

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TASIT KOLTUKLARININ DÜSEY TİTRESİM
KONFORU AÇISINDAN DEĞERLENDİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ersin DEMİRDAG**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

ARALIK 2003

**TASİT KOLTUKLARININ DÜŞEY TİTRESİM KONFORU
AÇISINDAN DEĞERLENDİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ersin DEMİRDAG
503991134**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 18 Aralık 2003
Tezin Savunulduğu Tarih: 15 Ocak 2004**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet GÜNEY
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Ali G. GÖKTAN (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. İrfan YAVASLIOL (Y.T.Ü.)**

ARALIK 2003

ÖNSÖZ

Tasitların hareketleri sırasında, tasitlarda yolculuk yapan sürücü ve yolcular tasit koltuklarında oluşan titreşimlere maruz kalmaktadırlar. Tasit hareketleri sırasında kişilere etki eden vücut titreşimlerini etkileyen en önemli etken kişilerin oturdukları tasit koltuklarının dinamik yapısıdır. Bazı durumlarda, tasitların dinamik koltuk tepkileri, tüm vücut titreşimlerine maruz kalmayı kontrol edebilecek en kolay faktör olmasına rağmen; tasit koltuklarının titreşimleri azalttığı gibi arttırdığıda bilinmektedir.

Bu çalışmada mevcut tasit için farklı tasit koltuklarının oluşturdukları düzey titreşim konforlarını yapılan test ölçümleri ve bilgisayar hesaplamaları ile bulmak ve bu tasit için en uygun düzey titreşim konforunu sağlayan tasit koltuğunu mevcut tasit koltuklarından seçebilecek bir bilgisayar programı hazırlamak amaçlanmıştır.

Bu tezin hazırlanmasında bana verdiği destek ve katkılarından dolayı tez danışmanım Prof. Dr. Ahmet Güney'e, tezin bilgisayar hesaplarında her türlü yardımını ve desteğini esirgemeyen Prof. Dr. Ali Gökten'a, yüksek lisans tezimi Koltuk Mükemmeliyet Merkezi projesi olarak yapmama fırsat tanıyan TOFAS Ar-Ge Direktörü sayın Doç Dr. Orhan.B. Alankus'a, testler boyunca bana destek veren TOFAS Ar-Ge Yol Testleri Yöneticisi Dr. İbrahim Korkmaz'a, TOFAS Ar-Ge Titreşim ve Akustik bölüm mühendisi Dr. Süleyman Gökoglu'na ve emeği geçen herkese teşekkür ederim.

Aralık-2003

Ersin Demirdag

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
SEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. İNSAN VÜCUDUNA ETKİ EDEN TİTRESİM VE SOKLARIN LİTERATÜR ARASTIRMASI	4
2.1. İnsan Vücutuna Etki Eden Titresim Araştırmalarının Tarihsel Gelişimi	5
2.1.1. 1945 yılından önce yapılmış çalışmalar	5
2.1.2. 1945 ile 1960 yılları arasında yapılan çalışmalar	6
2.1.3. 1960 ile 1970 yılları arasında yapılan çalışmalar	9
2.1.4. 1970 ile 1980 yılları arasında yapılan çalışmalar	13
2.2. Tüm Vücut Titresim Etkileri Bilgi Birikiminin Gelişimi	16
2.2.1. Genel hasta araştırmaları	17
2.2.2. Connecticut'da yapılan çalışmaları	18
2.2.3. Vermont'da yapılan çalışmalar	18
2.2.4. Motorlu taşıtlar	19
2.3. Sağlık Kriterleri	20
2.3.1. ISO 2631 (1974)	20
2.3.2. BS 6841 (1987)	21
2.3.3. BK 2110	22
2.3.4. Regime general tablosu	22
2.3.5. ISO 2631 - 1 (1997)	23
2.3.6. ISO/TC 108/SC 4/WG 10	24
3. İNSANLARIN TÜM VÜCUT TİTRESİMLERİNE MARUZ KALMALARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	26
3.1. ISO 2631 - 1 (1997)	26
3.2. Frekans Ağırlıklandırmaları	26
3.3. Ağırlıklandırma ve Çarpım Faktörleri	28
3.4. Frekans Ağırlıklandırmalarının Uygulanması	31
3.5. Titresimleri Değerlendirme Metotları	32
3.5.1. Temel değerlendirme metodu	32
3.5.2. RMS metodunun kullanılması	33
3.5.3. Dördüncü kuvvetten titreşim doz metodu	33
3.6. Titreşimlerin Sağlık, Konfor ve Algıya Etkileri	34

3.6.1. Titresimin sagliga olan etkileri	34
3.6.2. Titresimin konfora olan etkileri	35
3.6.3. Titresimin algiya olan etkileri	36
3.6.4. Hareket rahatsızlıkları	36
4. YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN TANIMLANMASI	38
5. TASİT ve KOLTUK ÖLÇÜMLERİ	46
5.1. Tasit ve Koltuk Ölçümlerinde Kullanılan Yol Uyarıları	47
5.2. Test Aracının Özellikleri	48
5.3. Tasit ve Koltuk Titresim İvmelerinin Ölçülmesi ve Kaydedilmesi	49
6. ÖLÇÜM SONUÇLARININ ANALİZİ ve KONFOR SAYILARININ HESAPLANMASI	53
6.1. Bilgisayar Hesapları	55
6.1.1. Tasit ve Koltuk Frekans Spektrumlarının ve Transfer Fonksiyonlarının Hesaplanması	55
6.1.1.1 Tasit ve Koltuk Frekans Spektrumlarının Hesaplanması	55
6.1.1.2 Tasit ve Koltuk Transfer Fonksiyonlarının Hesaplanması	58
6.1.2. Sanal Yolun Dört Tekerlek için Yaratılması	60
6.1.3. Koltuk Rayi Titresim İvme Değerlerinin Hesaplanması	61
6.1.4. Koltuk Üstü Titresim İvme Değerlerinin Hesaplanması	62
6.1.5. Koltuk Üstü Titresim Değerlerinin Frekans Ağırlıklandırılması	63
6.1.6. Koltuk Üzeri Titresimlerinin RMS Değerinin Bulunması	64
7. SONUÇLAR VE TARTISMA	66
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİS	71

KISALTMALAR

ISO	: International Organization of Standardization (Uluslararası Standardt Organizasyonu)
BS	: British Standards (İngiliz Standartları)
VDI	: Verein Deutscher Ingenieure (Alman Mühendisler Odası)
ISO 2631-1	: Mechanical Vibration and Shock -- Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration -- Part 1: General Requirements (Mekanik Titreşim ve Sok - İnsanların Tüm Vücut Titreşimlerine Maruz Kalmalarının Değerlendirilmesi – Bölüm 1: Genel Gereklere)
BS 6841	: Guide to Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated Shock (İnsanların Tüm Vücut Mekanik ve Tekrarlanan Soklara Maruz Kalmasının Ölçülmesi ve Değerlendirilmesi)
BK 2110	: Bandscheibenbedingte Erkrankungen der LSW durch Gängekörperschwingungen (Alman Mesleki Rahatsızlık Sınıflandırması - Tüm vücut titreşimi sebebiyle omurga disklerinin rahatsızlanması)
ISO 8608	: Mechanical vibration -- Road surface profiles -- Reporting of measured data (Mekanik Titreşim – Yol Yüzey Profilleri – Ölçülmüş Verinin Raporlanması)
ISO 10326-1	: Mechanical vibration -- Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration -- Part 1: Basic requirements (Mekanik Titreşim – Tasit Koltuk Titreşimini Değerlendirmek için Laboratuvar Metotları)
MTVV	: Max Transient Vibration Value (Maksimum Süreksiz Titreşim Değeri)
MSDV	: Motion Sickness Dose Value (Hareket Hastalığı Doz Değeri)
VDV	: Vibration Dose Value (Titreşim Doz Değeri)
4 - poster	: Düşey Sarsıcı
Pave	: Düşey Sarsıcı Yol Uyarı Sinyali
B&K	: Brüel & Kjaer
Pad	: Koltuk ivme ölçeri
DAT	: Digital Audio Teyp (Dijital Teyp)
JTD	: Jetronic Turbo Diesel
ISO/TC 108/SC 4/WG 10	: Evaluation of Repetitive Shocks Committee (Tekrarlanan Sokları Değerlendirme Komitesi)

TABLO LİSTESİ

		<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1.	Genç Traktör Sürücülerinin Sikayet ve Radyoloji Bulgularının Saatlerle İlişkisi	10
Tablo 2.2.	Uzun Yıllar Süresince Traktör Sürücülerinde Olusan Radyolojik Bulgular	11
Tablo 3.1.	Temel Frekans Ağırlıklandırma Eğrilerinin Uygulanışı	27
Tablo 3.2.	Ek Ağırlıklandırma Faktörleri için Ağırlıklandırma Eğrilerinin Uygulanışı	27
Tablo 3.3.	1/3 Oktav Bandında Temel Frekans Ağırlıklandırmaları	29
Tablo 3.4.	1/3 Oktav Bandında İlave Frekans Ağırlıklandırmaları	30
Tablo 4.1.	Batı Almanya'da ki Bazı Yol Karakteristik Değerleri	40
Tablo 4.2.	ISO 8608'de Tanımlanmış Spektrum Yoğunluk $\phi_h(\Omega_0)$ Bazlı Yol Sınıflandırmaları	41
Tablo 4.3.	Mitschke'nin Tanımladığı Koherans Fonksiyon Parametre Değerleri	42
Tablo 6.1.	ISO 8608'de Tanımlanmış Spektrum Yoğunluk $\phi_h(\Omega_0)$ Bazlı Yol Sınıflandırmaları için Hesaplanmış RMS İvme Değerleri	65

SEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Sekil 1.1.	Tasit Koltuk Konforu Değerlendirme Akis Diyagramı 3
Sekil 2.1.	ISO 2631 için Önerilen Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri 10
Sekil 2.2.	Maksimum Frekanslara Göre Vücut Parçalarının Maksimum RMS İvme Değerleri 14
Sekil 3.1.	İnsan Vücudunun Merkezi Temel Eksenleri 28
Sekil 3.2.	Temel Ağırlıklandırma için Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri 29
Sekil 3.3.	Ek Ağırlıklandırma Faktörleri için Ağırlıklandırma Eğrileri 29
Sekil 3.4.	Sağlık Uyarı Bölgeleri 35
Sekil 4.1.	I_{sp} Tekerlek İz Genişlikli Dört Tekerlekli Tasitin Yoldaki Durumu 38
Sekil 4.2.	Yol Yüzeyinin İki İzli Uzaysal Modeli 39
Sekil 5.1.	Tekerlek Uyarı Sinyalleri 48
Sekil 5.2.	Düsey Sarsıcı (four poster) Üzerine Yerleştirilen Test Aracı 49
Sekil 5.3.	Düsey Sarsıcı Tablasına İvme Ölçerinin Yerleştirilmesi 49
Sekil 5.4.	Koltuk Rayına İvme Ölçerinin Yerleştirilmesi 50
Sekil 5.5.	Koltuk İvme Ölçerinin Koltuk Üzerine Yerleştirilmesi 50
Sekil 5.6.	Test için İnsan Modelinin (dummy) Yerleştirilmesi 51
Sekil 5.7.	Dijital Kayıt Cihazı 51
Sekil 6.1.	Bilgisayar Hesaplamaları Akis Seması 53
Sekil 6.2.	Düsey Sarsıcı İvme – Zaman Seyri 55
Sekil 6.3.	Koltuk Rayı İvme – Zaman Seyri 56
Sekil 6.4.	Sarsıcı Frekans Spektrumu 56
Sekil 6.5.	Koltuk Kızak Frekans Spektrumu 57
Sekil 6.6.	Sarsıcı Güç Spektrumu 57
Sekil 6.7.	Kızak Güç Spektrumu 58
Sekil 6.8.	Sarsıcı – Koltuk Kızak Transfer Fonksiyonu 59
Sekil 6.9.	Sarsıcı – Koltuk Kızak Koheransı 60
Sekil 6.10.	Dört Tekerlek için Yol Spektrumları (yol – zaman seyirleri) 60
Sekil 6.11.	Dört Tekerlek için Yol Spektrumları (ivme – zaman seyirleri) 61
Sekil 6.12.	Koltuk Rayı İvme – Zaman Seyri 62
Sekil 6.13.	Koltuk Rayı Frekans Spektrumları 62
Sekil 6.14.	Koltuk z – Eksenli Frekans Spektrumu 63
Sekil 6.15.	ISO 2631’de koltuk z Eksenli için Tanımlanan Frekans Ağırlığı (W_k) 64
Sekil 6.16.	Koltuk z – Eksenli Frekans Spektrumu ve Ağırlıklandırılmış Frekans Spektrumu 64
Sekil 7.1.	Çok İyi Yol İçin Konfor Değerlendirilmesi 66
Sekil 7.2.	İyi Yol İçin Konfor Değerlendirilmesi 67
Sekil 7.3.	Orta Yol İçin Konfor Değerlendirilmesi 67
Sekil 7.4.	Kötü Yol İçin Konfor Değerlendirilmesi 68
Sekil 7.5.	Çok Kötü Yol İçin Konfor Değerlendirilmesi 68

SEMBOL LİSTESİ

a_i	: 1/3 Oktav Band için RMS Ivme Degeri
$a_w(t)$	: Anlik Frekans Agirliklandırilmis Ivme
a_w	: Frekans Agirliklandırilmis Ivme
a_{wz}	: Ekseninde Frekans Agirliklandırilmis Ivme (z eksen)
a_{wx}	: Frekans Agirliklandırilmis Ivme (x eksen)
a_{wy}	: Frekans Agirliklandırilmis Ivme (y eksen)
f	: Frekans
$h(x)$	: Keyfi Yol Izi
$h_R(x)$	: Sag Tekerlek için Yol Izi
$h_L(x)$	: Sol Tekerlek için Yol Izi
$h_L(x)$	: Sol Tekerlek için Yol Izi
$h_s(x)$	: Sag ve Sol Iz Arasindaki Faz Farki
$H(x, y)$	: Iki Boyutlu Yol Yüzey Profili
$H_r(x)$	: Yol Izinin Yükseklik Profili
$H_L(x)$	: Yol Izinin Yükseklik Profili
k	: Titresimden Zarar Görme Limit Degeri
k_x	: Çarpim Faktörü (x eksen)
k_y	: Çarpim Faktörü (y eksen)
k_z	: Çarpim Faktörü (z eksen)
k_m	: Titresime Maruz Kalinan Topluma Göre Degisen Sabit ($k_m = 1/3$)
l_{sp}	: Tasit Iz Genisligi
p	: Koherans Fonksiyonu Sabiti
r_x	: Dönme Eksen (x eksen)
r_y	: Dönme Eksen (y eksen)
r_z	: Dönme Eksen (z eksen)
$R_h(x)$	: Çapraz Korelasyon Fonksiyonu
$R_{RR}(x)$	: Otomatik Korelasyon Fonksiyonu
$R_{LL}(x)$	: Otomatik Korelasyon Fonksiyonu
$R_{RL}(x)$	: Çapraz Korelasyon Fonksiyonu
$R_{LR}(x)$	: Çapraz Korelasyon Fonksiyonu
t	: Zaman
t_0	: Anlik Zaman
T	: Ölçüm Süresi
w	: Yol Dalgililigi
W_k	: Yakit Degisim Verimi veya Fren Termal Verimi
W_d	: Temel Frekans Agirligi (z eksen)
W_f	: Temel Frekans Agirligi (x, y eksen)
W_c	: Temel Frekans Agirligi (z eksen)
W_e	: Temel Frekans Agirligi (r_x, r_y, r_z eksenleri)
$g_h(w, l_{sp})$	: Koherans Fonksiyonu
$g_h(W, l_{sp})$	: Koherans Fonksiyonu

x	: Uzaklik Farki
t	: Entegrasyon Zamani
$f_h(W)$	: Tek Taraflı Spektrum Yogunluk Fonksiyonu
$f_h(W_0)$	: Temel Dairesel Frekans Referanslı Yol Pürüzlülük :Derecesi
$f_{RL}(W, I_{sp})$	: Çapraz Spektrum Yogunlugu
$f_{LR}(W, I_{sp})$	: Çapraz Spektrum Yogunlugu
$f_{h??}(W, I_{sp})$	: Aynı Fazlı Uyarinin Spektrum Yogunlugu
$f_{h??}(W, I_{sp})$	: Karşı Fazlı Uyarinin Spektrum Yogunlugu
$f_h(W)$	: Spektrum Yogunlugu
W	: Dairesel Frekans
W_0	: Temel Dairesel Frekans

Üniversitesi	: İstanbul Teknik Üniversitesi
Enstitüsü	: Fen Bilimleri
Anabilim Dalı	: Makina Mühendisliği
Programı	: Otomotiv
Tez Danismanı	: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY
Tez Türü ve Tarihi	: Yüksek Lisans – Aralık 2003

ÖZET

TASIT KOLTUKLARININ DÜSEY TITRESİM KONFORU AÇISINDAN DEĞERLENDİRİLMESİ

Ersin DEMİRDAG

Bu yüksek lisans tezinde farklı tasit koltuklarının mevcut tasitlerde olusturacakları düşey titresim konforunun hesaplanması ve mevcut tasit için en uygun düşey titresim konforunu sağlayan koltuğun seçilebilmesi için bir bilgisayar programı olusturulmuştur. Bu tarz çalışmalar otomotiv üreticilerinin konfor optimizasyonu yapan bilgisayar programlarına ihtiyaç duymalarından dolayı tasit teknolojisinde giderek artan bir önem kazanmaktadır.

Titresimle konfor arasındaki ilişkiyi daha iyi anlayabilmek için sistematik olarak yapılan deneysel çalışmalar, kişilerin rahatsızlığı tanımlama yargılarının hangi çeşitteki titresimlere göre değiştiğini belirlemeye yönelmiştir. Tasitlerin hareketleri sırasında, tasitlerde yolculuk yapan sürücü ve yolcular tasit koltuklarında oluşan titresimlere maruz kalmaktadırlar. Tasit hareketleri sırasında kişilere etki eden vücut titresimlerini etkileyen en önemli etken kişilerin oturdukları tasit koltuklarının dinamik yapısıdır. Bazı durumlarda, tasitlerin dinamik koltuk tepkileri, tüm vücut titresimlerine maruz kalmayı kontrol edebilecek en kolay faktör olmasına rağmen; tasit koltuklarının titresimleri azalttığı gibi arttırdığıda bilinmektedir.

Konvansiyonel tasit koltukları (metal veya kauçuk yaylı ve köpüklü) 4 Hz bölgesinde rezonansa sahiptirler. Dikey titresimler bu frekans değeri ve bu frekans değerinin altındaki değerlerin etrafında güçlenmekte ve rezonanstaki güçlenme, iki veya daha fazla faktörden meydana gelebilmektedir. 6 Hz' ten yüksek olan frekanslarda konvansiyonel tasit koltukları dikey titresimi sönmölemek fakat bu sönmöleme koltuklar arasında çok farklılaşmaktadır. Tasit koltuklarında rastlanan titresim geçirgenliğinin çeşitliliği, tasit koltuk seçiminin, tasit koltuk titresimlerine maruz kalmayı kontrol edebilecek faktörlerin basında gelmesini sağlayabilir.

Günümüzde, tasit koltuklarının dinamik performanslarını ve tasit konforunu değerlendirmek için bir standart mevcut değildir. Tasit koltuk konforunu titresimler açısından değerlendirmek için yaygın olarak ISO 2631-1 ve BS 6841 standartları kullanılmaktadır. Bu çalışma ISO 2631-1 standarti baz alınarak gerçekleştirilmiştir.

ISO 2631-1 Standarti, titresimi değerlendirmek için ölçölmüş ivme değerlerinin kullanılmasını öngörmüştür. İnsanların tüm vücut titresimlerine hassasiyeti frekansa bağlı olarak değişmektedir. Frekansların insanlar üzerine etkileri; W_k , W_d , W_f , W_c , W_e ve W_j olarak tanımlanan frekans ağırlıklandirmaları ile yansıtılmaktadır. Vücudun farklı eksenleri için farklı frekans ağırlıklandirmaları gerekmektedir. Frekans ağırlıklandırılmış ivme seyirinin, 1-80 Hz arasındaki frekanslarından hesaplanmış

RMS degeri, standartta belirtilen degerlerle karsilastirilarak konfor degerlendirilmesi yapilir.

Çalışma iki temel asamadan olusmaktadir:

1. Tasit ve koltuk titresim ölçümleri,
2. Bilgisayar programinin olusturulmasi ve bilgisayar hesapları.

Ölçümler düsey sarsici (four poster) bankoda gerçekleştirilmiş ve sarsici, koltuk rayi, koltuk üzeri ivme degerleri ölçülmüştür. Uyarı sinyalleri için sinus, random ve gerçek yol sinyali “pave” kullanılmıştır. Ölçümler sırasında tasit tek tekerlekten uyarilirken diger tekerlekler hareketsiz tutulmuş ve 4 farklı ölçüm sonucu elde edilmiştir.

Bilgisayar programinda sanal yollar, koltuk ve tasit ölçümleri sonucunda programda elde edilen transfer fonksiyonları kullanılarak koltuk üzeri z ekseninde ivme degerleri bulunmuştur.

Bilgisayar programinda ISO 8608’de tanımlanmış yol kosulları dört tekerlek için ayrı ayrı yaratılmış ve bu yol kosulları ile dört tekerleğin ayrı ayrı uyarılması ile elde edilen sarsici – koltuk rayi transfer fonksiyonları tek tek çarpılıp toplanarak koltuk rayi toplam titresim ivme degerleri hesaplanmıştır. Bu koltuk rayi titresim ivme degerleri bilgisayar programinda hesaplanan koltuk transfer fonksiyonları ile çarpılmış ve koltuk üzeri düsey titresim ivme degerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan düsey koltuk ivme degerleri W_k frekans ağırlıklandırılması ile ağırlıklandırılmış ve 1 – 20 Hz arasındaki degerler için RMS degeri hesaplanmıştır. Bu hesaplanan RMS degeri konfor degerlendirmelerinde kullanılmıştır.

Bu çalışmada mevcut tasit için kullanılan tasit koltugundan farklı bir koltuk olmadığı için mevcut tasitla farklı koltugun olusturacağı düsey titresim konforu hesaplanamamıştır. Çalışmanın bundan sonraki aşamasında farklı tasit koltuklarının ölçümü yapılip mevcut tasit ile olan düsey titresim konforları degerlendirilecek ve farklı tasit ölçümlerinin sürdürülmesi ile farklı tasit ve koltuk eslesmelerinin olusturacağı koltuk konforları saptanacaktır.

Anahtar Kelimeler: Tasit Koltuk Konforu, Emisyonlar, İnsanlara Etki Eden Tüm Vücut Titreşimleri

University	: Istanbul Technical University
Institute	: Institute of Science and Technology
Science Programme	: Mechanical Engineering
Programme	: Automotive
Supervisor	: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY
Degree Awarded and Date	: MSc - December 2003

ABSTRACT

VERTICAL VIBRATION COMFORT EVALAUTIONS of ROAD VEHICLES

Ersin DEMIRDAG

The purpose of this master thesis is to develop a computer program, which can evaluate the vertical vibration comfort of an existing vehicle with different vehicle seats. Such investigations are becoming of increasing importance in vehicle technology due to the need of car manufacturers for computer-aided tools of comfort optimization.

