktorfahrersitzen, Blatter für Landtechnik, no:94, Tanikon.
- Unala, N., 1979. Aktuellis über traktorfahrersitze, Blatter für Landtechnik, no:160, Tanikon.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

VDI, 1963. Beurteilung der einwirkung mechanischer schwingungen auf den menschen (VDI-2057). Verein Deutscher Ingenieure, Deutschland.

VDI, 1975. Beurteilung der einwirkung mechanischer schwingungen auf den menschen (VDI - 2057), Verein Deutscher Ingenieure, Deutschland.

Wendenborn, J.G., 1966. The irregularities of farm roads and fields as sources of farm vehicle vibrations, Journal of Terramenchanics, 3(3), New York.

Yavuzcan, G., Erdiller, B. ve Saral, A., 1987. Ölçme tekniği, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yayın No:3 Ankara.

Zander, J., 1973. Principles of ergonomics, Agricultural University, Wageningen (Çeviren: Sabancı, A., 1980. Ergonominin temel ilkeleri, Çukurova Üniversitesi Ziraat fakültesi, Ders Notu Yayınları no:161, Adana)