In order to better understand the relation between vibration and comfort, systematic experimental studies of the extent to which variations in vibration stimuli produce changes in a subject's judgements of discomfort have been carried out. During the trip, drivers and passengers are exposed to seat vibration of vehicles. Exposures of seated persons to whole-body vibration are influenced mostly by seating dynamics. In some environments the dynamic response of the seat can be a factor most easily used to control human exposure to whole-body vibration. However, seats can increase, as well as decrease, vibration.

Conventional seats (seats with metal or rubber springing and foam) have resonances in the region of 4 Hz. Vertical vibration is amplified around this frequency and at all lower frequencies. The amplification at resonance can be a factor of two, or more. Only at frequencies greater than about 6 Hz will conventional seats attenuate vertical vibration, with the attenuation varying greatly between seats. With a large variation in transmissibility between seats, it seems likely that the selection of a seat may be a prime factor in controlling occupational exposures to whole-body vibration. At present, there are no standards for the evaluation of the dynamic performance of such seats and vehicle comfort. To evaluate the vehicle seats vibration comfort, the most used and known standarts are ISO 2631 –1 and BS 6841. This study is based on ISO 2631 –1 (1997).

ISO 2631 uses the measured vibration values to evaluate the vibration comfort. Sensitivity of humans to whole body vibration varies with frequency. The effects of frequency to humans influenced by the frequency weighting which are defined as W_k , W_d , W_f , W_c , W_e and W_j . For differents parts of the human body different frequency weightings should be used. Standart uses the RMS accelaration of the measured and weighted frequency between 1-80 Hz to evaulate the comfort.

This study has two main parts:

1. Vibration measurements of vehicle and the vehicle seat,

2. Developing the computer program and the computer calculations.

Measurements have been done with four-poster instead of road and the vibration acceleration of the exciter; vehicle floor and seat are measured. To excite the four-poster sinus, random and a “pave” named road signals are used. During the measurements, four posters’ hydrolic cylinders excited one by one and for each wheel vibration measurements were recorded.

Computer program has been developed to create the ISO 8608 road profiles, calculate the transfer functions of the vehicle, seat and also the seat vibration history.

Road spectrum profiles specified in ISO 8608 are developed in program for each wheel and these road spectrum profiles are multiplied by the transfer functions of each wheel and these 4 results are summed. These calculations have been done to find the vehicle floor vibration history. To find the seat vibration time history, floor vibration history is multiplied by seat transfer functions, which is calculated in the previous step of the program. Calculated vibration history frequency is weighted with W_k and RMS acceleration, which is calculated between 1 – 20 Hz. RMS acceleration is used to evaluate the comfort of the vehicle.

During the measurements and calculations seat manufacturer company has got only one type of seat for the vehicle used in measurements. Due to the above-mentioned reason, comfort calculations for different seats could not been done. This study will continue with comfort measurements and calculations of different seats for the measurement vehicle and also combination of different vehicles and seats to obtain the best vertical vibration comfort for the requested vehicles.

Keywords: Vehicle Seat Comfort, Exposure to Whole Body Vibration

1. GIRIS

Konfor kelimesi genellikle rahatsızlıktan uzak olma ve insanın kendisini iyi hissetmesi durumu olarak tanımlanmaktadır. Titresimle konfor arasındaki ilişkiyi daha iyi anlamak için sistematik olarak yapılan deneysel çalışmalar, kişilerin rahatsızlığı tanımlama yargılarının hangi çeşitteki titreşimlere göre değiştiğini belirlemeye yönelmiştir. Buna rağmen konforu değerlendirmek için uluslararası kabul görmüş bir metodoloji mevcut değildir. Konforun uluslararası olarak kabul edilmiş bir metodolojiye sahip olmaması her araç üreticisini, kendi tasitlerinin konforunu ölçmek ve değerlendirmek üzere kendi testlerini yapmaya ve bunları değerlendirmeye yönlendirmiştir.

Son yıllardaki mühendislik tekniklerinin gelişmesi, birçok tasarımının gelişmesini sağlamış ve tasit konforunu iyileştirmiştir. Buna rağmen, tasitlerin konforunu, tasitlerin geliştirme çalışmaları sırasında iyileştirmeleri ve malzemeler değiştirildikçe konforun değişimini ölçmek için birçok test yapılmaktadır. Ayrıca aynı segmentlerdeki farklı tasitlerin birbirleriyle kıyaslanması konfor değerlendirmelerinde önemli yer tutmakta ve tasitlerin üretim aşamasında önemli kararlar alınmasına da fayda sağlamaktadır.

Genel anlamda insanlara etki eden titreşimlerin etkilerini 3 ana grupta toplamak gerekmektedir. Bunlar;

- Titreşimlerin konforu engelleme seviyesi,
- Titreşimlerin insan hareketlerini engelleme seviyesi,
- Titreşimlerin insan sağlığını engelleme seviyesidir.

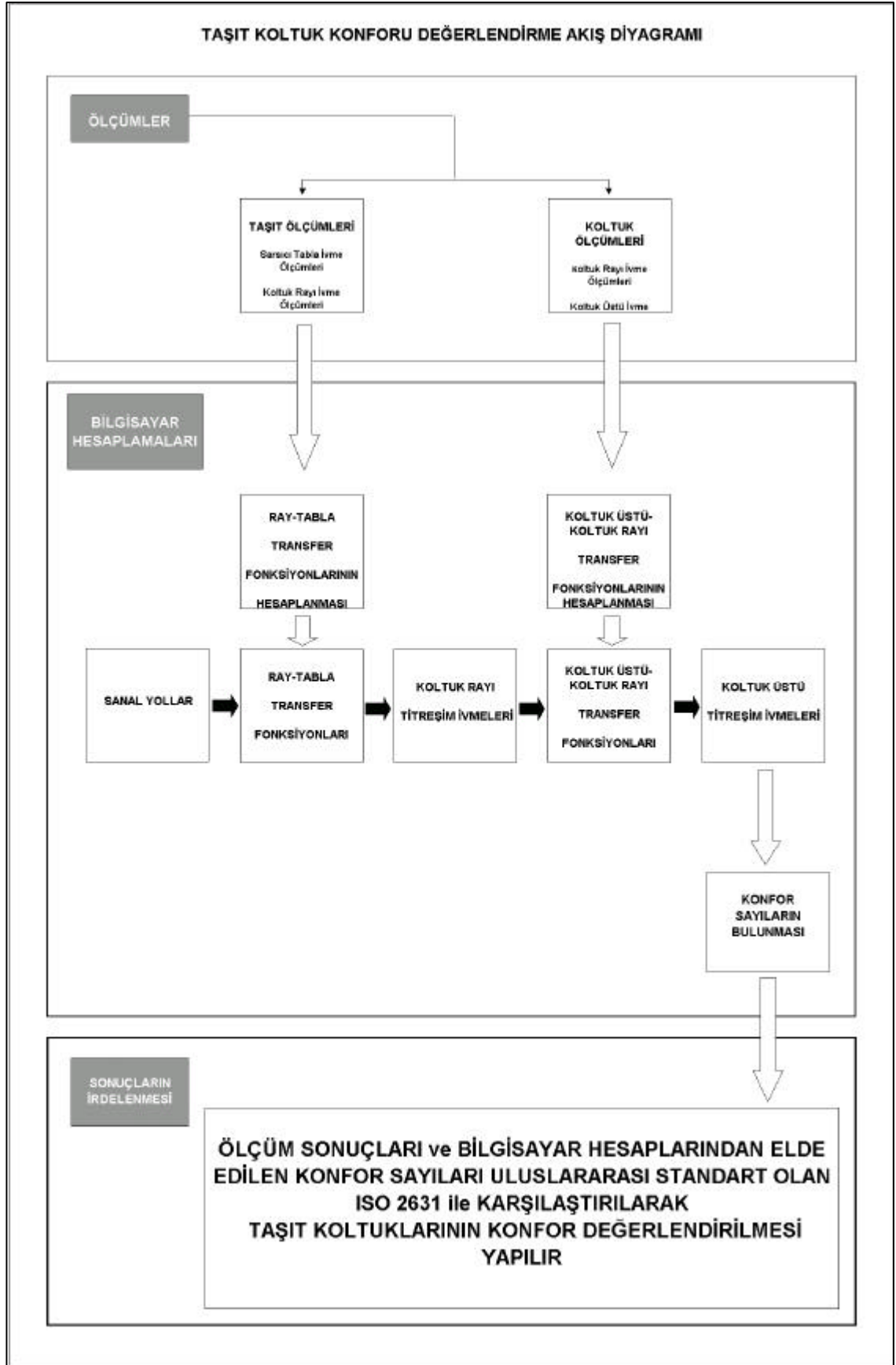
Titresim konforsuzluğu, genel olarak kabul görmüş kesin limitlere sahip değildir. Tasitlardaki titreşim konforu tasitin modeline (araba, motorbisiklet, kamyon vs.) ve tipine (aile arabası, spor araba, vs.) göre değişiklik göstermektedir. Ayrıca dizayn limitleri; maliyet, maksimum hız, aynı sınıftaki diğer araçların konfor değerlendirmelerine göre de değişiklik göstermektedir. İnsandaki konforsuzluk hissi

kisinin maruz kaldığı enerji seviyesi ile artışı göstermektedir. Titresim sinyallerinin rms değeri, bu enerjiyle orantılı bir enerji olup, meydana gelen konforsuzluğu ölçmek için kullanılmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, mevcut bir taşıt için mevcut koltukların titresim konforu açısından uyumunun irdelenmesi ve oluşturulan bilgisayar programıyla mevcut taşıtlarda farklı koltukların ortaya çıkardığı dikey titresim konforunun hesaplanmasıdır.

İlk olarak literatür araştırılması yapılmış ve bu araştırmaların sonucunda titreşimlerin insanlar üzerine etkileri ile ilgili tarihsel gelişimlerine, motorlu taşıtlar üzerinde yapılan çalışmalara ve bu konuda ortaya çıkan uluslararası standartların gelişimine yer verilmiştir.

Şekil 1.1'deki koltuk konforu değerlendirme eksen diyagramında bu çalışmada incelenecek olan metodolojiye yer verilmiştir.



Sekil 1.1 Tasit koltuk konforu degerlendirme akis diyagrami

2. İNSAN VÜCUDUNA ETKİ EDEN TİTRESİM VE SOKLARIN LİTERATÜR ARASTIRMASI

Son yıllarda mekanik titreşim ve sokların, bu titreşim ve soklara maruz kalmış kişilerde ciddi sağlık problemlerine yol açtığı düşüncesi gittikçe ağırlık kazanmıştır. Bu durum 1960 yılların ortalarında başlayan ve geliştirilen, aynı zamanda Alman Mesleki Hastalık Sınıflandırması 2110 (Dupuis, 1994) ve Fransız Mesleki Hastalık Tablosu'nun da (Genel No: 97 – Tarım No: 57) temel mekanizması olan, ilk Uluslararası Standart ISO 2631-1974'te birleştirilmiş ve tanımlanmıştır. [4]

Günümüze kadar yapılmış olan çalışmalarda konuya mantıksal olarak yaklaşabilmek için gerekli değerlendirme yöntemleri üzerinde durulmuş, titreşimin ve sokların insanın fiziksel yapısına nasıl zararlar verebileceği üzerinde çalışılmış ve titreşim ve sokları değerlendirme yöntemleri incelenmiştir.

Titreşimler ve sokların insanlara etkileri konusunda yapılan literatür araştırmalarında, insanların titreşim ve soklara maruz kalmaları sonucunda oluşan fiziksel etkiler üzerinde ve titreşimleri değerlendirme konularında, beklenenden az literatür çalışması bulunmuştur. Yapılan literatür çalışmaları sonucunda titreşim ve soklara maruz kalma sonucunda insanlarda oluşan fiziksel zararlar ile titreşime korunmazlık arasında beklenenden az bir ilişki olduğu saptanmıştır.

Buna rağmen, güncel olan standartlar tüm vücut titreşimlerinin insan sağlığına etkilerini değerlendirme yöntemlerini kapsamaktadır. Bu değerlendirme yöntemleri, titreşim ve soklara maruz kalma sonucunda insan sağlığının zarar görmesi, bazı titreşim büyüklüklerinin birleşimleri ve titreşime maruz kalma süreleri arasında basit bir ilişki olduğu varsayımına dayanmaktadır. Genel olarak kabul edilen, bu hipotezin sağlık riskinin zaman ortalaması ile orantılı veya frekansla ağırlıklandırılmış ivme fonksiyonunun zamana göre integrali olduğunu farzetmesi ve bu fonksiyonun, ivmenin karesi (karekök ISO 2631, 1974'te olduğu gibi) veya dördüncü kuvveti olduğudur. (Titreşim Doz Değeri, BS 6841: 1987)

Diğer bir varsayım ise, bazı eşik değerlerini aşmayan tepe değerlerine sahip sok ve titreşimlerin (Henüz araştırılmamış fakat 1 ms^{-2} ile 10 ms^{-2} arasındaki değerler olabilir), insanların sırt kısımlarında oluşan rahatsızlıkların sebebi olduğu ve eşik

değerlerini asan pik değerlere sahip sok ve titreşimlerin ise dinamik yüklerinin, artan genlik ve frekanslar yüzünden insanların sırt kısımlarında zararlı etkileri olduğunu ileri sürmektedir.

Bu varsayımlarda her ne kadar sadece insanın sırt kısmında oluşan rahatsızlıklarla ilgilenilse de, titreşimlerin alt sırt bölgesinde ve spinal bölgelerde de yapmış oldukları zararlar bilinmektedir.

2.1 İnsan Vücuduna Etki Eden Titreşim Araştırmalarının Tarihsel Gelişimi

İnsanların üzerine etki eden tüm vücut titreşimleri araştırmaları, konunun birçok yönünü kapsamaktadır.

Laboratuvar çalışmalarında, subjektif konfor değerlerini saptamak için kontrollü testler uygulanmış, çeşitli görevler için objektif değerlendirme performansı, titreşim iletimi ve mekanik empedanslar gibi dinamik tepki fonksiyonları ölçülmüştür. Ayrıca kısa dönemli titreşim ve gözlemlenilebilir fiziksel değişimler arasındaki ilişkiyle ilgili olarak laboratuvar çalışmaları yapılmış ve yapılmaya devam etmiştir.

Geçmisten bu güne laboratuvarların dışında yapılan çalışmalarda ise insanların hangi işlerde ve ulaşım araçlarında titreşimlere maruz kaldıklarıyla ilgili ölçümler ve anketler yapılmıştır.

Laboratuvar ve dış alanlarda hangi tür çalışmaların yapılabileceği geçmisten günümüze gelen teknolojik gelişmelerle alakalı olarak gelişim göstermiştir.

Her yeni yapılacak çalışmada geçmiste yapılacak çalışmalardan elde edilmiş ve değerlendirilmiş bilgiler çok önemlidir, bu yüzden bundan sonraki bölümde insanlar üzerine etki eden titreşimlerin değerlendirilmesi ile ilgili olarak geçmisten günümüze olan gelişime yer verilmiştir.

2.1.1 1945 Yılından Önce Yapılmış Olan Çalışmalar

Titreşim 1920'li ve 1930'lu yıllarda traktör, moturlu taşıtlar ve uçaklar gibi hareketli taşıtların çoğalması ile tanınmış çevresel bir stres faktörüdür. Motor endüstrisinde, Olley (1934) gibi bazı mühendisler, taşıtlardaki subjektif konfor değerlendirmelerinde gelişim sağlamak için, insanın titreşime tepkilerinden bağımsız olarak, süspansiyon geliştirme çalışmalarında bulunmuşlardır.

1945 yılından önce, yapılmış olan birkaç araştırmadan biri Reiher ve Meister'in (1931) yapmış oldukları araştırmadır. Bu iki yazar, yolların ve makinelerin titreşim

etkilerini kabul etmiş ve gürültü için geliştirilmekte olan ilişkiler gibi tasit titreşimleri ile insan duyarlılığı arasında da paralel ilişkiler bulmayı hedeflemişlerdir. Reiher ve Meister laboratuvar koşullarında 5 Hz ile 60 Hz arasında, dikey ve yatay yönde sinüsoidal olarak hareketlendirilebilen bir mekanik test cihazı kullanmışlardır. Bu testler ile subjektif olarak değerlendirme yapılmak üzere, oturan ve yatan insanlar 50 mm/s^2 den 10 mm/s^2 kadar olan ivme aralığında testlere tabi tutularak değerlendirmeler yapılmıştır. Bu yapılmış testleri, alginin sinir değerlerini ve yapılan testlerdeki titreşim genliklerine esdeğer tepkileri; 'uzun periyotlarda tehlikeli' ve 'kısa periyotlarda tehlikeli' olacak şekilde ayırmış ve değerlendirmede kullanmışlardır. Reiher ve Meister'in yapmış oldukları çalışmanın yayını 1946 yılında Amerikan Hava Birliği tarafından, uçaklardaki yolcu ve mürettebatın titreşimlerden etkileşimlerini incelemek amacıyla tercüme edilmiştir. Fakat bu yayın herhangi bir tasit oturan insanların titreşime maruz kalma ve spinal soklardan etkilenme ile ilgili bir bilgi içermemekteydi. [4]

2.1.2 1945 ile 1960 Yılları Arasında Yapılan Çalışmalar

1945 yılından itibaren yirmi yıl içerisinde titreşim etkileri ile ilgili yapılan çalışmalar, laboratuvar koşullarında mekanik test ekipmanları ile ne tür testler yapılabileceği ile sınırlı kalmıştır. Bu testler koltuk süspansiyonların geliştirilmesi (Radke, 1957) ve insanların tasitler üzerindeki titreşime tepkilerini değerlendirme (Dupuis, 1960,1961) çalışmalarında kullanılmıştır. [1,4]

Dortmund, Max – Planck Institut für Arbeitsphysiologie, da Dieckmann (1957), ayakta ve oturan pozisyonda bulunan insanlara titreşimin ve mekanik sokların iletilmesi üzerine testler yapmıştır. Dieckmann'in yapmış olduğu bu çalışmanın sonuç yayınında deneylerin kaç denek üzerinde ve bu deneklerin karakteristikleri hakkında bilgi mevcut değildir. Dieckmann'in çalışmasında, iki tane titreşim jeneratörü (1 Hz – 5 Hz ve 5 Hz – 100 Hz) kullandığı bilinmektedir. Bu çalışma, "frekans ağırlıklandırması" ve "k – faktörü" nüde içerisinde bulunduran VDI 2057 Alman Standartının gelişiminin temel taşı olan çalışmadır. İnsanların titreşimden zarar görme değerlendirmeleri, subjektif değerlendirme ve insan derisi gibi faktörler temel alınarak oluşturulmuştur. En yüksek duyarlılığın olduğu frekans aralığında, insanın titreşimden zarar görme limit değeri $k = 100$, dikey yönlü titreşim ivmesi olarak 500 cm/s^2 , yatay titreşim ivmesi olarak da 200 cm/s^2 esdeğerdir.

K = 100 degeri erkekler için tanimlanmis üst limit olmasina karsin, endüstride k =10 degeri sadece kısa zaman maruz kalinabilecek degeri göstermektedir. Bu çalışmada hangi eksenin yatay eksen olarak kabul edildiği tam olarak anlasilamamasina ragmen dikey testlerle yapılan karsilastirmalarda çok büyük olasilikla kafanın yapmis olduğu eliptik hareketlerin boylamsal hareketler olarak kabul edildiği anlasilmistir. [4]

Bu zaman periyodunda Amerika Birlesik Devletleri'nde de, kısa dönemli titresimlere maruz kalan insanların tolerans seviyeleri ile ilgili çalışmalar baslamistir. (Ziegenruecker & Magid, 1959). Bu çalışmalarda mekanik tablali bir sarsici ve çok büyük olasilikla insan denekler kullanılarak yapılan testlerde kullanılan ilk test cihazlarından olan uzun stroklu bir elektro – hidrolik dikey sarsici kullanilmistir. Bu çalışmalar orijinal ISO 2631 standartındaki frekans hassasiyet konturlarının gelisminde rol oynayan subjektif tolerans limitleri için frekans konturlari olusturmudur. Buna ragmen deneklere kendi tolerans limitlerine ulastiklarinda hangi duyular sebebiyle testleri bitirmek istedikleri soruldugunda, sebepler karin agrilari, çene agrilari, testis agrilari, kafa semptomlari, sindirim güçlüğü, ankesiyete ve genel konforsuzluklari içermesine ragmen sirt agrilarini içermemekteydi. 4 Hz ile 8 Hz arasinda genlikleri 15 ms^{-2} olan büyük ve sürekli salinimli sinüsoidal dalgaların titresimin daha düşük genliklerde daha uzun sürelerde maruz kalınca olusan alt sirt agrilarini ortaya çıkarmasi beklenenden farkli bir sonuç olarak ortaya çıkmistir. [4]

Griffin, Magid tarafından kullanılan yüksek seviyedeki titresim konturlarının, kendi laboratuvar kosullarinda yapmis olduğu düşük seviyelerdeki titresim konturlarından önemli ölçülerde farkli oldugunu fakat rahatsiz edici düzeylerin hala devam ettigini testlerinde gözlemlemiştir. [1]

Griffin, rahatsizlik ve acılardan yola çıkılarak titresimin saglik üzerinde etkilerinin frekansla degisimi tanimi süpheli bir yaklasim olarak görmüştü, çünkü bu duyularin zarara yol açmayabilecegini ve zararın da hissedilmeden olusabilecegini savunmustu. Griffin, ciddi rahatsizlik ve olusabilecek zararların subjektif etkilerine uygun frekans agirliklandirmalarından, güncel bilgilere göre daha fazla bilginin kazanilmasi gerektigini ve ciddi rahatsizliklara sebep olan hareketlerin aynı zamanda insana zarar vermeyecegi ile ilgili yeterli bilginin olmadigini savunmustur.

Bu zaman periyodu içerisinde laboratuvar testlerinde ciddi gelismeler olmamasina karsin, laboratuvar disinda yapilmis çalışmalarda belirli düzeyde gelismeler olmustur. Griffin, 1949 ile 1960 yıllari arasinda 18 adet çalışma yapmistir. Eger bu süre 1965

yilina kadar uzatilsa Griffin'in yapmis oldugu çalismalarin sayisi 31' e kadar artmaktadır. Bu çalismalarin yaklasik yarisi traktör sürücülerinde üzerinde yapilmis olan çalismalardir. Bu dönemlerdeki laboratuvar disinda ölçüm yapmak için olan ekipmanlar laboratuvar içinde ölçüm yapmak için olan ekipmanlar kadar kisitliydi. [1,4]

Clayberg (1949), askeri ulasim araçlarinin sürücülerinde ve yolculari için birçok saglik tanımlamaları yapmistir ve bunların en bilindik olanı arazi tasitlerinin arkasındaki titresim sonucunda olusan rahatsızlıklardir. [4]

Fishbein & Salter (1950), Amerikan ortopedik cerrahlariyla düzenlemis oldugu ankette cerrahlara "Hastalarinizda olusan spinal ve omurga rahatsızlıklarında, bu rahatsızlığın sebebini kamyon veya traktör sürücüsü olmalarından kaynaklandığını düşündüğünüz oldu mu ?" sorusunu yöneltmiş ve karşiligında 1474 cerrah içerisinde soruyu yanıtlamis olan 378 cerrahin sadece 109 tanesi hayir demistir.

Bir baska adi siklikla anılan çalışma ise Rosegger'in traktör sürücülerinin saglığı ile ilgili yapmis oldugu çalışmadir. Bu çalışma literatürde önemlidir çünkü çalışma aynı ekonomik ve sosyal grupta olan bir çiftlikte, çalışmalarında azda olsa traktör kullanan ve hiç traktör kullanmayan işçiler arasında yapılmistir. Birçok arastirmacı yapmis oldukları çalışmalarda, dataların analizinde ve seçiminde hatalar ve eksikler bulmasına rağmen, bu çalışma seçilen gruptaki insanların yüksek sikliktaki semptomlarla aci çektiklerini göstermistir. Bu çalışmada sırt bölgesinde olusan semptomlarla ilgili olarak daha öncesinden lombarda patolojik olarak bir bulguya rastlanmamis traktör sürücülerinde 2 yıldan az sürede sırt semptomlarına yakalandıkları tespit edilmistir. Bu traktör sürücülerinin sadece beste biri 4 yıldan fazla zamandır traktör kullanmis olduğuda bu raporda belirtilmistir. [4]

Bu çalışmanın sonucunda yayınlanan raporda, traktör sürücülerinin maruz kaldıkları titresim ve sokların etkisiyle saglıklarında kesin olarak bir etkilenmenin olduğu belirtilmistir. [4]

Bu çalışmalarda ulasim araçlarında, insanların maruz kaldığı titresimlerin insan saglığını önemli ölçüde etkilediği ve insanlarda olusan stres, yorgunluk gibi etkenlerin de insanların maruz kaldıkları titresimle ilgili olduğu ortaya çıkmistir.

Özetlersek, bu tarihler arasında tıbbi olarak da insanlara maruz kaldıkları titresimlerin sırt bölgesindeki rahatsızlıkları olusturabileceği öne sürülmüştür.

2.1.3 1960 ile 1970 Yillari Arasinda Yapilan Çalismalar

Bu dönem tüm vücut titresimleri bilgisinin gelismisi için iki açıdan önemli bir dönem olmuştur. Bunlardan birincisi, bu yıllar arasında elektro – hidrolik ve elektro – dinamik sarsicilarin sayisinin ve bu cihazlarla yapılan testlerin artmasidir. Ikincisi ise ISO/TC 108 adli bir grubun meydana gelerek, insanların titresimlere tepki standartini meydana getirmeye çalışmasıdır. Bu çalışmalar daha sonra ISO 2631 – 1974 ismi ile yayınlanan standart olacaktır.

Yeni jenerasyon laboratuvar testleri, esdeğer duyular için frekans konturları belirlemek için, Stevens (1958)'in teknikleri baz alınarak, genlik belirlemek için, psikolojik oranların gelişimiyle birlikte birçok çalışan tarafından kullanıldı. Buna rağmen, bu çalışmalar ISO çalışma grubunun 1960 yıllarının ortalarında yayınlamış olduğu ve otuz sene boyunca hiç değiştirilmeden yaygınca kullanılan frekans ağırlıklandırma eğrilerin ortaya çıkmasına kadar akademik çalışmalar olarak kalmıştır.

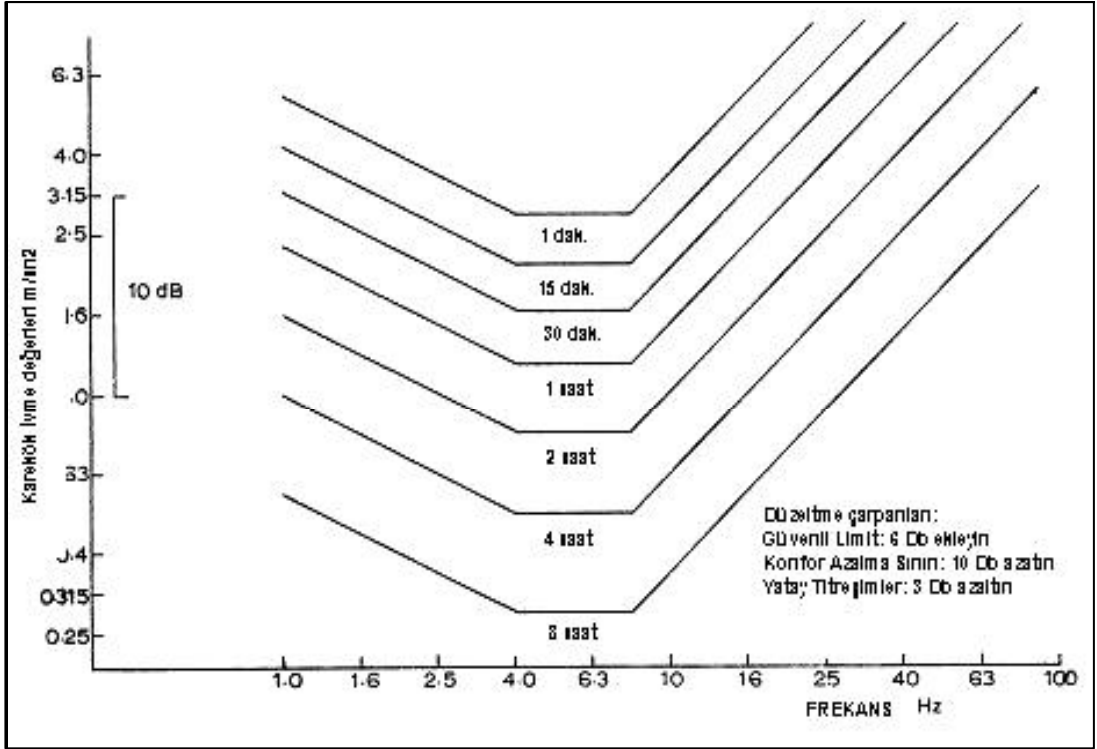
Bu dönemde tüm vücut titresimlerinin insanlar üzerinde neden olduğu diğer etkiler de, yeni testlerle, çalışmalar arasına eklenmiştir, bu çalışmalar titresimin insan performansına etkileri ve görsel duyarlılık gibi konulardır.

Bu dönemde yapılan çalışmalar ağırlıklı olarak titresimin fizyolojik etkileriyle ilgiliydi. Griffin, 14 tane kardiovaskular, 6 tane solunum, 2 veya 3 tane endokrin/metabolik, 20 – 30 tane motor tepkileri (kassal ve emg), birkaç tane duyma problemleri, 3 – 4 tane merkezi beyin sistemi ve 2 tane spinal yapının yüksekliği ile ilgili olarak birçok çalışma yapmıştır. Bunlar 1960 ile 1985 arasındaki 25 yılda yapılmış çalışmalardır.

Bu zaman periyodundaki yapılmış olan vücudun dinamik etkileri ile ilgili çalışmalardan sadece bazıları titresimin potansiyel etkileri sonucunda spinal ve alt sırt bölgesinde zararlar oluşturduğunu ortaya koyabilmıştır. Bu çalışmalar göstermiştir ki koltuk ve kalça arayüzünden gelen hareketlerin belirli frekans ve belirli vücut bölgelerinde büyüklükleri artmakta ve insan iskeletinde bir rezonans tepkisi oluşturmaktadır. Özellikle, sinisoidal titresimlerin etkisi altında üst lomber ve alt spinalde en fazla hareketin olduğunu gösterdiler (Dupuis 1966). [4]

Bir diğer spesifik bulgu ise dikey yöndeki hareketlerin maksimum tepki frekansları 5 Hz civarında olup değişik subjelere göre 4 ile 6 Hz arasında olmasıdır. Bu değerler

ISO 2631'in ilk basiminda, Magid'in tolerans sonuçlariyla, frekans hassasiyet egrilerinin formule edilmesinde kullanilmistir.



Sekil 2.1 ISO 2631 için önerilen frekans ağırlıklandırma egrileri [1]

1961 ile 1970 yılları arasında Griffin titreşime maruz kalma sonucunda oluşacak sağlık problemleri ile ilgili 35 tane rapor yayınlamıştır.

Bu tarihlerde başlayan ve daha sonra Christ and Dupuis (1968) tarafından rapor edilen önemli bir çalışma da genç tarım traktörü sürücüleri üzerinde yapılmış olan çalışmadır. Bu çalışma tıbbi ve X – ray değerlendirmelerini içermektedir. Tablo 2.1’de gösterildiği gibi, ilk değerlendirme sonuçlarında acı ve X – ray bulgularında traktör kullanılan seneler artıkça bir artış gözlenmiştir. Tablo 2.2’de gösterildiği gibi, 10 yılın sonunda X – ray bulguları çok daha ciddi boyutlara ulaşmıştır.

Tablo 2.1 Genç traktör sürücülerindeki şikayet ve radyoloji bulgularının saatlerle ilişkisi [4]

	<700 saat/yıl	700 – 1200 saat/yıl	³ 1200 saat/yıl
X – ray bulguları	61	68	94
Sirt ağrısı şikayetleri	39	52	56

Bu alışmalar traktör sürücülerinin alt sırt bölgesindeki olusan zararların bu bölgeye iletilen ivmelerle ilgili olduğunu ortaya koymuştur. Rosegger&Rosegger gibi diğer yazarlar da, vücut üzerinde olusan fiziksel zararlarda titreşim ve sokların etkilerinin olduğunu belirtmişlerdir.

Tablo 2.2 Uzun yıllar süresince traktör sürücülerinde olusan radyolojik bulgular [4]

Inceleme Süresi	1960 – 61	1965 – 66	³ 1970 - 71
İncelenen Hasta Sayısı	211	137	106
Ortalama Yaş	17.4	23.0	29.3
Radyolojik Bulgular (%)			
Ciddi	50.2	68.7	80.1
Oldukça Kötü	22.3	10.2	8.5
Büyük Olasılıkla Etkisiz	14.7	13.1	5.7
Patolojik Bulgu Yok	12.8	8.0	5.7
Toplam	100	100	100

Bütün vücudun titreşim ve soklara maruz kaldığı mesleklerin, sırt sorunlarının artisına öncülük ettiği yaygın olarak kabul ediliyordu. Aynı zamanda mühendislik ölçümler sağlığa etki edecek ciddi titreşimlerin azaltılması yönünde çalışmalarını sürdürmekteydi. (Ör. Matthews 1964, 1973, 1975). Bu ölçümler tasit ve makinaların etkin süspansiyonlarını ve uygun olmayan koşullarda bu tasit ve makinaların koltuklarında devam ettirilecekti. [4]

Bu dönemde yapılmış olan titreşim ölçümleri maruz kalınan gerçek titreşim değerlerinin sadece bir kısmını içerebilmekteydi (Lines&Stayner, 2000). Ölçümler, kısmen ölçüm aletleri ve kayıt ekipmanlarının boyutlarının büyük olması, kısmen ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi ve frekansların ayıklanmasının çok zaman almasından dolayı belirli limitler içerisinde kalmıştır. Ölçümlerin belirli limitler içerisinde kalmasına bir diğer etken ise çok ciddi titreşimlere maruz kalınan koşullara öncelik verilmesiydi.

Günümüzde kullanılan ve tanınan değerlendirme yöntemleri geçmiste sadece belirli düzeylerde yapılabiliniyordu. Sonuç olarak bu dönemde alınmış titreşim ölçümleri sadece titreşimin tepe değerlerini ve baskın frekanslarını değerlendirmek gibi basit şekillerde analiz edilebilmiştir. Genlik analizleri bu dönemde frekans analizlerinden daha yaygındır. Bu dönemde yapılmış olan çalışmaların genlik analizlerinde yoğunlaşmış olmasının sebebi, askeri ve havacılık amaçlı yapılmış olan titreşim çalışmalarının dışında yapılmış çalışmaların tamamen traktörler üzerinde oluşan titreşimlerin ve bunların sağlığa etkileriyle sınırlanmış olmasıdır. Traktörler üzerinde çalışmaların yoğunlaşmasında bu dönemde Avrupa'da gıda sektöründeki gelişmeler sonucunda tarımda makineleşmenin artmasıdır. Bu dönemde diğer sektörlerde titreşimler ve bunların sağlığa olan etkileriyle ilgilenen kurumlar yoktu. Örneğin bu dönemde tanıtılmaya başlayan kazi makineleri sektöründe bu yönde çalışmalar yapılmamaktaydı.

Uluslararası Standart Organizasyonu, insanların farklı alanlardaki titreşimlere olan tepkilerini değerlendirmek üzere bir çalışma grubu oluşturmıştır. Grubun üyeleri titreşimleri ilk oluştukları yerlerde sinüzoidal veya periyodik olarak ve genellikle sürekli hareketler olarak göz önünde tutmuşlardır. Bundan dolayı genlikleri karekök (rms) değerleri ve uygulama alanlarında eğrilerin temel sinüzoidal yapılardan belirgin şekilde farklı olmadığı, tepe faktörünün 6 değerinden küçük olduğu alan olarak tanımlanmışlardır. Grup, tüm insan tepkileri için aynı olan performans, sağlık ve konfor frekans hassasiyet eğrilerini tanımlamak üzere laboratuvar verilerini kullanmıştır. Grup ayrıca aynı etkiler için titreşime maruz kalma süreleri ve genlikler arasında eşdeğer bir formda ortaya koymuştur.

Özetlersek bu on yıl insanların tüm vücut titreşimlerine ilgilerinin hızla yayıldığı bir dönem olmuştur. Buna rağmen bu dönemde data toplama ve analizlendirme gerçek hayattaki titreşimlere maruz kalma sonucunda oluşacak rahatsızlıkların incelenmesini sağlayacak olanakları içermemekteydi ve yapılan çalışmalar bu sebepten dolayı titreşimlerin nedenlerini değil sonuçlarını içeren çalışmalardı. Laboratuvar olanakları daha yaygın hale gelmiştir. Daha sonraki yıllarda ISO 2631 standartının temelini oluşturacak ve günümüzde de yaygın olarak kabul edilen titreşim ölçümleri bu zaman periyodunda tartışılan konular arasındadır. Yapılan çalışmalar sırasında sadece titreşimin nedenleri değil aynı zamanda sağlığa olan etkileri de fizyolojik çalışmalarla irdelenmiştir. Buna rağmen, titreşimin oluşturduğu en yaygın sağlık problemi, omurga ve omurganın birleşik sistemlerinde oluşan

rahatsızlıklar olup, bu durum en çok tasitlarda oturma ve sürme pozisyonuyla alakalı olduğu tespit edilmiştir.

2.1.4 1970 ile 1980 Yılları Arasında Yapılan Çalışmalar

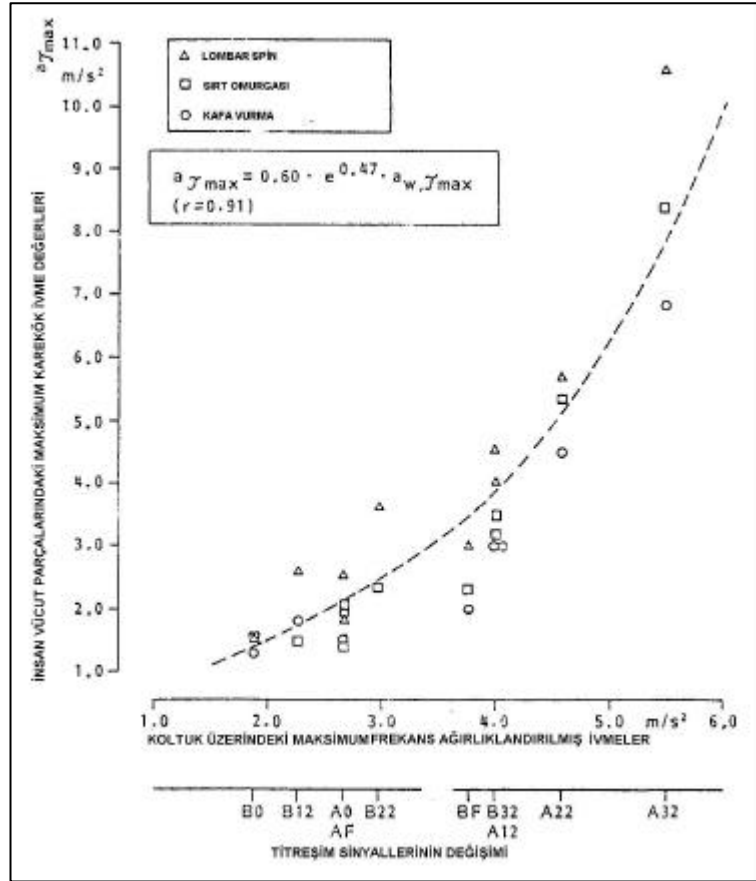
Bu on yıl, laboratuvar koşullarında, tüm vücut titreşimlerin subjektif etkileri, bu titreşimlerin performansa ve fizyolojiye olan etkilerini ve vücut dinamiği ile ilgili devam eden çalışmaların sürdürülmesiyle geçmiştir. Yukarıda belirtilen bu çalışmaların birçoğu insanlara etki eden titreşimlerin sirtta oluşan sağlık sorunlarını anlamaya yönelik olmuştur. Bu çalışmaların bir kısmı ilk olarak BS 6841'de daha sonra ISO 2631 ve sonuç olarak ISO 2631 son haline gelmiş olan, dikey titreşimlerin farklı frekans ağırlıklandırılmalarını birleştirmek için kullanılmıştır.

Bu on yıllık zaman periyodunun sonlarına doğru, Spang ve Arnberg (1990), titreşim soklarını dikkate alarak, tasitların yapmış olduğu titreşim hareketi sonucunda oluşan tepkileri subjektif olarak değerlendirebilmek üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışma, 1997 yılındaki ISO 2631 standartında, yüksek tepe değerli hareketler için olan VDV standartına alternatif olarak sunulan rms ve MTVV değerlerinin kaynağı olarak gözükmektedir.

Dupuis tarafından bu zaman periyodunun sonlarına doğru yapılmış olan belkemiği ve eklemlerin geçici tepkileri ile ilgili çalışma, z yönündeki belkemiği tepkilerinin dogrusal olmayan büyüklükleri açısından çok yararlı bir çalışma olmuştur. Bu çalışma tasit koltuklarından titreşime maruz kalan kişinin sırt eklemleri arasındaki titreşim iletimi hakkında bilgiler sağlamıştır. Tasit titreşimleri, insanın sırt kısmında düşük titreşim büyüklüklerinde az olarak hissedilirken, titreşim büyüklüklerinin değerleri arttığında artışı göstermiş ve koltuk üzerinden insan sırt bölgesine iletilen tasit titreşimleri 5 ms^{-2} değerine kadar sırt bölgesine 2 kat artarak geldiği belirtilmiştir. Dupuis ve Christ'in çalışması 1972 yılında yayınlanmıştır. [1,4]

Kelsey ve meslektaşları, Amerika Birleşik Devletlerinde lomber rahatsızlıklar yüzünden ameliyat edilecek hastalar üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Kelsey ve arkadaşları iki farklı grup üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Birinci grup 1971 ve 1973 yılları arasında (217 kişi, Kelsey 1975, Kelsey & Hardy 1975), ikinci grup ise 1979 ve 1981 (325 kişi, Kelsey 1984) yılları arasındadır. Birinci grup hastalarda yapılmış olan değerlendirmeler sonucunda iş yerinde çalışma zamanının yarısından fazlasını oturarak geçiren insanlarda sırt bölgesinde oluşan rahatsızlık riskinin artışı, risk değerlerinin binek tasitlarında yükseldiği ve kamyonlarda ise çok fazla olduğunu

ortaya koymus ve çalışmanın sonuç raporunda bu durum, “Tasit titreşimleri sonucunda insanların sırt omurlarında ve spinal disklerinde oluşan rahatsızlık riskinin, tasit titreşimine maruz kalmayan insanlara göre 2 kat daha fazladır.” şeklinde belirtilmiştir. İkinci grupta yapılan çalışmalarda da motorlu tasitlerin yaratmış olduğu titreşimlerin vücutta oluşacak rahatsızlık riskini arttırdığı belirtilmiştir. Aynı çalışmada sigara gibi başka faktörlerinde bu tarz sırt rahatsızlıklarına etkileri incelenmiştir. Bu alışma daha sonra 6 tane çalışmada referans olarak kullanılmıştır. Bu referansların 2 tanesi tasit koltuk dizayni ile ilgili makalelerdir. Bütün bu çalışmalar içerisinde bu çalışmaların farklı olmasının sebebi kanıtlanmamış bir hipotezin, tekrarlamalı bir kanıtı olmasıdır. [4]



Sekil 2.2 Maksimum frekanslara göre vücut parçalarının maksimum RMS ivme değerleri [4]

Gruber & Ziperman, 1400 erkek otobüs şöförü üzerinde yapmış oldukları çalışma sonucunda, tasit titreşimleri ve vücut rahatsızlıkları arasında ilişkiler olduğunu ve insanın sırt omurlarındaki disklerde yer değistirmelere rastlandığını tespit etmişlerdir. Gruber & Ziperman, bu çalışmada 3 farklı grup kullanmışlardır. Bu gruplar, 5 yıldan az deneyimli profesyonel sürücüler, ulusal bir sağlık muayenesinden geçmekte olan

yetiskin erkekler ve bir grup ofis çalisaniydi. Bu çalismanin sonucunda elde edilen bulgular, tüm vücut titresimlerinin kısa zaman süresi içerisinde denek gruplarında ve diger karsilastirma gruplarında ciddi etkileri olmadigidir.

Pope (1980 ve baska tarihlerde), normal aktivitelerde bulunan hastalar üzerinde yapmis oldugu arastirma sonucunda insan sagligina etki edebilecek aktiviteleri listelemistir. Motorlu tasit kullanmak da bu aktiviteler arasinda listelenmistir.

Avrupa'da Zerlett 1986 yilinda kazi makinalarinin operatörlerinde yapmis oldugu çalismada, operatörlerin büyük kisminde X-ray cihazı ile yapılan muayenede lomber spinlerinde düzensizliklere rastlamistir.

1985 yilinda Konda'nin Japonya'da konteyner kamyon sürücöleri ile yapmis oldugu anketsel çalismada, yüksek oranda maruz kalinan sok ve titresimlerin alt sirt bölgesinde agrilara yol açmis oldugunu belirtmistir. Bu çalismada ölçölmüs degerler yoktur. [4]

ISO 2631 (1974) standartinin gelisminin sonuçlarından biri, titresime maruz kalma büyüklüklerini tek bir rakam olarak temsil edecek bir temel yöntem saglamis olmasidir. Bu sayi insanin frekans tepkisini hesaba katar ve titresim genliklerini zaman üzerinden integral alma yöntemi kullanilarak bulunur. Ayni yaklasim BS 6841 standartinda, frekans agirliklandirilmis ivme degerlerinin ortalamasinin dördüncü kuvvetten yapilmasi seklinde benimsenmistir. Bu yaklasimin kabul edilmesi üzerine, arastirmacilarin titresim büyüklükleri ile ilgili saha çalismalarini genisletmelerini gerektirmistir. Bu genisletilmis çalismalar, traktörlerdeki, endüstriyel kamyonlardaki ve diger tasitlardaki titresim büyüklük araliklari hakkında daha kapsamlı bilgiler elde edilmesini saglamistir.

ISO 2631 standarti gelisimi sürecinde, örneğin saatlik karekök degerlerinin dagilimi ile ilgili datalarin yetersiz oldugundan çok, bu standarti orjinal haliyle yaratan kisilerin maksatlarini ortaya koymus olmasi önem kazanmistir. [1]

Geçmiste spesifik uygulamalar için, laboratuvar ve saha datalarına dayanan ve insanlar üzerine etki eden titresimleri degerlendirmek ve bunlarin sinir degerlerini elde etmek için çeşitli yöntemler gelistirilmistir. Bu yöntemlerden hiçbirisi, genel olarak kabul edilmiş ve her durumda uygulanabilinir yöntemler degillerdi.

Insanlarin titresimlere karsi tepkilerine etki eden faktörlerin çoklugu ve insanların titresimi algilaması ve titresimlere olan tepkilerindeki istikrarlı datalarin sinirli

kosullari altinda, bu standart, bu alanda yapilan ve devam eden arastirmalarda ki datalarin degerlendirilmesine ve karsilastirilmesine yardimci olmak ve ayrica kabul edilebilir tüm vücut titresimlerini belirleyen bir yol gösterici olmak gibi iki ana temele dayandirilarak hazirlanmistir.

VDV standarti ve ISO standartini birlikte düşünürsek, titresime maruz kalma degerlerinin tek bir rakamla degerlendirildiği bu iki sistemin yaygin olarak kabul edilmesi, 20 yil boyunca diger alternatif degerlendirme yöntemlerini arastirma cesaretini ortadan kaldirmistir. Agirliklandirilmis karekök ivme frekans yaklasimi veya diger frekans analizleri, bütün ölçülen titresimlerin genlik dagilimlarinin yaklasik olarak normale veya gaussa yakin olduğu varsayimiyla gerçeklesmistir. Sadece bazi analizlerde dagilimlarin kuyruk noktaları ve uç noktaları dikkate alınmis ve sadece ISO 2631 de limitleri genisletmek için bir tepe faktörü tanımlanmis ve degerlendirmede tek rakam kullanilabilinmesi için kosullarda genisletilme saglanmistir.

ISO 2631 standartinin genel prensibi disinda olan tek yaklasim Payne'nin yaklasimiydi (Payne 1965, Payne & Band). ISO 2631 ve BS 6841 standartlarindaki genelleştirilmiş frekans agirliklandirma yaklasimina karsin, Payne ve meslektaşları, insan omurga spinlerine z eksenini yönünde gelen kuvvet ve ivmeler üzerine çalışmislardir. Bu yaklasim, insanlar üzerine etki eden titresim ve sokların sirt kosullari için sinirlendirildiği durumlarda, insanlar üzerindeki saglik etkilerinin incelenmesi için uygundu.

Payne'nin çalışmasindaki temel yaklasim, oturmus insanin iskeletinin dinamik modelleri ve koltuk ivmelerini kullanarak insan omurga spinlerindeki en hassas noktaların ivmelerini degerlendirmektir. Prensipde bu sistem Dieckman ve Dupuis'in çalışmaları ile benzemekte fakat daha basit bir rezonans sistemi sunmaktaydi. Bu çalışmada kullanılan modellerdeki sönümlleme, spinlerdeki diger frekans tepki fonksiyonlarına göre çok daha düşüktü. Bunun sebebi olarak da, sok hareketlerinin çok yüksek genliklere sahip olması ve Dupuis'in çalışmasında kullandığı lineer olmayan modelin bir uzantisi olması gösterilmisti.

2.2 Tüm Vücut Titresim Etkileri Bilgi Birikiminin Gelismileri

Insanlarda olusan lomber sendromları, sirt bölgesinde olusan rahatsızlıklar veya fiziksel zararlar ile insanların çevrelerinden veya mesleki olarak maruz kaldıkları

baskılar arasındaki ilişki üzerine yapılan araştırmalar ve bilgi birikimi iki adet ön sonuç vermiştir.

Bu sonuçlardan ilki, titreşimin insanın üzerinde oluşturduğu etkiler konusunda genel olarak delillerin azlığı, ikincisi ise insanların vücutsal streslerinin titreşimden çok daha ciddi bir etmen olduğudur.

Bu bölümde, insan üzerine etki eden titreşimler sonucunda oluşan rahatsızlıklar ile ilgili olan araştırma raporları, oluşan rahatsızlıkların titreşim veya vücut duruş baskılarından kaynaklı olup olmadığı ayırımı gözetilerek incelenecektir.

Bu alanda yapılan çalışmaların raporları, titreşim ve vücut duruşu, titreşimin karakteristiği veya diğer faktörlerin ayrı ayrı önemini vurgulayabilmek için makina sınıfları veya meslek gruplarına göre sınıflandırılmıştır. Tarım makineleri, kazı makineleri, inşaat makineleri ve sanayi kamyonları gibi tasitlerde bulunan, koltuk sisteminin askılı olduğu araçlar en fazla titreşime maruz kaldıklarından ve epidemiyoloji bilgisini sağladıklarından dolayı araştırmalarda ilk olarak ele alınmışlardır. Motorlu tasitler, raylı tasitler, yeraltı raylı tasitleri, römorkler ve helikopterler, diğer titreşim çalışmalarının üzerine yoğunlaşmış olduğu diğer gruplardır.

2.2.1 Genel Hasta Araştırmaları

Hastalar üzerine yapılan genel çalışmalar iki farklı şekildedir. İlk durumda bütünü temsil eden bir topluluk üzerinde farklı sendromlar (örneğin alt sırt bölgesindeki ağrıların yaygınlığı) ile meslekler arasındaki farkların araştırılması, ikinci durumda ise sadece sırt bölgesinde rahatsızlık sendromu taşıyan kişiler üzerinde, belirli faaliyet veya meslek gruplarına katılım sonucu oluşabilecek sebep veya risk faktörlerinin araştırılması ele alınır. Bu çalışmalar, evrensel toplumlardaki titreşime maruz kalma sonucunda ortaya çıkabilecek yaygın risklerin potansiyel belirtilerini ortaya çıkarmakta ve belirli aktivite ve meslek gruplarında oluşabilecek riskli durumlarda daha spesifik çalışmalar gerektirecek ön belirtileri sunmakta değer taşımaktadır. Çalışmalarda meslekler ile ilgili olan kısmi bilgiler, çalışma grubunda yer alan yoğun kişi sayısından dolayı sınırlıdır. Bu sebepten dolayı bu grupta bulunan sadece birkaç kişi, tam olarak belirlenmiş mesleki tarihçe bilgileri ile karşılaştırılabilmektedir. Ayrıca araştırmaların sonucunda elde edilen rakamların fazlalığı ve mesleklerdeki çeşitlilik titreşime maruz kalma ve vücutsal baskıların, genel koşullar ve çok kaba şartlara karşı değerlendirilebilme olasılığını

engellemektedir. Belirli meslek gruplari üzerinde yapılan çalismalar bu tarz olumsuz noktalarin giderilmesini kolaylastirmasina izin vermektedir.

Griffin (1990), 10 tanesi genel insan topluluklarindaki alt sirt agrilari veya disk yapisindaki bozukluklar konularini içermek üzere, tüm vücut titresim ve sagligi üzerine 135 tane saha çalismasi raporu yayinlamistir.

2.2.2 Connecticut’da Yapilan Çalismalar

Kelsey (Kelsey&Hardy 1975), çalismalarini agirlikli olarak hasar görmüs omurga üzerine yogunlastirmis ve kontrol gruplarindan elde edilen degerler ile karsilastirmistir. Uzun süre araç sümek ile araç sürücülerinin sikayet oranlarinin artisi arasinda dogru orantili bir iliskinin varligini ortaya koymustur. Yapmis oldugu arastirmanin sonucunda kamyon kullanan bir sürücünün kamyon kullanmayan bir kisiye göre 2.86 kat daha fazla problem yasayabilecegini ve uzun süre tasit kullanmanin ve eski tasitlari kullanmanin dahi risk faktörü ile iliskili olabilecegini ve risk faktörünü arttirdigini belirtmistir. Ayrica sigara kullanan kisilerde, omurga disklerinin daha az beslenmesi nedeniyle daha büyük riske maruz kalabileceklerini belirtmistir. [1,4]

Kelsey’nin grubu genel olarak tüm vücut titresimlerine karsi olusan durumlari kanit olarak kullanmistir. Bu çalisma, diger çalismalarin sonucunda olusan raporlara göre, en azindan tüm vücut titresimlerine maruz kalmayi saglik tehlikesi olarak düşünen kisiler için, kabul edilebilmesi çok daha kolay bir durum olusturmaktaydi. Gerçek kosullarda ise bu durum, tasit sürücülerini için geçerliydi. Bu baglamda uzun süreli araç kullanimi, degismeyen vücut durusu ile, tek kisi olarak, çok az egzersiz yapma durumu olan sürücüler için tanimlanmis bir durumdur.

Palmer, Kelsey’nin yapmis oldugu çalismada da kritik yanlarin oldugunu, sürücü ve diger yolcular arasindaki olusan farklarin yazarin belirttiginden az olabilecegini ve yapılan çalismalarda yer alan kisilerin sosyal siniflarinin da önemli olabilecegi gibi birçok etkenin varligindan bahsetmistir. Palmer ayrica kamyon ve van sürücülerine, ilk çalismada yer verilmiş olmasina ragmen ikinci çalismada yer verilmemis olmasina da dikkat çekmistir. [1]

2.2.3 Vermont’da Yapilan Çalismalar

Amerika Birlesik Devletlerinde yapılan diger çalismalarda (Frymoyer 1980, Frymoyer 1983, Damkot 1984), insanların alt sirt bölgesinde olusan agrilari incelemek için

tibbi kayıtlar kullanılmış ve bu ağrılarının hangi aktivite ve meslek gruplarında oluştuğu anlamak için görüşme ve anketler yapılmıştır. İlk durumda 3920 hastadan, erkeklerden %11'lik bir grubun, kadınlardan %9,5'luk bir grubun üç yıl zaman içerisinde alt sırt bölgesinde ağrı yaşadığını tespit edildiği belirtilmiştir. Daha sonra ise 1221 erkek hastadan, %46.3'de orta şiddette sırt ağrısı, %23.6'da ise şiddetli ağrı tespit edilmiştir. Bu alt grubun, sırt ağrılarının hangi koşullarda fazla olduğunu araştırmak için bir alt grup olduğu farzedilmiştir. Araba, otobüs, kamyon, traktör, inşaat makineleri kullanmanın potansiyel sırt ağrıları oluşturduğu belirtilmiştir.

Motorlu taşıtları sürmenin alt sırt bölgesi ağrılarını arttırdığı tespit edilmesine rağmen, sabit vücut durusundaki uzun süre oturma'nın yaratmış olduğu baskı ile, titreşim ve soklardan oluşan baskıları ayırmak için bir delil bulunamamıştır. [1]

2.2.4 Motorlu Taşıtlar

Motorlu yol taşıtları, genellikle diğer titreşim araştırmalarının konusu olan inşaat makineleri ve diğer taşıtlara göre daha düşük titreşim ve sok genliklerine sahiptirler. Arabalar ve diğer havali süspansiyon sistemleri ile donatılmış olan taşıtlar doğal frekansı 1 Hz'in altında olan yalpalama, yuvarlanma ve dikey hareketlere sahiptirler. Havali süspansiyon sistemleriyle donatılmamış kamyon ve otobüslerde, yoldan gelen hareketlerin titreşim tepkileri sürücüye daha yüksek frekanslarla iletilmektedir. (örneğin; 1 ve 2 Hz aralığı). Buna rağmen son 20 yılda taşıtlar, çok verimli olan kabin süspansiyon sistemleri ile donatılmakta ve bu sayede yüksek frekanslı titreşimler azaltılmaktadır.

Kelsey ve çalışma grubu her ne kadar araba ve kamyonları kullanan kişilerde sırt rahatsızlıklarının oluşabileceğini göstermiş olsalarda, birçok çalışmada bu etkiler kamyon ve otobüs sürücüleriyle sınırlandırılmıştır ki, bunlarda havali veya kabin süspansiyon sistemlerinin bu tarz araçlara yerleştirilmesinden önce yapılan çalışmalardır.

Yapılmış olan 20 çalışmanın 19'u, tıbbi muayene, tıbbi muayene sonuçlarının analizleri (Örneğin; Barbato 1958, Schmidt 1969, cavigneaux & Laffont 1969, Schoknecht & Barch 1978) veya sırt rahatsızlıklarının subjektif raporlarıyla ilgilenmiştir. Gerçekte hiçbir titreşim ve soklara maruz kalmayı veya vücutsal baskıları değerlendirmemiştir. 1992 yılında Anderson California'da Şehiriçi Ulaştırma Birliği ile yapmış olduğu çalışmada 192 sürücü ve sürücü olmayan kişi üzerinde çalışmıştır. Bu çalışmanın sonucunda da uzun süre araç kullanımının sırt

rahatsızlıklarını artırıcı bir risk olduğu ile ilgili deliller elde edilmisse de bunlardan hiçbirisi bu riski direkt olarak titreşim ile ilişkilendirememiştir.

Bovenzi&Zadini (1992), 234 sürücü üzerinde, insanların sırt bölgesinde oluşan rahatsızlıklar üzerine bir inceleme yapmıştır. Bu çalışma 6 adet farklı yeni ve eski dizaynlardaki otobüslerde yapılmıştır. Bu otobüslerin ISO standartına göre ağırlıklandırılmış titreşim genlik değerleri; eski otobüslerde (a_{wz} değerleri) 0.6 ms^{-2} civarında yeni olanlarında ise 0.2 ms^{-2} civarında idi. [4]

2.3 SAĞLIK KRİTERLERİ

Bu bölümde, daha önceki bölümlerde bahsi geçen bilgiler ışığında, tüm vücut titreşimine maruz kalınan bazı durumların, sağlığa zararlı olabileceği kabulü ile ilişkili çeşitli makaleler gözden geçirilecektir.

Her bir kaynak maruz kalmanın değerlendirilme yöntemi ile ve seçilen ölçüleri doğrulamak amacıyla kullanılan bilgi temeli ile ilişkili olarak incelenecektir. Standartların daha kapsamlı incelemeleri Griffin'in çalışmalarında (1998) bulunabilir.

2.3.1 ISO 2631 (1974)

Temel yol gösterici standart olan ISO 2631'in gelişiminin kökeni, laboratuvar koşullarında gönüllü sağlıklı genç erkeklerin en sert titreşimlere maruz bırakılması sonucu, yapılan testlere dayanmaktadır. (Ziegenzucker Magid, 1959; Magid et al, 1960). Bu sonuçlar frekansa bağımlılık olduğunu gösteren bazı kanıtlar ile beraber bir titreşim büyüklüğünün tanımlanmasını sağlamıştır. Kısa süreli titreşim genliklerinin, tüm-vücut titreşimlerine maruz kalınan bazı durumlarda, örneğin traktör sürücülerinde fark edilebilen sırt sorunları gibi, titreşimlerin büyüklükleri hakkındaki bilgiler ile genişleme eğilimi gösterdiği kabul edilmiştir. Buna rağmen bu ilişki daha sonra ortaya çıkmış ve daha güncel olan bilginin, kendi önerileri ile uyumlu olması, ISO 2631 yaratıcılarının itibarını artırıcı bir unsur oluşturmıştır. [1,4]

Frekans bağımlılıkları daha sonra insan algılayışı ve konforu ile ilgili laboratuvar testleri ile desteklenmiştir. Titreşim çesidi periyodik, genelde ise sinüzoidal idi.

ISO 2631 'un gelişimleri saha çalışmalarından çok laboratuvar deneylerini takip etti. Oysa alan verilerinin incelenmesi, 1960 ortalarına kadar, frekans dekompozisyonu

yerine daha çok genlik dagilimi ile ilgiliydi. ISO 2631, 1/3 lük oktav frekans band araliginda rms ivme degerlerinin incelenmesiyle ilgilenmistir.

Yukarida anlatilan laboratuvar verilerinin, insanin gercek hayatta oldukca yuksek ivmelenme olaylari iceren kosullara verdigi cevabi yansitmama olasiligi, titresimlerin tepe degerinin 6 dan kucuk oldugu uygulamalar ile sinirlendirilmesi sebep olmustur.

Titresimin sebep olabilecegi saglik etkileri araligi ve bu kilavuzun temin etmesi gereken korumaya karsilik kilavuz, talep edilebilecek resmi kanitlar icin tibbi dusunceleri temel almaktaydi. [1,4]

2.3.2 BS 6841 (1987)

BS 6841 iki farkli yaklasim ile tanitilmistir.

Birinci yaklasimda, karekok degerlendirilmesi ile ilgili ikinci kuvvet integrasyon yerine, dorduncu kuvvet integrasyonu kullanarak, yuksek ivmelenme olaylarina daha cok onem verilmistir. Bu yaklasim, yuksek ivme hareketinin meydana geldiği durumların, daha dusuk seviyelerdeki surekli titresime maruz kalma durumlarına göre hem saglik hem de konfor acısından daha zararlı olabilecegi kabulüne dayanıyordu.

Bu calismalar hala laboratuvar calismalarına dayanıyor olmasına ragmen, daha yuksek tepe faktörlü titresimlerle genisletilmiş ve böylece tepe faktör sinirlaması olmadan gercek kosullardaki etkileri yansitan uygulamalar olmuslardır. Buna ragmen, dorduncu kuvvet yaklasimi subjektif degerlendirmeyi temel alıyordu, ve Seidel bunu (1998) lombar spine etki eden yükün degerlendirilmesi için cok iyi bir bildirgen olarak bulmuyordu.

Ikinci yaklasim olarak, BS 6841, günlük doz ve titresim doz degerlerini hesaplayabilmek için, ivmelenme kuvvetinin zaman integralinin kullanilmesini tanitmistir. Saglik riskini tahmin etmek için titresim doz degeri tanımlanmış ve günlük titresim dozu olarak bir seviye belirtilmistir. Bu degerin asildigi durumlarda endise duymayı gerektirecek sonuçların olusabilecegi belirtilmistir. Bu titresim doz degeri için belirtilen deger $15 \text{ ms}^{-1.75}$ olarak önerilmektedir. [1,4]

O zamandan bugüne, karekok ivme degerlerini ve maruz kalma sürelerini temel alan günlük doz hesaplamaları için benzer bir prensip kullanildi. İnsanlara etki eden titresimin saglik etkileri ile iliskisinin belirlenmesinde, zaman etkisinin de ortaya

konmasının yapılabilir mantikli bir durum olduğu vurgulanmıştır. Bu dönemde test edilebilecek alan verilerinin eksikliği söz konusuydu ve bu verilerdeki eksiklik günümüze kadar, Schwarze (1997) tarafından toplanan verilerin bu bilgiyi içeriyor gözükmesine rağmen, en azından karekök ivmelenmesi ve zamani temel alan doz ile ilişkili veriler için sürüyor gözükmektedir.

BS 6841'in olası sağlık etkilerine karşı temin etmesi beklenen koruma koşulları, ISO 2631 deki ile oldukça benzerdir. Bu genel risk bazen değerlendirme de kullanılan geniş-band frekans ağırlıklandırılmasının haklı gösterilmesi için kullanılmaktadır. [1]

2.3.3 BK 2110

Alman mesleki rahatsızlık sınıflandırması BK 2110 ve daha yaygın olan Fransız emsali, tüm vücut titreşimine maruz kalınma sonucu ortaya çıkan hastalıklar olarak tanımlanmıştır. Sınıflandırma üç şartın sağlanmasını gerektirmektedir:

İlki, gerekli olan "lombar sendromu" nun semptomatolojisidir. Nitekim mesleki rahatsızlık sınıflandırması alt sırt sorunları ile sınırlandırılmış ve bütün diğer önerilen tüm vücut titreşim hastalık etkileri hariç tutulmuştur.

İkincisi, şikayetçi kişi belirlenmiş listedeki makineler ile çalışmış olmalıdır ve bunlar orijinal olarak sunuları içermektedir (Dupuis 1995): arazi kamyonları, tarla yolları ve orman patikalarındaki tarım ve orman traktörleri, orman makineleri, kazı makineleri, gradier, çöp kamyonu, tekerlekli ve paletli yükleyici, tekerlekli dozer, düzgün olmayan zeminlerdeki fork lift araçları, ve askeri araçlar. Bazı araçlar sağlık riski oluşturmuyor olarak sınıflandırılmış ve sebep olarak ise maruz kalınan titreşim çok düşük olması gösterilmisti. Bu sınıftaki araçlar taksiler, düzgün zeminde kullanılan fork-lift araçları ve iyi koltuklara sahip ağır yük araçları idi.

Ve üçüncü olarak, hayat boyunca maruz kalınan gün sayısı kadar geçerlilik süresi olan, toplam titreşime maruz kalma dozajına sahip olunması gereklidir. Büyüklük Alman "k-değeri" olarak ifade edilmekte ve farklı seviyelerdeki titreşim büyüklüklerine maruz kalınan günlerin toplamı olarak tanımlanmaktadır. K değerlerinin 16 dan büyük olduğu durumlar sağlık için risk teşkil edici olarak belirlenmiştir.

2.3.4 Regime General Tablosu

Fransız sınıflandırılmış mesleki hastalıklar listesi, Regime General (tablo 97) ve Regime Agricole'yi içermektedir. Neden iki tane tabloya gerek duyulduğu tam olarak anlaşılmamasına rağmen, tarım çalışanları ve diğerleri için sosyal güvenlik hakları arasında bir fark mevcut olup, her iki ilgili mesleklerin listesinde de tarım ve orman araçları kapsamıştır. Her ikisi de fitikta düzensizlik tanısını gerektirmekte ve her ikisi de bu mesleki hasara 5 yıllık bir maruz kalma süresi gerektirmektedir. Tehlikeli meslekler BK 2110'de tanımlananlardan oldukça farklı olabilir, çünkü BK 2110 kamyonları içermektedir. Buna rağmen en büyük fark titresime maruz kalma doz süresinin gösterilme gerekliliğinin olmamasıdır. Bu sebeple Fransız tabloları titresim hastalığından çok mesleki hastalıkları tanımlamaktadır. [1]

2.3.5 ISO 2631-1 (1997)

ISO 2631, ilk yayınlanmasından hemen sonra, zamana-bağıllık yaklaşımını tanımlayacak şekilde düzeltilmiştir. Ama genel revizyonu 1997 yılında yayınlandı. Sağlık etkisi göz önünde bulundurularak, bu iki farklı alternatif zamana bağıllığı sunulmuştur. İlk ISO 2631, daha önceki baskılardaki ilişkiyi takip ediyordu, diğeri ise BS 6842'deki Titresim Doz Değer kriterlerinin yaklaşım ilişkisini takip ediyordu. Bu durum günlük 4-8 saatlik bir maruz kalmaya tekabül etmekte, ama diğer durumlarda birbirinden ayrı olarak düşünülebilmektedir.

Sağlık kılavuzunun taslağı, her bir zaman bağıllığı için çizgi çiftlerinin dahil edilmesi ile gösterilmiştir. Maruz kalan titresim büyüklükleri, büyüklük ve süre kombinasyonu olarak en düşük eğimin altına düşmekte ise, sağlık etkileri " tam olarak belgelendirilememiş" olarak yorumlanmakta iken, eğer üst eğimin üzerinde bulunuyorsa " sağlık riskleri mümkün" olarak yorumlanmaktadır. Her bir çizgi çifti arasında, bir "uyarı olarak belirtilen potansiyel sağlık riskleri" ve "uyarı bölgesi" bulunmaktadır. Buna rağmen, bir kriter göre sağlık riski oluşturabilecek bir durum, diğerine göre oldukça güvenilir olabilir.

Alternatif sağlık uyarı bölgelerinin hiçbirisi hem sağlık hem de titresime maruz kalmanın kombinasyonunun incelenmesi temeline dayanmadığı için, bu ayrılık hemen hemen beklenen ve sasırtıcı olmayan bir durumdur. Sasırtıcı olan ise, ortaya konulduğu zamanda oldukça sınırlı bilgiye sahip olunmasına rağmen, zaman-bağıllığın bir çeşidi 30 seneden beri hiç değişmeden günümüze kadar ulaşmıştır. (bakınız Guignard 1967) [1]

ISO 2631-1'in 1997 baskisi yüksek tepe faktörlü titreşimin sağlık etkilerini oldukça farklı iki ölçüm yöntemi olan BS 6841'in titreşim doz değeri ve Spang ve Arnberg'in çalışmasından geliştirilen yöntem ile değerlendirilebilmektedir. Buna rağmen, bu ölçümlerin sağlık riski ile nasıl ilişkilendirilebileceğine dair hiçbir kılavuz verilmemiştir.

ISO 2631'in bu versiyonu, özellikle lomber spin ve bağlantılı sinir sistemini, yüksek tüm-vücut titreşimine uzun dönem maruz kalma sonucu oluşabilecek muhtemel olan bozuklukları tanımlamaktadır.

2.3.6 ISO/TC 108/SC 4/WG 10

ISO 2631:1997 yüksek tepe faktörlü titreşimlerin değerlendirilmesi için iki alternatif metod içermesine rağmen, sağlık risklerinin nasıl değerlendirilebileceğine dair hiçbir kılavuz içermemektedir. Bu durumu açıklığa kavuşturabilmek ve kılavuz oluşturabilmek için, tekrarlanan soklar ve özellikle lomber spine olan sağlık etkisinin incelenmesi için olası metodlar önerme amacını taşıyan, Çalışma Grubu 10 oluşturulmuştur.

Sağlık verilerinin analiz edilebileceği ve sok tarihsel geçmişi ve insan vücudunun hasar görmesi ile ilgili bir bağlantı tanımlanmasına yardımcı olabilecek saha çalışmaları daha önce yapılmamıştır. Bu sebeple çalışma grubu, Seidel (1997) tarafından geliştirilen yaklaşımı ve Brinckmann (1988) tarafından temin edilen verileri kullanmak durumunda kalmıştır. Yukarıda belirtildiği üzere bu sistem, değerlendirme sırasında iki aşama gerektirmekteydi. İlki, koltuk yüzeyindeki ölçümlerden, intervertebral yük tahmin edilmesi ve daha sonra yük geçmişi yorgunluk geçerlilik verileri ile karşılaştırmaya imkan verecek şekilde analiz edilmesi gerekmektedir. Güncel olarak tartışma konusu olan, intervertebral yük, lomber spindeki ivmelenme ve yorulma ölçütlerinin karşılaştırmaları için kullanılan ivmelenme geçmişi ile yer değiştirmektedir. Ayrıca, koltuk ivme değerlerini 3 eksen içinde içermektedir. 2 yatay eksen olan koltuk ve lomber spin arasında karşılıklı lineer tepkiler olduğu kabul edilmiş ve tek serbestlik dereceli sistem olarak modellendirilmiştir. Yaygın olarak yazarların dile getirdiği gibi, (ör. Dupuis, 1991) dikey ekseninin lineer olmayan tepkileri vardır.

Güncel olarak önerildiği gibi, ivmelenme "dozu" ivmelenme tepe noktalarının 6'nci güç yasasına göre toplayarak hesaplanmaktadır. Bu hesaplama yöntemi yatay pozisyonda hem pozitif hem negatif tepe noktalarını, z yönünde ise sadece baskın

tepe degerlerini içermektedir. Toplam esdeger statik stres, her bir eksen için farklı dönüşüm faktörlerinin (MPa/ms^{-2}) kullanılması ile tüm yönlerdeki günlük ivmelenme dozlarının toplanması sonucu elde edilir.

Sağlık riskini değerlendirebilmek için günlük esdeger statik stresi, "en yüksek" stres değeri ile karşılaştırılır. En yüksek stresin büyüklüğü, ölçülen verinin kişinin kemik gücü ve yaşı ile ilişkisini ortaya koyabilmek için, yaşına göre değişim gösterebilmektedir. Ayrıca hesaplamalar insan vücudunun duruşuna bağlı olarak statik stresi yansıtabilecek parametreler içerebilir. [1]

Ivmelenme tepe noktalarının tespit edilmesi ve daha sonra burdan elde edilen bir takım verilerin toplanması, ses ve titreşim aletlerinin teknolojileri ile karşılaştırıldığında oldukça az rastlanan bir süreçtir. Ivmelenmenin altıncı kuvvetine dayanan zaman integrasyon metodunun, titreşim ve soklara maruz kalma dereceleri, pik değerlerinin toplanmasına benzer dereceler üretebilme olasılığı yüksektir. Ancak bunun test edilmesi gerekmektedir.

3. İNSANLARIN TÜM VÜCUT TİTRESİMLERİNE MARUZ KALMALARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

3.1 ISO 2631-1 (1997)

ISO 2631-1:1997 Uluslararası standardı; periyodik, rastlantısal ve süreksiz titreşim hareketlerinin, insanların sağlık, algi, konfor tepkileri ile ilişkili olarak değerlendirilmesini kapsamaktadır.

Standart, titreşimin ölçüm yeri ve yönlerini, kullanılacak ekipmanları, ölçümlerin süresi ve frekans ağırlıklandırmalarını, ölçümlerin ve ağırlıklandırılmış rms ivme sonuçlarının değerlendirilmesini tanımlamaktadır.

Standart titreşimi değerlendirmek için ivmeyi öncelikli belirlenmesi gereken değer olarak tanımlamış ancak ivme değerlerinin düsük veya düsük frekans aralığında olduğu durumlarda, değerler hız olarak ölçlp ivme değerlerine çevrilmesine imkan tanımıştır.

3.2 Frekans Ağırlıklandırmaları

İnsanların tüm vücut titreşimlerine hassasiyeti frekansa bağlı olarak değismektedir. Frekansların insanlar üzerine etkileri; W_k , W_d , W_f , W_c , W_e ve W_j olarak tanımlanan frekans ağırlıklandırmaları ile yansıtılmaktadır. Vücudun farklı eksenleri için farklı frekans ağırlıklandırmaları gerekmektedir. Tablo 3.1 ve 3.2, hangi frekans ağırlıklandırmalarının hangi yönlere uygulanması gerektiğini göstermektedir. [5]

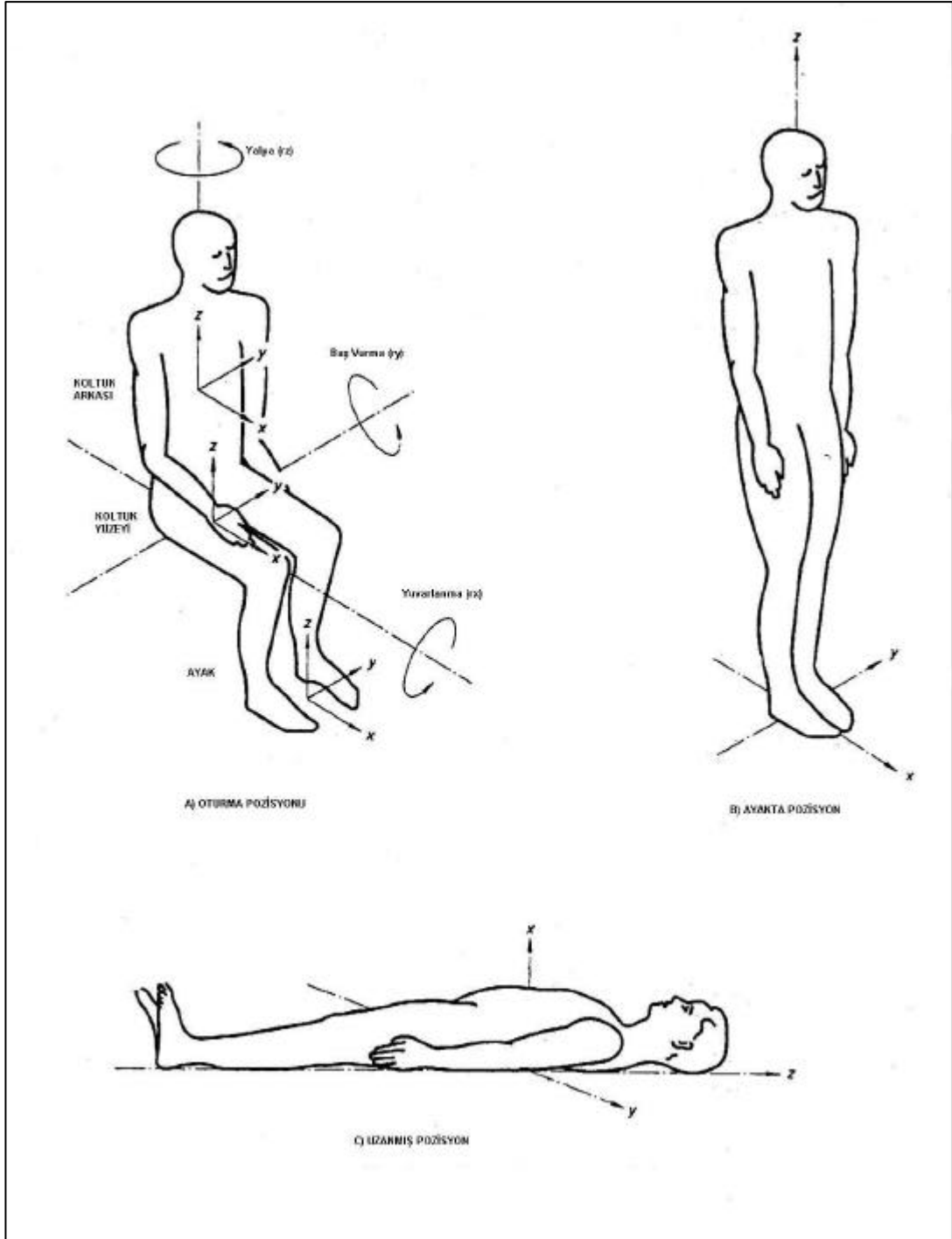
Tablo 3.1 Temel frekans ağırlıklandırma eğrilerinin uygulanışı [5]

Frekans Ağırlığı	Sağlık	Konfor	Algı	Hareket Hastalığı
W_k	Z eksenini, Koltuk yüzeyi	z eksenini, Koltuk yüzeyi Z eksenini, Ayakta Dikey uzanmış (kafa dışında) x, y, z eksenleri Ayak (oturma insanını)	z eksenini, Koltuk yüzeyi Z eksenini, Ayakta Dikey uzanmış (kafa dışında) x, y, z eksenleri Ayak (oturma insanını)	-
W_d	x eksenini, Koltuk yüzeyi y eksenini, Koltuk yüzeyi	x eksenini, Koltuk yüzeyi y eksenini, Koltuk yüzeyi x, y eksenleri, Ayakta Yatay uzanmış y, z eksenleri, Koltuk arkası	x eksenini, Koltuk yüzeyi y eksenini, Koltuk yüzeyi x, y eksenleri, Ayakta Yatay uzanmış	-
W_f	-	-	-	Dikey

Tablo 3.2 Ek ağırlıklandırma faktörleri için ağırlıklandırma eğrilerinin uygulanışı [5]

Frekans Ağırlığı	Sağlık	Konfor	Algı	Hareket Hastalığı
	Madde 7'e bakın	Madde 8'e bakın	Madde 8'e bakın	Madde 9'e bakın
W_c	X eksenini, Koltuk arkası 1)	x eksenini, Koltuk arkası	x eksenini, Koltuk arkası	-
W_e	-	r_x, r_y, r_z eksenleri, Koltuk yüzeyleri	r_x, r_y, r_z eksenleri, Koltuk yüzeyleri	-
W_f	-	Dikey uzanmış (kafa) 2)	Dikey uzanmış (kafa) 2)	-
1) 7.2.3 maddesine bakın				
2) 8.2.2.3 maddesine bakın				

Asagidaki sekilde vücudun merkezi - temel eksen sistemi gösterilmiştir.



Sekil 3.1 İnsan Vücudunun Merkezi Temel Eksenleri [5]

3.3 Agirliklandirma ve Çarpim Faktörleri

Insan vücudunun, her eksenindeki titresimlere olan farklı hassasiyeti, çarpım faktörleri ile değerlendirilmiştir. Frekans ağırlıklandırılmış ivmenin (m/s^2) etkisinin değerlendirilmesinden önce ivme değerleri ağırlıklandırma faktörleri ile çarpılmalıdır.

Ağırlıklandırma faktörleri Tablo 3.3 ve 3.4'te gösterilmiştir.

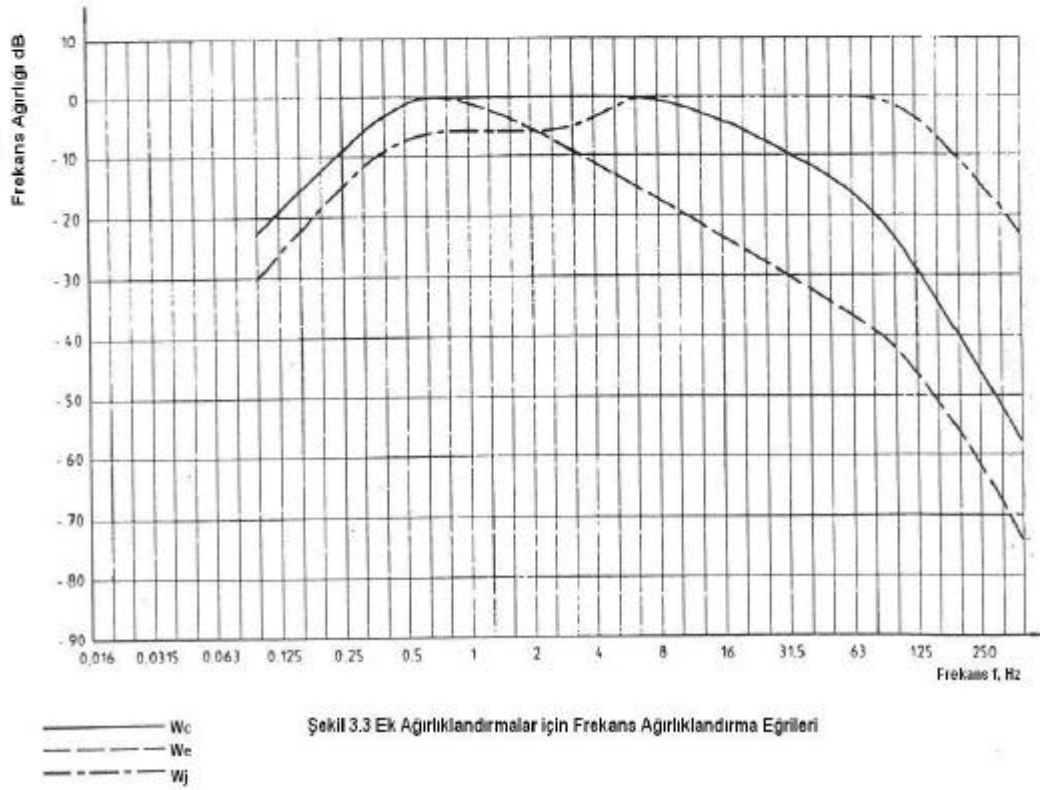
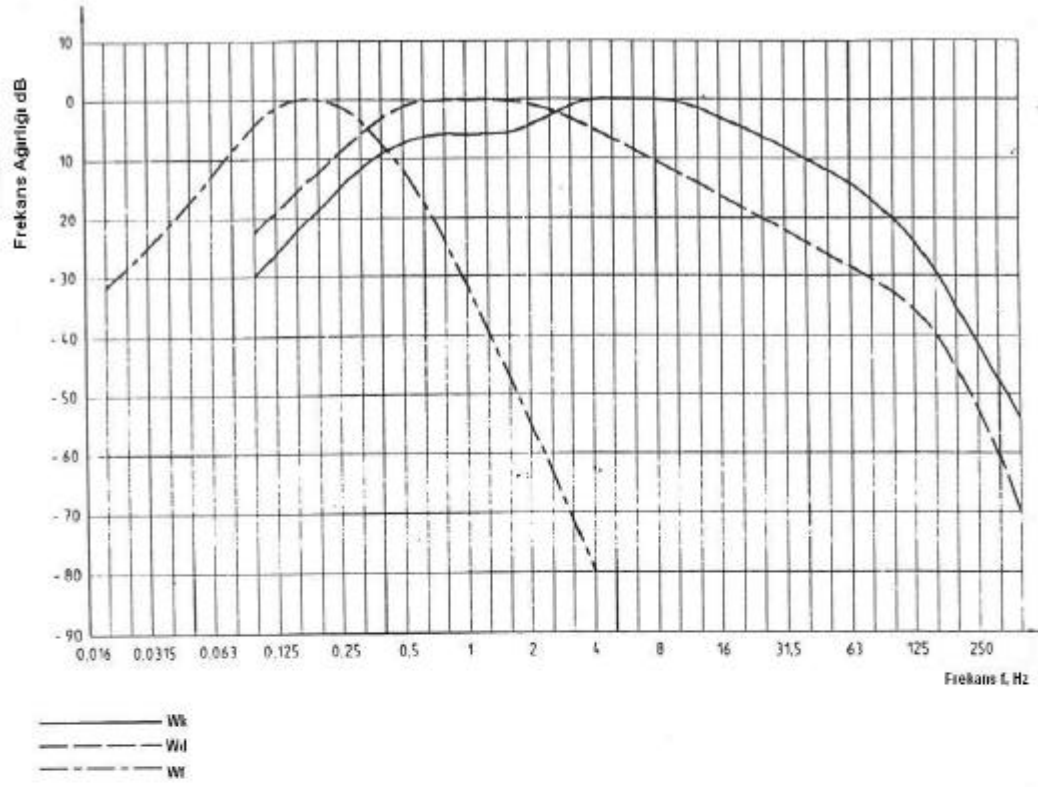
Tablo 3.3 1/3 Oktav Bandında Temel Frekans Ağırlıklandırmaları, ISO 2631-1 1997 [5]

Frekans f Hz	W_k faktör x 1 000	W_d faktör x 1 000	W_f faktör x 1000
0.02			24.2
0.025			37.7
0.0315			59.7
0.04			97.1
0.05			157
0.063			267
0.08			461
0.1	31.2	62.4	695
0.125	48.6	97.3	895
0.16	79	158	1,006
0.2	121	243	992
0.25	182	365	854
0.315	263	530	619
0.4	352	713	384
0.5	418	853	224
0.63	459	944	116
0.8	477	992	53
1	482	1,011	23.5
1.25	484	1,008	9.98
1.6	494	968	3.77
2	531	890	1.55
2.5	631	776	0.64
3.15	804	642	0.25
4	967	512	0.097
5	1,039	409	
6.3	1,054	323	
8	1,036	253	
10	988	212	
12.5	902	161	
16	768	125	
20	636	100	
25	513	80	
31.5	405	63.2	
40	314	49.4	
50	246	38.8	
63	186	29.5	
80	132	21.1	
100	88.7	14.1	
125	54	8.63	
160	28.5	4.55	
200	15.2	2.43	
250	7.9	1.26	
315	3.98	0.64	
4 00	1.95	0.31	

Tablo 3.4 1/3 Oktav Bandında İlave Frekans Agirliklandirmalari, ISO 2631 - 1: 1997
[5]

Frequency f Hz	W _c factor x 1 000	W _e factor x 1 000	W _i factor x 1 000
0.1	62.4	62.5	31.0
0.125	97.2	97.5	48.3
0.16	158	159	78.5
0.2	243	245	120
0.25	364	368	181
0.315	527	536	262
0.4	708	723	351
0.5	843	862	417
0.63	929	939	458
0.8	972	941	478
1	991	880	484
1.25	1,000	772	485
1.6	1,007	632	483
2	1,012	512	482
2.5	1,017	409	489
3.15	1,022	323	524
4	1,024	253	628
5	1,013	202	793
6.3	974	160	946
8	891	125	1,017
10	776	100	1,030
12.5	647	80.1	1,026
16	512	62.5	1,018
20	409	50.0	1,012
25	325	39.9	1,007
31.5	256	31.6	1,001
40	199	24.7	991
50	156	19.4	972
63	118	14.8	931
80	84.4	10.5	843
100	56.7	7.07	708
125	34.5	4.31	539
160	18.2	2.27	364
200	9.71	1.21	243
250	5.06	0.63	158
315	2.55	0.32	100
400	1.25	0.16	62.4

Sekil 3.2 ve 3.3'de frekans agirliklandirma egrileri gösterilmistir. [5]



3.4 Frekans Agirliklandirmalarin Uygulanmasi

Dikey koltuk titresimleri için (z ekseninde), W_k frekans agirliklandirmasi 4 ile 13 Hz frekans araliginda en hassas frekans agirliklandirmasidir. Yatay düzlemdeki titresim hareketleri için (x ve y eksenlerinde), W_d frekans agirliklandirmasi 0.5 ile 2 Hz frekans araliginda en hassas frekans agirliklandirmasidir. [5]

Standart agirliklandirilmis rms ivme degerlerinin ölçümünün degerlendirilmesini talep etmektedir. Bu ivme m/s^2 veya rad/s^2 olarak belirtilir ve su sekilde hesaplanir:

$$a_w = [\sum (W_i a_i)^2]^{1/2} \quad (3.1)$$

förmülde:

a_w frekans agirliklandirilmis ivme,

W_i Tablo 3.3 ve 3.4'de verilen i. 1/3 band için frekans agirliklandirmasi

a_i i. 1/3 oktav band için rms ivmesidir.

3.5 Titresimleri Degerlendirme Metodlari

3.5.1 Temel Degerlendirme Metodu

Temel degerlendirme metodu, agirliklandirilmis rms ivme metodudur. Bu metod frekans içerigini hesaplar ve su sekilde ifade edilir:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

förmülde:

$a_w(t)$ agirliklandirilmis ivme (m/s^2) veya (rad/s^2);

T ölçümün süresidir (s).

Standart, titresimin karakteristigine göre, $a_w(t)$ agirliklandirilmis ivme degerlerini hesaplamak için çeşitli metotlar tanımlamistir. Tepe degerinin 9 degerinden yüksek olduğu soklu titresimler için ilave degerlendirme metotlari tanımlanmistir. Bu

metotlar running rms ve dördüncü kuvvetten titresim doz metodudur. Tepe degerinin 9 degerinden düşük olduğu durumlar için temel metod uygun olacaktır. [5]

3.5.2 RMS Metodunun Kullanilmasi

Bu metod, soklar ve geçici olan titresimleri kısa zaman sabitli entegrasyon kullanarak degerlendirir. [5]

$$a_w(t_0) = \left[\frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} (a_w(t))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.3)$$

förmülde:

$a_w(t)$ anlik frekans agirliklandirilmis ivme,

τ entegrasyon zamani (τ normal olarak 1 saniye olarak alınmasi önerilir)

t zaman (entegrasyon degiskeni)

t_0 gözlem süresidir. (anlik zaman)

3.5.3 Dördüncü Kuvvetten Titresim Doz Metodu

Bu metod, temel degerlendirme metoduna göre pik degerlerine daha duyarli bir metottur. Bu metodun daha hassas olmasinin sebebi ivme zaman geçmisinin ikinci kuvveti yerine dördüncü kuvvetini kullaniyor olmasidir. [5]

Dördüncü kuvvetten titresim doz degeri $m/s^{1.75}$ veya $rad/s^{1.75}$ olarak belirtilmistir.

$$VDV = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (3.4)$$

VDV titresim doz degeri,

$a_w(t)$ anlik frekans agirliklandirilmis ivme,

T ölçüm süresidir.

3.6 Titresimin Saglik, Konfor ve Algiya Etkileri

3.6.1 Titresimin Sagliga Olan Etkileri

Titresime maruz kalmanın insan sağlığı üzerindeki etkilerini değerlendirmek için, oturmuş insan üzerine koltuk tarafından iletilen periyodik, düzensiz veya geçici tip titreşimlerin 0.5 ile 80 Hz arasındaki frekanslarının frekans ağırlıklandırılmış rms değerleri x , y ve z eksenleri için hesaplanmalı ve en yüksek frekans ağırlıklandırılmış ivmeye göre değerlendirilme yapılmalıdır. [5]

Oturmuş durumda bulunan insan için, ilave çarpım faktörleri, k hesaba katılmalıdır.

x ve y eksenleri için W_d , $k=1.4$

z eksenini için W_k , $k=1$

Titresimin insan sağlığı üzerine etkilerini değerlendirmek için iki farklı ilişki kullanılmaktadır:

$$a_{w1} \cdot T_1^{1/2} = a_{w2} \cdot T_2^{1/2} \quad (3.5)$$

Bu denklemde,

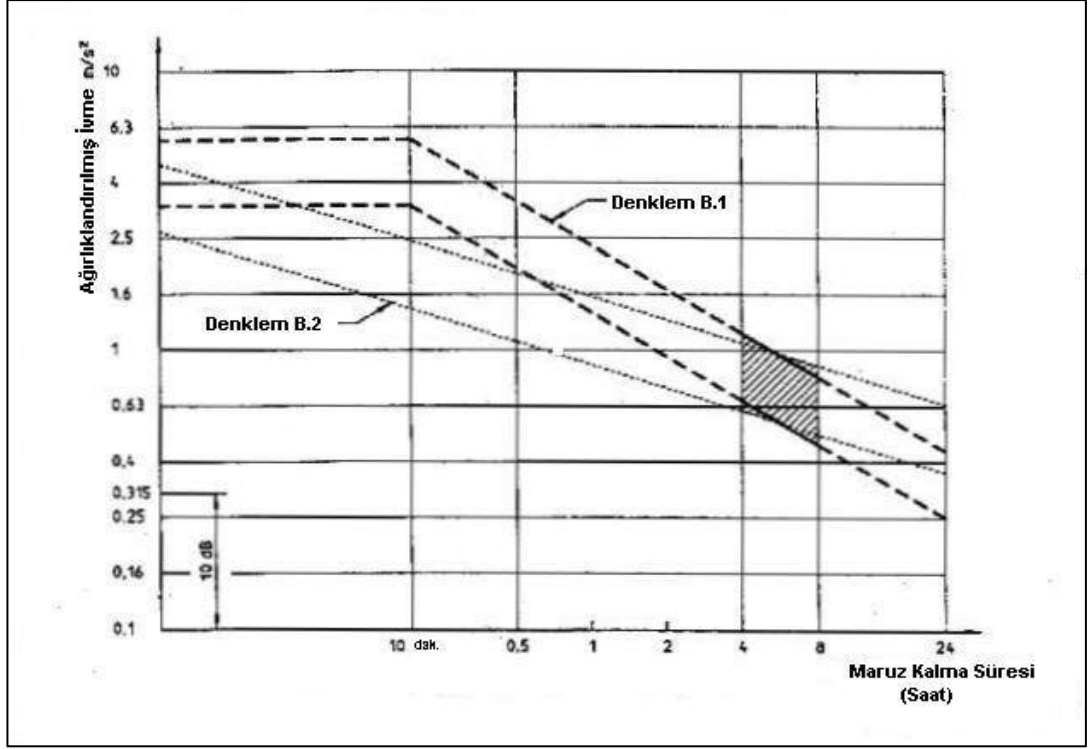
a_{w1} ve a_{w2} değerleri birinci ve ikinci titreşime maruz kalma sırasındaki ağırlıklandırılmış rms ivme değerleri,

T_1 ve T_2 ise ilgili sürelerdir.

Veya,

$$a_{w1} \cdot T_1^{1/4} = a_{w2} \cdot T_2^{1/4} \quad (3.6)$$

Sekil 3.4'de denklem 1 ve 2 için sağlık uyarı bölgeleri gösterilmiştir. Sekil 3.4'de gösterilen çizgilerin altında kalınan titreşime maruz kalmalar için oluşan etkiler detaylı olarak belirtilmemiştir. Bölgenin içerisinde kalan alanda ve yukarisinda kalan alanda potansiyel sağlık riski vardır. 4 saat ve 8 saat arasında titreşime maruz kalma durumu için uyarı bölgesi her iki denklem içinde aynıdır. [5]



Sekil 3.4 Sağlık Uyarı Bölgeleri [5]

3.6.2 Titresimin Konfora Olan Etkileri

Periyodik, düzensiz veya geçici tip titreşimlere maruz kalmanın insan konforu üzerindeki etkileri 0.5 ile 80 Hz arasında değerlendirilmektedir. Konforu değerlendirmek için kullanılan frekans ağırlıklandırmaları, W_c (koltuk arkası), W_d (x ve y eksenleri), W_e (rotasyonel), W_j (uzanmış insanın kafasının altı) ve W_k (z eksen) frekans ağırlıklandırmalarıdır. Bu ağırlıklandırmalar aşağıdaki çarpım faktörleriyle kullanılmalıdır:

x, y eksenleri için: W_d , $k=1$

z eksen için: W_k , $k=1$

Titresimin konfor üzerine etkileri değerlendirilirken bütün ilişkili titreşim yönleri hesaba katılmalı ve toplam titreşim değeri belirlenmelidir:

$$a_w = \left(k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.7)$$

a_{wz} , a_{wy} , a_{wx} ağırlıklandırılmış rms ivmeleri k_x , k_y , k_z çarpım faktörleri ile kullanılır.

Frekans ağırlıklandırılmış ivmenin toplam rms değeri aşağıdaki değerlerle kıyaslanarak konfor durumu tespit edilir. [5]

0,315 m/s²'den az - konforsuz değil

0,315 ile 0,63 m/s² arası - biraz konforsuz

0,5 ile 1 m/s² arası - oldukça konforsuz

0,8 ile 1,6 m/s² arası - konforsuz

1,25 ile 2,5 m/s² arası - çok konforsuz

2,5 m/s² den büyük - son derece konforsuz olarak tanımlanmıştır. [5]

Bu karşılaştırılmanın yapılmasından önce, çeşitli titreşim genliklerine verilen tepkiler, yolculuk süresi, yolcunun yapmayı beklediği aktiviteler (okuma, yeme, yazma, vs.) ve birçok diğer faktörler (akustik, sıcaklık gibi) ile ilgili olarak, yolcu beklentilerine göre değiştiği göz önünde bulundurulmalıdır. [5]

3.6.3 Titreşimin Algiya Etkisi

Titreşimin algiya etkisini değerlendirmek için her eksendeki 0.5 ile 80 Hz arasındaki titreşim değerlerinin ağırlıklandırılmış rms ivme değerleri belirlenmeli ve bu değerlerin en yüksek olanına göre değerlendirme yapılmalıdır. [5]

Alginin değerlendirilmesinde kullanılan frekans ağırlıklandırmaları ve çarpım faktörleri şöyledir:

x, y eksenleri için: W_d , $k=1$

z eksenini için: W_k , $k=1$

3.6.4 Hareket Rahatsızlıkları

Hareket rahatsızlıkları doz değerini belirlemek için, 0.1 ile 0.5 Hz frekans aralığında, z ekseninde ağırlıklandırılmış rms ivme değerleri belirlenmelidir. Frekans ağırlıklandırılması için W_f frekans ağırlığı kullanılmalıdır. [5]

Hareket rahatsızlıkları doz değerini saptamak için, iki alternatif metod vardır:

1. Tüm maruz kalma zamanı üzerinden yapılan ölçümler:

$$MSDV_z = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^2 dt \right\}^{1/2} \quad (3.8)$$

MSDV hareket rahatsızlığı doz değeri

$a_w(t)$ z eksenindeki frekans ağırlıklandırılmış ivme

T toplam zaman periyodu

2. Eger hareket sürekli ve sabit genlikli ise:

$$MSDV_z = a_w T^{1/2} \quad (3.9)$$

Düşük frekanslardaki salınımlardan etkilenmenin kişiler arasında büyük farklar göstermesinden dolayı aşağıdaki denklem kullanılabilir: [5]

kullanılan insanların % 'si $= k_m \cdot MSDV_z$ dir.

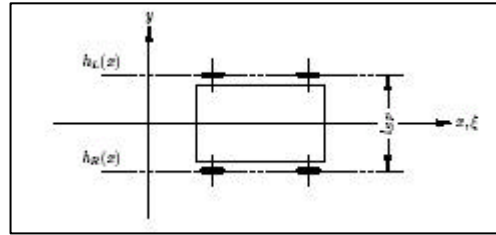
k_m , titreşime maruz kalan topluma göre değişen sabittir.

Karışık bir toplumda $k_m = 1/3$ 'dür. [5]

4. YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN TANIMLANMASI

Tasitin yol üzerinde giderken olusturduğu tepkileri analiz edebilmek için öncelikli olarak her tekerlekteki yer degistirme uyarılarının istatistiksel özellikleri ve izlerin yer degisimlerinin çapraz korelasyonu belirlenmelidir.

Yol yüzey profilini, $H(x,y)$, iki boyutlu ve stasyonör bir proses olarak kabul ederek, tasitin arka tekerleklerinin öndeki tekerleklerle aynı iz üzerinden gittiği düşünülürse, iki paralel izin yükseklik profilleri $h_R(x)$, $h_L(x)$ ve tekerlek iz genişliği l_{sp} önem kazanmaktadır. Bunları tanımlamanın bir yolu otomatik korelasyon fonksiyonları $R_{RR}(\xi)$ ve $R_{LL}(\xi)$ ve çapraz korelasyon fonksiyonları $R_{RL}(\xi)$ ve $R_{LR}(\xi)$ 'dir. ξ ise izin yönüne göre değişen uzunluktur. Bu durum Şekil 4.1'de gösterilmiştir. [7]



Şekil 4.1 l_{sp} , tekerlek iz genişlikli dört tekerlekli tasitin yoldaki durumu [8]

Sag ve sol tasit tekerlek izlerinin otomatik korelasyon fonksiyonları, $h_R(x)$ ve $h_L(x)$ su şekilde tanımlanmıştır;

$$R_{RR}(x) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^L h_R(x) h_R(x+x) dx$$

$$R_{LL}(x) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^L h_L(x) h_L(x+x) dx \quad (4.1)$$

ve bu iki tasit tekerlek izi arasındaki çapraz korelasyon ise aşağıdaki gibidir;

$$R_{LR}(x) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^L h_L(x) h_R(x+x) dx$$

$$R_{RL}(x) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^L h_R(x) h_L(x+x) dx \quad (4.2)$$

Yol yüzey profilinin izotropik olduğu kabul edilirse, $H(x,y)$ yol yüzey profili, x ve y yönlerinde aynı istatistiksel özelliğe sahip olur ve;

$$R_{LL}(x) = R_{RR}(x) = R_h(x) \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilir ve h , keyfi bir yol izini belirten indekstir. Çapraz korelasyon fonksiyonu, uzaklık farkı ξ ve tekerlek iz genişliği l_{sp} cinsinden yazılırsa aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$R_{RL}(x, l_{sp}) = R_{LR}(x, l_{sp}) = R_h(\sqrt{x^2 + l_{sp}^2}) \quad (4.4)$$

Bu yapılan kabul ile denklem 4.1 ve 4.2 tanımlanan korelasyon fonksiyonları, herhangi bir yol izi için otomatik korelasyon bilgisinin belirlenmesini sağlamaktadır.

Pratikte, tek taraflı spektrum yoğunluk fonksiyonu, $\phi_h(\Omega)$, otomatik korelasyon fonksiyonu, $R_h(\xi)$, yerine kullanılır. Tek taraflı spektrum yoğunluk fonksiyonu, $\phi_h(\Omega)$, aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$\Phi_h(\Omega) = \frac{2}{p} \int R_h(x) e^{-j\Omega x} dx, 0 < \Omega < 8 \quad (4.5)$$

Ω , temel dairesel frekanstir. Tek taraflı çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu, temel dairesel frekans (Ω) ve tasit tekerlek iz genişliğinin (l_{sp}) fonksiyonudur ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\Phi_{RL}(\Omega, l_{sp}) = \Phi_{LR}(\Omega, l_{sp}) = \frac{2}{p} \int_0^\infty R_h(\sqrt{x^2 + l_{sp}^2}) e^{-j\Omega x} dx, 0 < \Omega < 8 \quad (4.6)$$

Çeşitli araştırmalar, belirgin tümsekleri olmayan yolların pürüzlülüğünün, yol profili ölçümleriyle belirlenebileceğini ortaya koymuştur. Yol yüzey pürüzlülüğünün tipik tek taraflı spektrum yoğunluk fonksiyonuna, $\phi_h(\Omega)$, aşağıdaki denklem ile yaklaşılabilmektedir;

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left[\frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w} \quad (4.7)$$

Denklemden $\phi_h(\Omega_0)$, temel dairesel frekans referansli (Ω_0) yol pürüzlülük derecesini tanımlamaktadır. Formüldeki w üssü, dalgalılığı temsil etmekte ve farklı yol koşullarındaki dalga boylarını spektrum yoğunluğuna etki ettirmek için kullanılmaktadır. Tablo 4.1'de Batı Almanya'da ki bazı yol karakteristik değerleri VDI 877 standartına göre, denklem 4.7 için verilmiştir. Benzer yol karakteristik değerleri ISO 8608'de tanımlanmış ve Tablo 4.2'de verilmiştir. Genellikle spektrum yoğunluk fonksiyonunun, $\phi_h(\Omega)$, sabit üs değeri ISO 8608'de 2 olarak farzedilmiştir. 4.7 numaralı denklem, tek tekerlekli veya tek izli taşıtların (3 serbestlik dereceli ve 5 serbestlik dereceli) modellenmesinde kullanılan taşıt hareket uyarı fonksiyon değerlerini tanımlamaktadır. [8]

Tablo 4.1 Batı Almanya'da ki bazı yol karakteristik değerleri (VDI 877 standardına göre) [8]

Karakteristik Değer	Yolun Sinifi	Değerlerin Aralığı		
		Minimum	Maksimum	Ortalama
$\Omega_0 = \frac{2p}{L_0} = 1m^{-1}$ içindeki cm^3 pürüzlülüğün derecesi ($\phi_h(\Omega_0)$)	Federal Otoban	0.3	1.0	7.8
	Federal Ana Yollar	0.4	2.1	9.5
	Şehir Yolları	0.4	5.3	29
	Tali Yollar	0.7	12.2	62
Dalgalılık (w)	Federal Otoban	1.5	2.0	2.6
	Federal Ana Yollar	1.7	2.3	2.9
	Şehir Yolları	1.9	2.4	2.9
	Tali Yollar	1.8	2.3	2.9

Tablo 4.2 ISO 8608'de tanımlanmış spektrum yoğunluk $\phi_h(\Omega_0)$ bazlı yol sınıflandırmaları [7,8]

Yol Sinifi	10^{-6} m içindeki pürüzlülüğün Derecesi ($\Phi_h(\Omega_0)$)		
	$\Omega_0 = 1 \frac{rad}{m}$		
	Alt Limit	Geometrik Ortalama	Üst limit
A	-	1	2
B	2	4	8
C	8	16	32
D	32	64	128
E	128	256	512
F	512	1024	2048
G	2048	4096	8192
H	8192	16384	

Denklem 4.7'de Ω değerinin sıfır olduğu durumda, spektrum yoğunluk fonksiyonun değeri sonsuza ulaşmaktadır. Bu olumsuz durumdan uzaklaşmak için Parkhilowskij, alternatif spektrum yoğunluk fonksiyonu denklem 4.8'de tanımlamıştır;

$$\Phi_h(\Omega) = \frac{a}{b^2 + \Omega^2} \quad (4.8)$$

Yukarıda tanımlanan denklem w değerinin sadece 2 olduğu durumlar için kullanılabilir.

İki izden hareketlendirilen dört tekerlekli tasit modeli için, tasitin iki izinin, $h_R(x)$ ve $h_L(x)$, birbirlerine bağımlılığı ile ilgili ilave bilgilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durumda 4.6 numaralı denklemde verilen çapraz spektrum yoğunlukları $\phi_{RL}(\Omega, l_{sp})$ ve $\phi_{LR}(\Omega, l_{sp})$, tasit izlerinin birbirine bağımlılığı tanımlamaya uygun değildir çünkü spektrum yoğunluğuna, $\phi_h(\Omega)$ 'da olduğu gibi parametrik yaklaşımlar mevcut değildir. Uygulamada bir koherans fonksiyonu olan, $\gamma_h(\Omega, l_{sp})$ ile bir tanımlamaya gidilmiştir. Bu koherans fonksiyonu, denklem 4.6 kullanılarak denklem 4.9'daki gibi tanımlanabilir;

$$g_h(\Omega, l_{SP}) = \frac{|\Phi_{RL}(\Omega, l_{SP})|}{\Phi_h(\Omega)} = \frac{|\Phi_{LR}(\Omega, l_{SP})|}{\Phi_h(\Omega)} \quad (4.9)$$

Bu ifade için uygun amprik yaklasim formülü denklem 4.10'da verilmistir.

$$g_h(\Omega, l_{SP}) = \left[1 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_p} \left(\frac{l_{sp}}{[m]} \right)^a \right)^w \right]^{-p} \quad (4.10)$$

Formülde bulunan p ve a degerleri Tablo 4.3'de tanimlanmistir.

Tablo 4.3 Mitschke'nin tanımladığı koherans fonksiyon parametre degerleri [8]

Yüzey Siniflandirmasi	Tarayolu Yamali Beton	Sehir Yolu		Federal Ana Yollar		
		Asfalt	Yama Üzeri Asfalt	Asfalt Beton	Beton	Çimento
$\Phi_h(\Omega_0) [\text{cm}^3]$	10	5	2.6	2.6	3.7	
$\Omega_0 = 1 \text{m}^{-1}$						
Dalgailik w	2.0	2.2	2.2	2.1	2.0	
P	0.50	0.88	0.45	0.45	0.47	
$\Omega_p = [m^{-1}]$	0.99	3.30	1.53	0.73	0.96	
a	0.94	0.97	0.56	0.60	0.96	

Dört tekerlekli tasit modelleri için sag ve sol tekerlek izlerini birbirlerine iliskilendirmek gereklidir. Bu durumda sekil 4.2'de verilen Parkhilowskij'in modeli kullanilir. Keyfi bir x konumdaki, sag izin dikey uyarisi $h_R(x)$ ve sol izin dikey uyarisi aritmetik deger cinsinden veya faz cinsinden denklem 4.11 ve 4.12 gibi ayristirilinabilir;

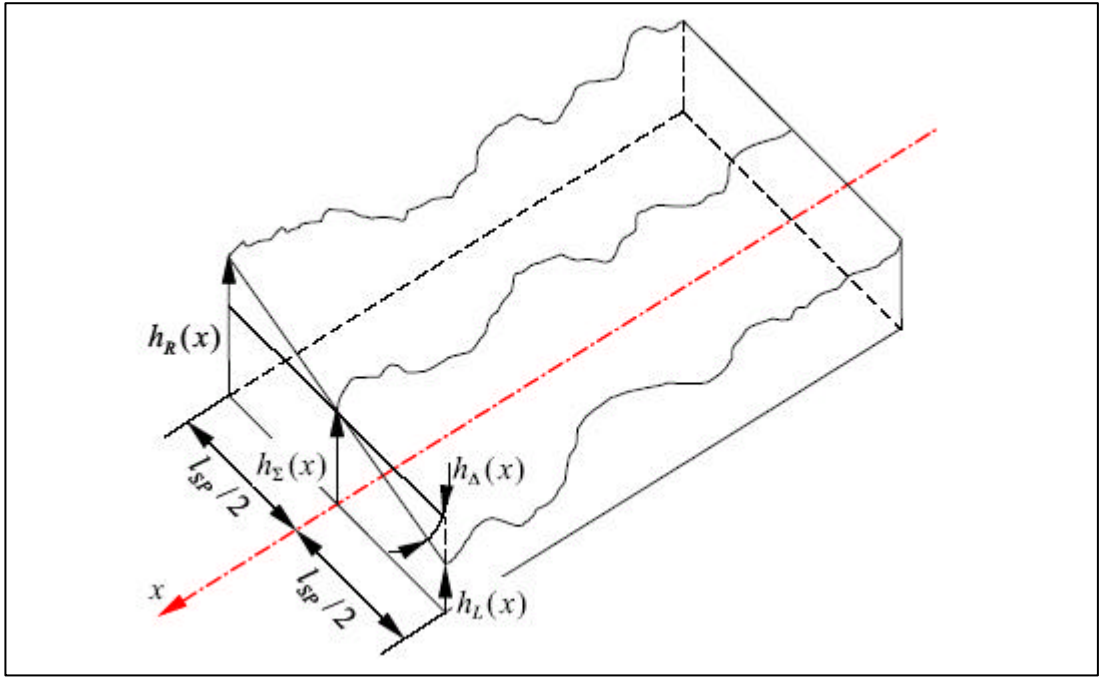
$$h_{\Sigma}(x) = \frac{h_R(x) + h_L(x)}{2} \quad (4.11)$$

$$h_{\Sigma}(x) = \frac{h_R(x) + h_L(x)}{2} \quad (4.12)$$

Buradan, sag ve sol tekerlek iz uyarilari denklem 4.13 ve 4.14'deki yazilabilir;

$$h_R(x) = h_\Sigma(x) - \frac{l_{SP}}{2} h_\Delta(x) \quad (4.13)$$

$$h_L(x) = h_\Sigma(x) + \frac{l_{SP}}{2} h_\Delta(x) \quad (4.14)$$



Sekil 4.2 Yol yüzeyinin iki izli uzaysal modeli (l_{SP} , tasitin tekerlek iz genisligi) [8]

Parkhilowskij'in sadelestirmelerini kullanarak, hoplama ve yuvarlanma uyarilari bagimsiz olarak kabul edilebilir. Bundan dolayi sadece spektrum yogunluklari, $\phi_{h??}(\Omega, l_{sp})$ ve $\phi_{h??}(\Omega, l_{sp})$ dikkate alınmalıdır. 4.11 ve 4.12 denklemlerinin kullanilmasiyla, uyarinin faz biçimde spektrum yogunlugu $\phi_{h??}(\Omega, l_{sp})$ denklem 4.15'deki gibi tanimlanir;

$$\Phi_{h\Sigma\Sigma}(\Omega, l_{SP}) = \frac{1}{4}(\Phi_{RR}(\Omega) + \Phi_{RL}(\Omega, l_{SP}) + \Phi_{LR}(\Omega, l_{SP}) + \Phi_{LL}(\Omega)) \quad (4.15)$$

Benzer sekilde karsi faz bölümü için olan spektrum yogunlugu $\phi_{h??}(\Omega, l_{sp})$, denklem 4.16'da tanimlanmistir;

$$\Phi_{h\Delta\Delta}(\Omega, l_{SP}) = \frac{1}{l_{SP}^2} (\Phi_{RR}(\Omega) - \Phi_{RL}(\Omega, l_{SP}) - \Phi_{LR}(\Omega, l_{SP}) + \Phi_{LL}(\Omega)) \quad (4.16)$$

Aynı yolun farklı izlerinin spektrum yoğunluklarının hemen hemen aynı veya benzer oldukları bilinmektedir. Bundan dolayı spektrum yoğunlukları $\phi_{RR}(\Omega)$ ve $\phi_{LL}(\Omega)$, denklem 4.7 ve 4.8 verilen $\phi_h(\Omega)$ spektrum yoğunluğu tanımı üzerinden verilmiştir.

Denklem 4.9 dikkate alınarak, çapraz spektrum yoğunluklarının genlikleri, $\phi_{RL}(\Omega, l_{sp})$ ve $\phi_{LR}(\Omega, l_{sp})$ denklem 4.17'deki gibi düzeltilebilir;

$$\begin{aligned} |\Phi_{RL}(\Omega, l_{SP})| &= g_h(\Omega, l_{SP}) \Phi_h(\Omega) \\ |\Phi_{LR}(\Omega, l_{SP})| &= g_h(\Omega, l_{SP}) \Phi_h(\Omega) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Çapraz spektrum yoğunlukları, $\phi_{RL}(\Omega, l_{sp})$ ve $\phi_{LR}(\Omega, l_{sp})$ neredeyse gerçek fonksiyonlar olduğundan, değerleri genlikleri ile değiştirilebilir.

Bundan dolayı denklem 4.17, 4.15 ve 4.16 kullanılarak aşağıdaki denklemler elde edilir;

$$\Phi_{h\Sigma\Sigma}(\Omega, l_{SP}) = \frac{1}{2} (1 + g_h(\Omega, l_{SP}) \Phi_h(\Omega)) \quad (4.18)$$

$$\Phi_{h\Delta\Delta}(\Omega, l_{SP}) = \frac{2}{l_{SP}^2} (1 - g_h(\Omega, l_{SP}) \Phi_h(\Omega)) \quad (4.19)$$

Faz uyarıları, hoplama ve yalpalama salınımları, karsi faz uyarıları ise yuvarlanma salınımlarını vermektedir.

Tek izli yol spektrum yoğunluğu $\phi_h(\Omega)$, sadece temel dairesel frekans Ω , ile değişmektedir. Tasit modeline uyarmak için kullanılacak yol spektrumunun zaman bazlı açısal frekansının bilinmesi gerekmektedir. Bundan dolayı temel dairesel frekans Ω ile açısal frekans w veya frekans f ile bir ilişki kurulmalıdır. Tasitin sabit

hız v ile hareket ettiği düşünülürse ve $x=vt$ ilişkisi hesaba katılırsa, temel dairesel frekans Ω ile açısal frekans w , $\Omega x=wt$ şeklinde yazılabilir. Bu durum aşağıda gösterilen denklem 4.20'de meydana getirmektedir;

$$\omega = 2pf = n\Omega = 2p \frac{n}{L} \quad (4.20)$$

Förmülde L, yolun dalga uzunluğu temsil etmektedir. Spektrum yoğunluğu, $\phi_h(\omega)$ saptamak için denklem 4.20, denklem 4.7 içerisinde kullanılır ve denklem 4.21'de elde edilir;

$$\Phi_h(\omega) = \frac{1}{n} f_h(\Omega_0) \left[\frac{\omega}{n\Omega_0} \right]^{-w} = \Phi_h(2pf) \quad (4.21)$$

Bu denklem spektrum yoğunluğunun denklemini hiza bağlı hale getirmiştir.

Benzer şekilde koherans fonksiyonu $\gamma_h(\omega, l_{SP})$, açısal frekansın fonksiyonu olarak denklem 4.22'deki gibi ifade edilir;

$$g_h(\omega, l_{SP}) = \left[1 + \left(\frac{\omega}{n\Omega_p} \left(\frac{l_{SP}}{[m]} \right)^a \right)^w \right]^{-p} \quad (4.22)$$

Açısal frekans üzerinden zamanla ilişkili fonksiyonlar tasit modelini uyaracak yol spektrumlarıdır. Bu fonksiyonlar farklı tasit hızları için değişmektedir ve bu yüzden farklı hızlar için tekrar hesaplanmalıdır. [8]

5. TASIT VE KOLTUK ÖLÇÜMLERİ

Tasitların hareketleri sırasında, tasitlarda yolculuk yapan sürücü ve yolcular tasit koltuklarında oluşan titresimlere maruz kalmaktadırlar. Tasit hareketleri sırasında kişilere etki eden vücut titresimlerini etkileyen en önemli etmen kişilerin oturdukları tasit koltuklarının dinamik yapısıdır. Bazı durumlarda, tasitların dinamik koltuk tepkileri, tüm vücut titresimlerine maruz kalmayı kontrol edebilecek en kolay faktör olmasına rağmen; tasit koltuklarının titresimleri azalttığı gibi arttırdığıda bilinmektedir.

Konvansiyonel tasit koltukları (metal veya kauçuk yaylı ve köpüklü) 4 Hz bölgesinde rezonansa sahiptirler. Dikey titresimler bu frekans değeri ve bu frekans değerinin altındaki değerlerin etrafında güçlenmekte ve rezonanstaki güçlenme, iki veya daha fazla faktörden meydana gelebilmektedir. 6 Hz' ten yüksek olan frekanslarda, konvansiyonel tasit koltukları dikey titresimi sönmölemek fakat bu sönmöleme koltuklar arasında çok farklılaşmaktadır. Günümüzde, tasit koltuklarının dinamik performanslarını değerlendirmek için bir standart mevcut değildir.

Süspansiyonlu tasit koltuk sistemleri, seçilen sönmöleme ile daha düşük rezonansların oluşmasını sağlamak amacıyla ayrı bir süspansiyon sistemine sahiptirler. Bu sistem sayesinde süspansiyonlu tasit koltukları, konvansiyonel koltuk sistemlerinde oluşan rezonanslardan daha düşük rezonanslara sahiptirler.

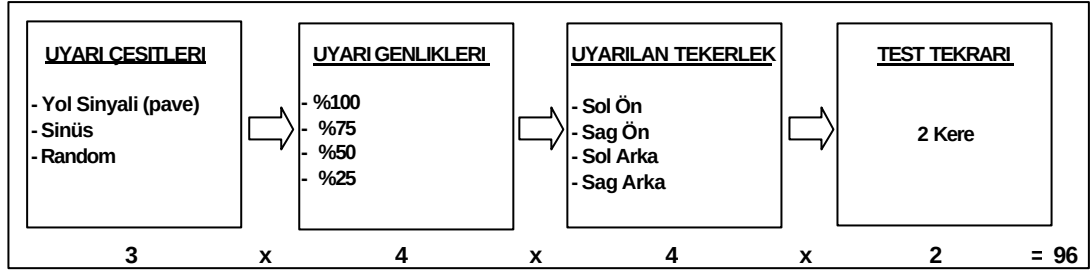
Tasit koltuklarında rastlanan titresim geçirgenliğinin çeşitliliği, tasit koltuk seçiminin, tasit koltuk titresimlerine maruz kalmayı kontrol edebilecek faktörlerin basında gelmesini sağlayabilir. Bu çalışmada aynı tasit üzerine farklı koltukların yerleştirilmesi sonucunda titresim geçirgenliklerinin ne şekilde etkileneceğinin araştırılması ve ölçümleri yapılmış olan tasit ve koltukların bilgisayar programı vasıtasıyla eşleştirilmesi sağlanarak aynı tasitlarda farklı koltukların yaratacağı düzey titresim konforlarının irdelenmiştir.

5.1 Tasit ve Koltuk Ölçümlerinde Kullanılan Yol Uyarıları

Tasit titresim testleri düsey sarsici (four poster) ile gerçekleştirilmiştir. Düsey sarsici temel olarak dört adet hidrolik silindir ve bilgisayarlı bir kontrol merkezinden oluşmaktadır. Düsey sarsicinin bilgisayar veri bankasına, farklı yol koşullarında tasit tekerlegine gelen yol uyarıları daha önceden yapılan testlerle hazırlanmış ve kaydedilmiştir. Testin yapılmasının istendiği yol uyarıları tasitin üzerinde bulunduğu tablolarda oluşturularak tasitin bu yol üzerindeki seyir durumu yaratılmaktadır. Düsey sarsici, farklı yol koşullarını ve farklı hava koşullarının sağlanmasını ve bunun sonucunda her türlü mevsim koşullarında bütün testlerin yapılabilmesini sağlarken aynı zamanda testlerin tekrarlanabilirliğini de sağlamaktadır.

Bu çalışmada düsey sarsicinin hidrolik silindirlerinin bir tanesi hareket ettirilirken, diğer üç hidrolik silindir sabit tutulmuştur. Düsey sarsicinin bu şekilde çalıştırılmasının sebebi, her bir tekerlek için bilgisayar ile üretilmiş sanal yol uyarıları ve hesaplanan transfer fonksiyonlarının bilgisayar programı tarafından tek tek çarpılıp daha sonra toplanmasının yapılması istenmiş olmasıdır. Ölçümlerde tasitta; sarsici tablası, sürücü koltuk kızagi ve sürücü koltuk ivme değerleri ölçülmüştür. Bu çalışmanın ileri aşamalarında aynı tasittte farklı koltukların konforunu hesaplamak için sadece koltuk ölçümleri yapılacaktır.

Tasit titresim testleri sırasında tasit frekans spektrum karakteristiginin yakalanması, yapılacak olan titresim ölçümlerinin ve konfor hesaplarının doğruluğu açısından önemlidir. Bu yüzden tasit titresim ölçümleri sırasında üç adet farklı yol uyarısı ve bunların farklı genlikli olarak üretilmiş olan sinyalleri sırasıyla kullanılmıştır. Bu yol uyarılarının ilki düsey sarsicinin veri bankasında "pave" ismi ile kayıtlı gerçek bir yol sinyalidir. Diğer iki sinyal için düsey sarsicinin bilgisayarında yaratılmış olan değişken frekanslı sinus ve random sinyaller kullanılmıştır. Pave yol sinyalinin toplam uyarı süresi 1,5 dakika, sinus ve random sinyallerin uyarı süreleri ise 80 saniyedir. Bu sinyallerin %100, %75, %50, %25 genlikleri için her bir tasit tekerlegi diğer üç tekerlek sabit tutulurken uyarılmış ve bütün testler birer kere tekrarlanmıştır. Testlerin sonucunda aşağıdaki şekil.5.1'de gösterildiği gibi 96 adet farklı ölçüm kaydedilmiştir.



Sekil 5.1 Tekerlek uyarı sinyalleri

Her ölçümde sarsıcı tablanın z ekseninde, koltuk kizaginin x, y ve z eksenlerinde ve koltuk üzerinde x, y ve z eksenlerindeki ivme degerleri zamanina göre degisimleri kaydedilmistir.

5.2 Test Aracının Özellikleri

Tasit konfor degerlendirilmesinde kullanilacak olan titresim ölçümleri, ilgili firmanin fabrikasinda üretmis oldugu hafif ticari otosu kullanilarak gerçekleştirilmistir. Bu tasitin özellikleri asagida belirtilmistir:

Tipi	:Yolcu tipi
Sasi no	:5190963
Motor no	:211 93 94
Motor Tipi	:1.3 JTD
Maksimum Hiz	:150 km/h
Maksimum Güç	:51 kW
Kullanılan Tekerlek Tipi	:Pirelli P3000 175/70_R14" 88 T
Yük Tasima Kapasitesi	:1 soför + 4 kisi + 550 kg bagaj
Otonun Bostaki Agirligi	:1310 kg

5.3 Tasit ve Koltuk Titresim İvmelerinin Ölçülmesi ve Kaydedilmesi

Tasit konforunu değerlendirmek için yapılan titresim ölçümleri için ivme ölçerler kullanılmıştır. İvme ölçerler düşey sarsicinin tablasına, koltuk kizagina ve koltuk üzerine olmak üzere üç farklı noktaya yerleştirilmiştir. Tasit tekerlegine gelen uyarılarının ivme değerlerini ölçmek için tasitin üzerinde bulunduğu sarsici tablaya z ekseninde ölçüm yapabilen 4393 tip nolu B&K marka ve hassasiyeti 0.32 olan ivme ölçer şekil 5.3'deki gibi yerleştirilmiştir. şekil 5.2'de gösterilen düşey sarsici üzerine yerleştirilen tasitta sarsici ölçümleri sirasiyla; sol ön, şag ön, sol arka ve şag arka lastiklerde diğer üç lastik sarsicileri sabit tutulurken yapılmıştır.



şekil 5.2 Düşey sarsici (four poster) üzerine yerleştirilen test aracı

Ölçümler sırasında düşey sarsici tablası üzerinde bulunan ivme ölçer sirasiyla dört tekerlegin altında bulunan sarsici tablasına yerleştirilmiş ve ölçümler tekrar edilmiştir.



şekil 5.3 Düşey sarsici tablasına ivme ölçerin yerleştirilmesi

Ölçümler sırasında yukarıda anlatılan “pave”, sinüs ve random uyarılar ve bunların %100, %75, %50 ve %25 genlikleri ile üretilmiş sinyalleri kullanılmıştır. Tasitin sürücü koltuk kızıgındaki titreşim değerlerini ölçmek için tasit koltuk kızıgına x, y ve z eksenlerinde ölçüm yapabilen üç yönlü 4393 tip nolu B&K marka ve hassasiyeti 0.32 olan ivme ölçer şekil 5.4'deki gibi yerleştirilmiştir.



Sekil 5.4 Koltuk rayına ivme ölçerin yerleştirilmesi

Tasit sürücü koltuğu üzerindeki titreşimleri ölçmek için ISO 10326-1'de belirtilmiş olan özel koltuk titreşim ölçme “pad”i kullanılmıştır. [6] Koltuk titreşim ölçme “pad” için 4322 tip nolu B&K marka ivme ölçer kullanılmıştır. Bu “pad” koltuk üzerinde x, y ve z eksenlerinde ivme ölçümü yapabilmektedir. Ivme ölçerin x, y ve z eksenlerindeki hassasiyetleri sırasıyla şöyledir, 0.985, 0.995, 0.984. Koltuk ivme ölçme pad'i şekil 5.5 'de gösterilmiştir.



Sekil 5.5 Koltuk ivme ölçerinin koltuk üzerine yerleştirilmesi

Koltuk titresim ölçümleri koltukta oturan insan ile koltuk yüzeyi arasındaki arayüzden yapıldığından “pad” üzerine şekil 5.6’da görüldüğü gibi bir dummy yerleştirilmiştir.



Sekil 5.6 Test için insan modeli (dummy) yerleştirilmesi

Düsey sarsıcı tablasından z, koltuk kızı ve koltuk üzerinden x, y ve z yönlerinde yapılan ölçümler şekil 5.7’de gösterilen 2635 tip nolu B&K marka amplifikatör ile güçlendirilmiştir.

Güçlendirilmiş titreşim sinyalleri daha sonra analiz edilmek üzere SONY PC204/ 208 A DAT dijital kaset kaydedici ile 8 mm’lik kasetlere kaydedilmiştir. Her tekerlekte farklı uyarı şekilleri ve genlikleri için birer kayıt alınmış ve bunların hepsine birer kayıt numarası verilmiştir.

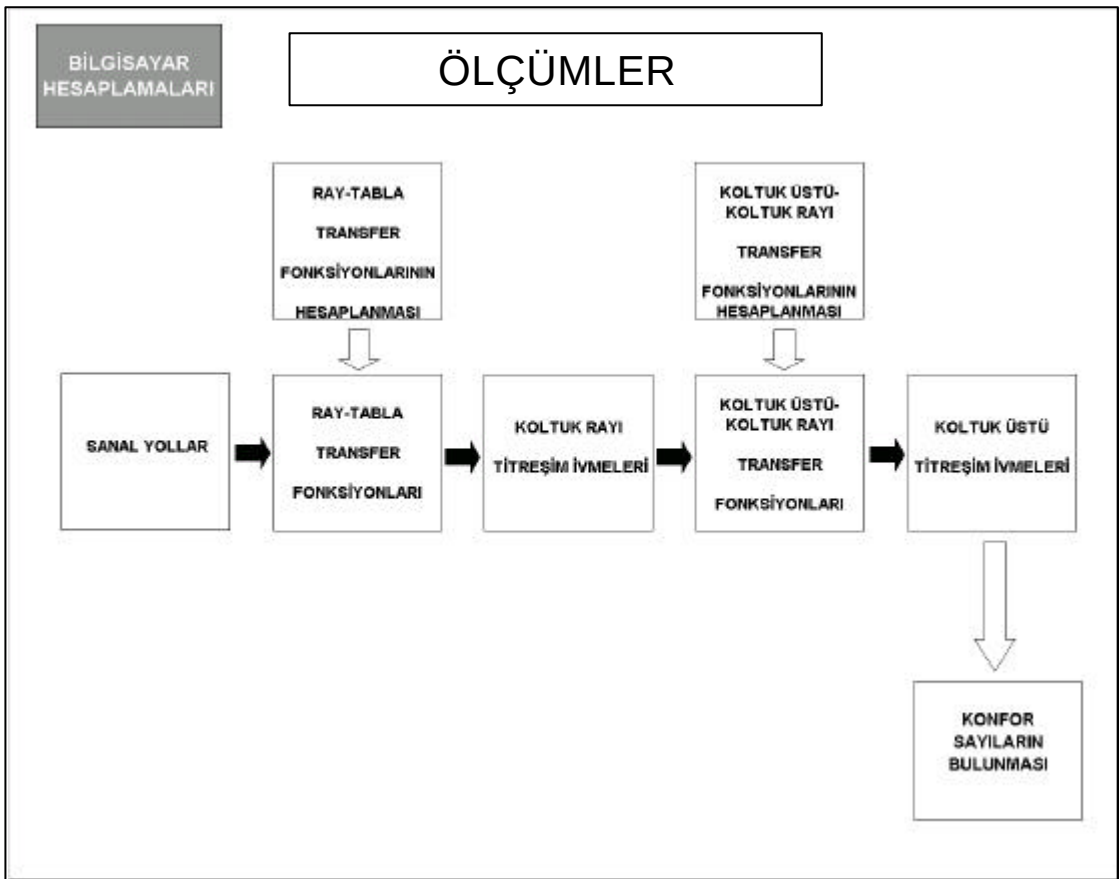


Sekil 5.7 Dijital Kayıt cihazı

Ölçülen ivme degerlerinin dijital teyp ile kaydi sirasinda uyarilarin olusturduklari baslangiç titresim ivme degerlerin yakalanabilmesi için kayitlar sinyaller baslamadan once alinmaya baslanmistir. Kayitlara son verilirken de uyari sinyallerinin yaratmis oldugu etkilerin bitmesi beklenmistir.

6. ÖLÇÜM SONUÇLARININ ANALIZI VE KONFOR SAYILARININ HESAPLANMASI

Bu bölümde ölçüm sonuçlarının bilgisayar programi ile analiz edilmesine ve sanal yollar ile proses edilip koltuk düzey konforunun hesaplanmasına yer verilmiştir. Bilgisayar programinin akis semasi sekil 6.1'de gösterilmiştir.



Sekil 6.1 Bilgisayar hesaplamalari akis semasi

Bilgisayar programinda sanal yollar ile sarsici tabla – koltuk rayi transfer fonksiyonlari çarpilmiş ve koltuk rayi titresim ivme degerleri hesaplanmistir. Koltuk rayi ivme degerleri hesaplanirken her lastik için ölçülün ve bilgisayar programinda hesaplanan dört adet transfer fonksiyonu ile her tekerlek için bilgisayar programi ile yaratilmiş sanal yollar kullanilmistir. Bu hesaplanan koltuk rayi titresimleri ile koltuk rayi – koltuk üstü transfer fonksiyonlarinin çarpilmasi sonucunda ise koltuk üstü titresim ivmeleri hesaplanmistir. Bilgisayar programinin bu sekilde asamali

olusturulmasindaki asil amaç farkli koltuklarin sadece transfer fonksiyonlarini ölçerek programa adapte edebilmek ve ayni tasitta farkli koltuklarin düsey titresim konforunu irdelemektir.

Bilgisayar programi; sarsici tabla, koltuk rayi ve koltuk üstünden yapılan ölçümlerinden elde edilen zaman – ivme degerlerini frekans spektrumuna kendisi virecek sekilde olusturulmustur. Bu sekilde olusturulan bilgisayar programi daha sonraki yapilacak olan alısmalarda baska bir bilgisayar yazilimina bagli kalinmaması aisinden önem kazanmaktadır.

Ölçümlerden elde edilen degerler yukarida tasit ve koltuk ölçümlerinde anlatildigi gibi dijital teyp ile 8 mm'lik kasetlere kaydedilmistir. Kasetlere kaydedilmis verileri olusturulan bilgisayar programinda kullanilacak veriler haline getirmek için dijital teybin bilgisayar yazilimi olan PCScan II kullanilmistir. Bu yazilim ile kasetlere kaydedilmis olan verilerin 80 saniyelik bölümleri okunmus ve 512 örnekleme oranı ile bilgisayara kaydedilmistir.

6.1 Bilgisayar Hesapları

Koltuk zerindeki düsey titresim konforunu hesaplayabilmek için koltuk üzerindeki titresim degerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Koltuk üstündeki düsey titresim degerleri, sanal yollar ile ilk olarak tasit transfer fonksiyonlarini (sarsici – koltuk rayi transfer fonksiyonları) arpılarak koltuk rayi titresimlerin bulunması daha sonrada koltuk transfer fonksiyonları ile bu hesaplanan koltuk rayi titresimlerinin çarpılması sonucunda bulunmaktadır.

Bilgisayar hesaplarında izlenecek adımlar su sekildedir;

1. Tasit ve koltuk frekans spektrumlarının ve transfer fonksiyonlarının hesaplanması,
2. Sanal yolların dört tekerlek için ayrı ayrı yaratılması,
3. Koltuk rayi titresim degerlerinin hesaplanması,
4. Koltuk st titresim degerlerinin hesaplanması,
5. Koltuk üstündeki titresim degerlerinin uygun frekans ağırlık degerleri ile frekans ağırlıklandırılması,

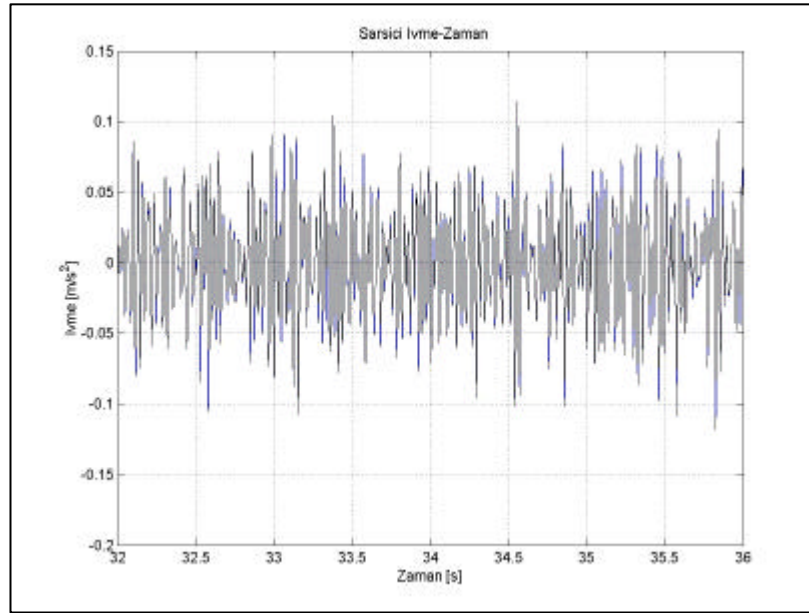
6. Koltuk üzeri titreşimlerinin rms değerinin bulunmasıdır.

Ölçümler sonucunda oluşturulmuş bilgisayar programı ile yapılan analizlerde ölçümlerde kullanılan üç farklı uyarı sinyalinin frekans spektrumları ve transfer fonksiyonları incelenmiş ve en uygun frekans spektrumları ve transfer fonksiyonlarının taşıtın random yol uyarılarının % 75 genlik ile uyarılması sonucunda elde edildiği saptanmıştır.

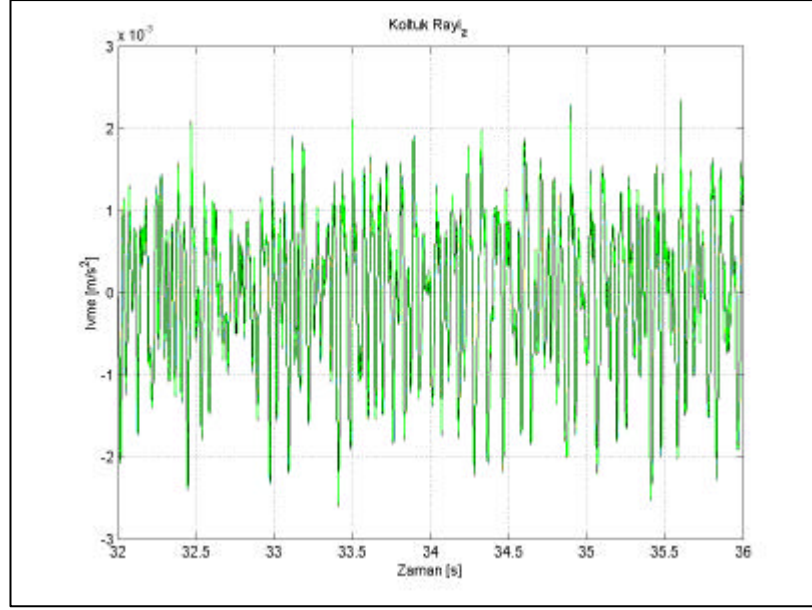
6.1.1 Taşıt ve Koltuk Frekans Spektrumlarının ve Transfer Fonksiyonlarının Hesaplanması

6.1.1.1 Taşıt ve Koltuk Frekans Spektrumlarının Hesaplanması

Taşıt ve koltuk ölçüm verilerinden bilgisayar programında elde edilmiş sarsıcı tabla ve koltuk rayı titreşim ivme zaman değişim grafikleri Şekil 6.2 ve Şekil 6.3'de verilmiştir.

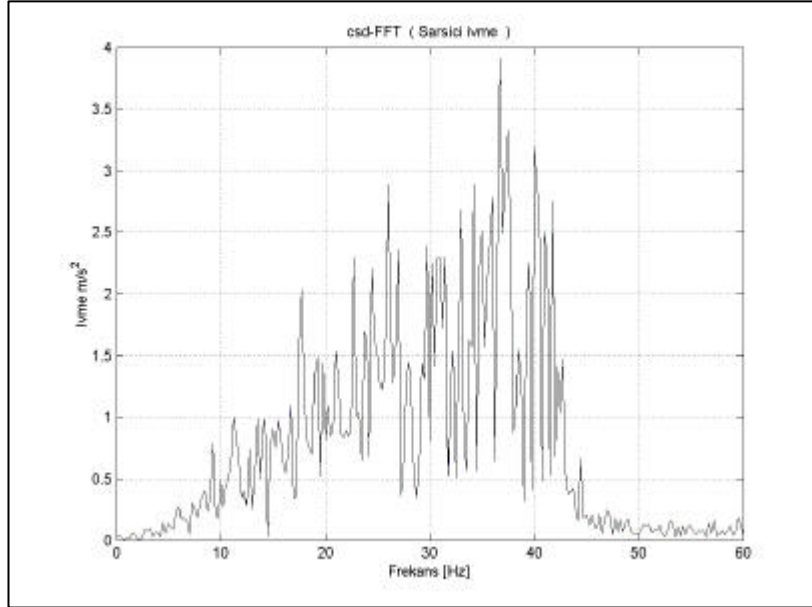


Şekil 6.2 Düşey sarsıcı ivme – zaman seyri

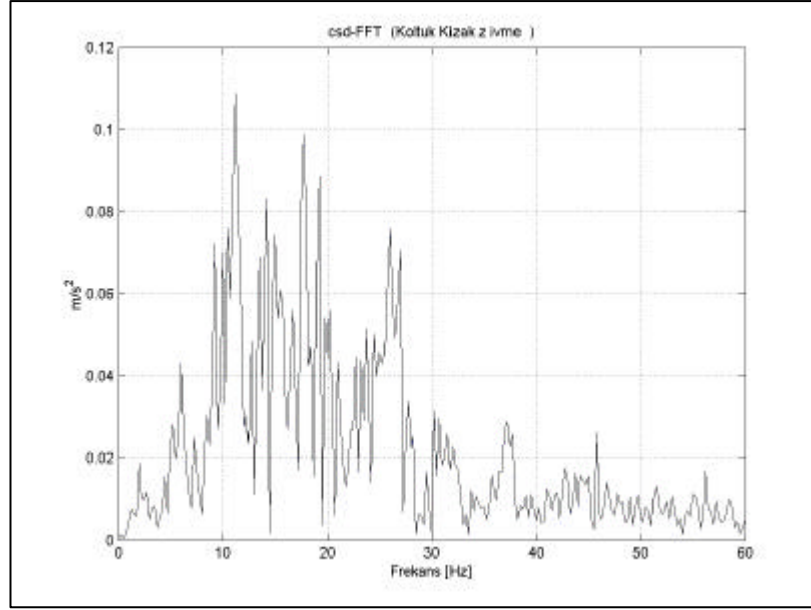


Sekil 6.3 Koltuk rayi ivme – zaman seyri

Sekil 6.2 ve sekil 6.3 de gösterilen koltuk rayi ve sarsici ivme – zaman degisimlerinden sekil 6.4 ve sekil 6.5 de verilen koltuk rayi ve sarsici frekans spektrumlari elde edilmistir.

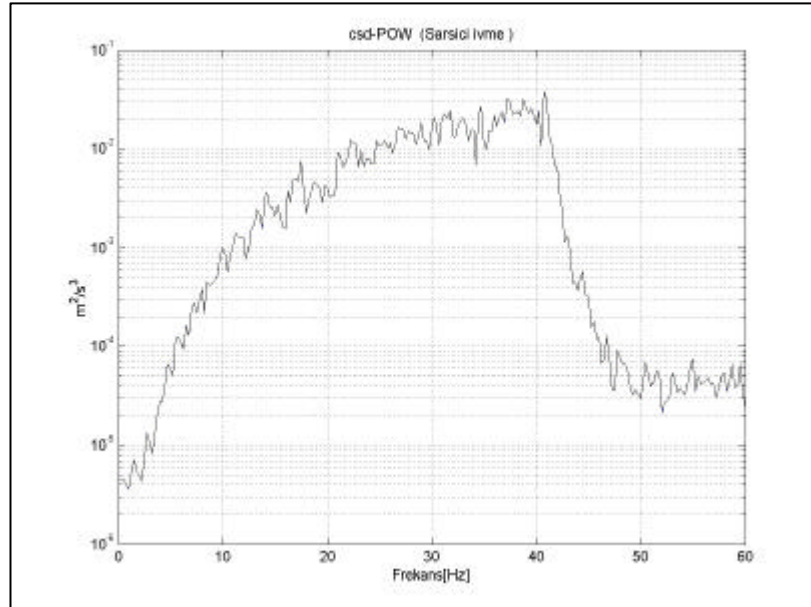


Sekil 6.4 Sarsici frekans spektrumu

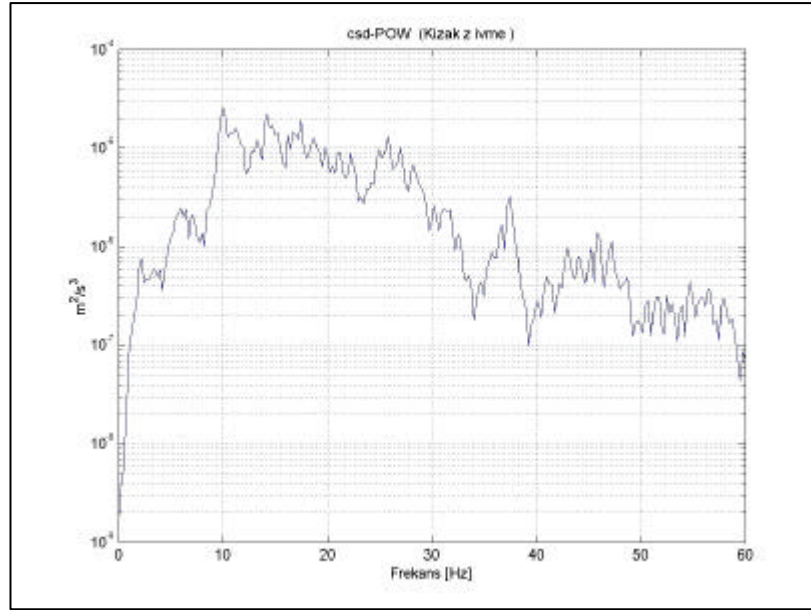


Sekil 6.5 Koltuk kızak frekans spektrumu

Sekil 6.2 ve sekil 6.3 de gösterilen sarsici ve koltuk kızagi ivme – zaman dalga formlarından sarsici ve koltuk z eksenini için güç spektrum yoğunlukları hesaplanmıştır. Güç spektrum yoğunlukları enerjinin frekans spektrumlarına göre dağılımını göstermektedir. Sekil 6.6 ve sekil 6.7 sarsici ve koltuk kızagi için hesaplanmış güç spektrum yoğunluklarını göstermektedir.



Sekil 6.6 Sarsici güç spektrumu



Sekil 6.7 Kizak güç spektrumu

6.1.1.2 Tasit ve Koltuk Transfer Fonksiyonlarının Hesaplanması

Transfer fonksiyonları, tasit koltuk rayi ivme değerleri ile tasit koltugu üzerindeki ivme değerleri ve tasit koltuk rayi ivme değerleri ile tasitin sarsici ile tasit tekerinin olduğu noktadan alınan ivme değerleri ile yapılmıştır. Transfer fonksiyonları iki farklı yöntemle hesaplanabilir:

- Güç spektrum yoğunluk fonksiyonu metodu
- Çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu metodu.

Güç spektrum yoğunluk fonksiyonu metodu, giriş ve çıkış sinyallerindeki toplam enerjileri kullanır. Geçirgenlik $H_p(f)$, çıktı ivme değerlerinin güç spektrum yoğunluğunun, $G_{oo}(f)$, girdi ivme değerlerinin güç spektrumu yoğunluğu değerlerine, $G_{ii}(f)$, oranının karekökünden bulunur ve denklem 6.1'de gösterilmiştir. [2,3]

$$H_p(f) = \left[\frac{G_{oo}(f)}{G_{ii}(f)} \right]^{1/2} \quad (6.1)$$

Çapraz spektrum yoğunluk fonksiyonu metodu, girdi hareketlerle doğrusal korelasyonlu olan çıkış hareketlerinin oranından bulunur. $H_c(f)$, transfer fonksiyonu,

giris ve ıkis ivme degerlerinin çapraz spektrum yogunlugu oraninin, $G_{io}(f)$, ivme g spektrum yogunluguna, $G_{ii}(f)$, oranidir ve denklem 6.2’de gösterilmistir. [2,3]

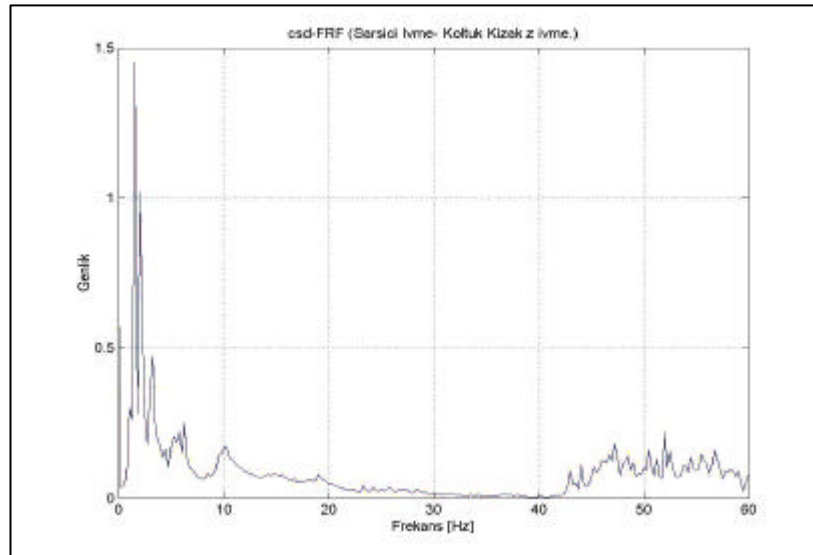
$$H_c(f) = \frac{G_{io}(f)}{G_{ii}(f)} \quad (6.2)$$

Güç spektrum yogunluk fonksiyonu metodu ile hesaplanan transfer fonksiyonlari, çapraz spektrum yogunluk fonksiyonu metodundan hesaplanan transfer fonksiyonuna esit veya daha fazla olmaktadır.

Koheranslar, $\gamma_{2io}(f)$, giris ve ıkis degerlerinden hesaplanmaktadır ve denklem 6.3’de verilmistir.

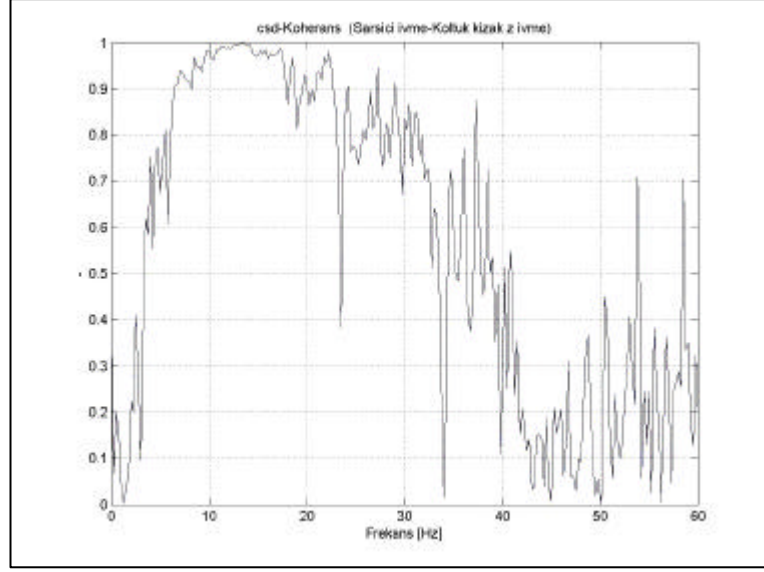
$$\gamma_{2io}(f) = \frac{|G_{io}(f)|^2}{G_{ii}(f)G_{oo}(f)} \quad (6.3)$$

Koheranslar, giris ve ıkis hareketlerinin dogrusal iliskisi hakkında bir belirti saglamaktadır. Dogrusal bir sistemde, koherans giris ve ıkis degerleri arasindaki dogrusal iliskinin varligini belirlemektedir. Koheransin 0 olması giris ve ıkis hareketlerinin dogrusal iliskilendirilmedigini gösterir. [2,3]



Sekil 6.8 Sarsici – koltuk kızagi transfer fonksiyonu

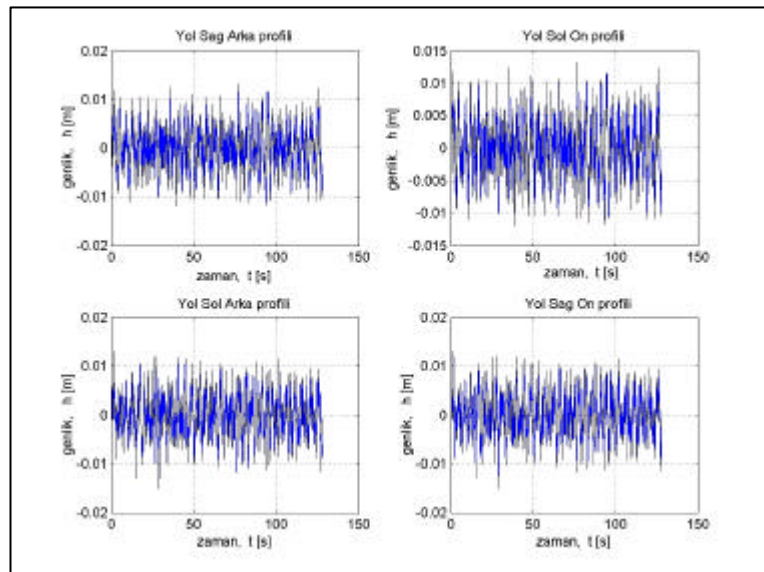
Sekil 6.8 ve sekil 6.9'da hesaplanan sarsici ile koltuk rayi transfer fonksiyonu ve sarsici ve koltuk ray koheranslari gösterilmiştir.



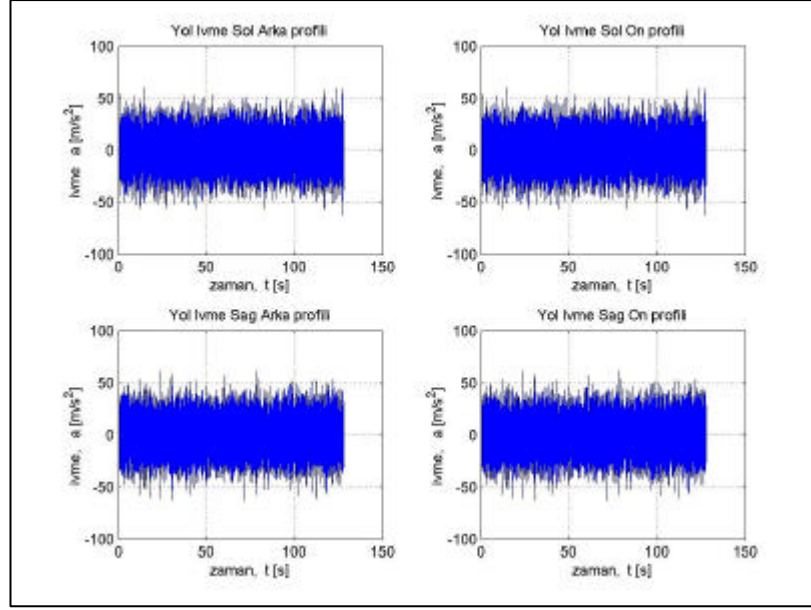
Sekil 6.9 Sarcici – koltuk kızagi koheransi

6.1.2 Sanal Yolun Dört Tekerlek İçin Yaratilmasi

Bölüm 4'de detayli olarak anlatilan yol spektrumlari bilgisayar programi ile 5 farkli yol kosulu için ayri ayri yaratilmistir. Yol spektrumlari tasitin her bir tekerlegi için tasit iz genisligi ve aks araligi kullanilarak hesaplanmistir. Sekil 6.10 ve sekil 6.11' deki grafiklerde standartlara göre yaratilan yol kosullarindan en kötü yol kosulu için yol – zaman ve ivme – zaman grafikleri asagida gösterilmistir.



Sekil 6.10 Dört tekerlek için yol spektrum yol – zaman seyirleri

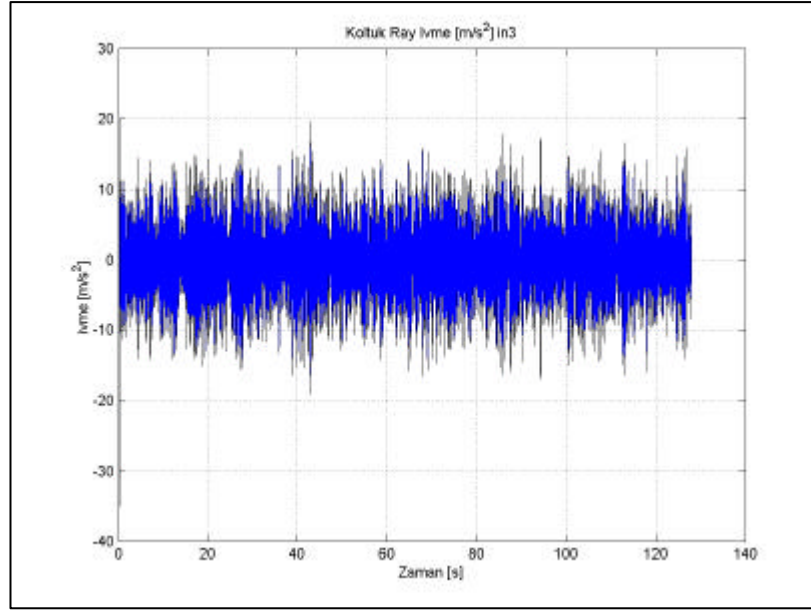


Sekil 6.11 Dört tekerlek için yol spektrum yol – zaman seyirleri

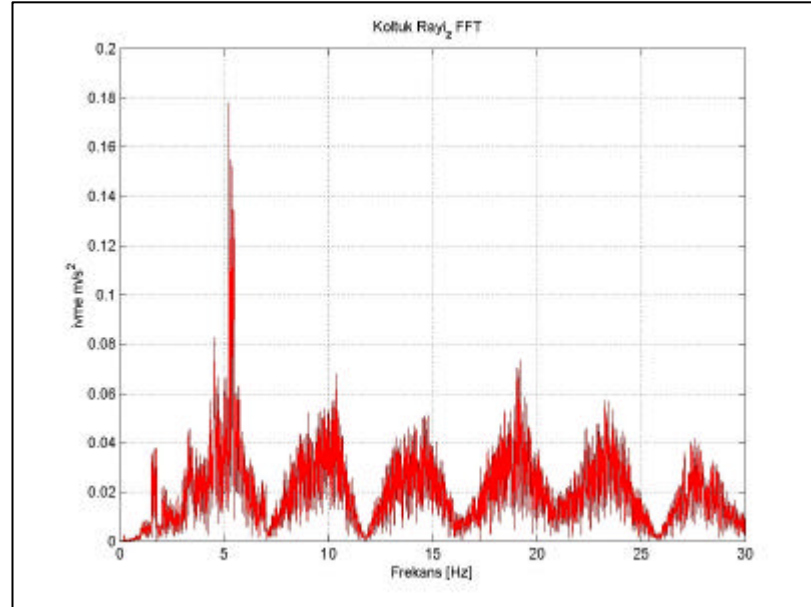
6.1.3 Koltuk Rayi Titresim Ivme Degerlerinin Hesaplanması

Koltuk rayi titreşim değerleri, hesaplanan sarsıcı – koltuk rayi transfer fonksiyonlarını ile sanal yol spektrumlarının çarpılması ile elde edilmiştir. Ölçümler sırasında taşıt tek bir tekerlekten uyarılıp diğer tekerlekler sabit tutulmuş ve her bir tekerlek uyarıldığında sarsıcıda, koltuk rayında ve koltuk üzerinde ivme değerleri ölçülmüştür. Bu ölçüm şekli her bir tekerlek ile koltuk rayi arasındaki transfer fonksiyonlarının ayrı ayrı hesaplanmasını sağlamıştır. Sarsıcı - koltuk rayi transfer fonksiyonlarının her bir tekerlek için hesaplanması bölüm 6.1.1.2’de gösterilmiştir. Koltuk rayi titreşim değerleri, her bir tekerlek için hesaplanan sarsıcı – koltuk rayi transfer fonksiyonunun o tekerlek için bölüm 6.1.2’de hesaplanan tekerlek uyarısı ile çarpılıp birbirleri ile toplanması ile elde edilmiştir.

Sekil 6.12 ve 6.13’te standartta tanımlanan çok kötü yol için hesaplanan koltuk rayi titreşim değerlerinin ivme – zaman değerleri ve frekans spektrumları verilmiştir.



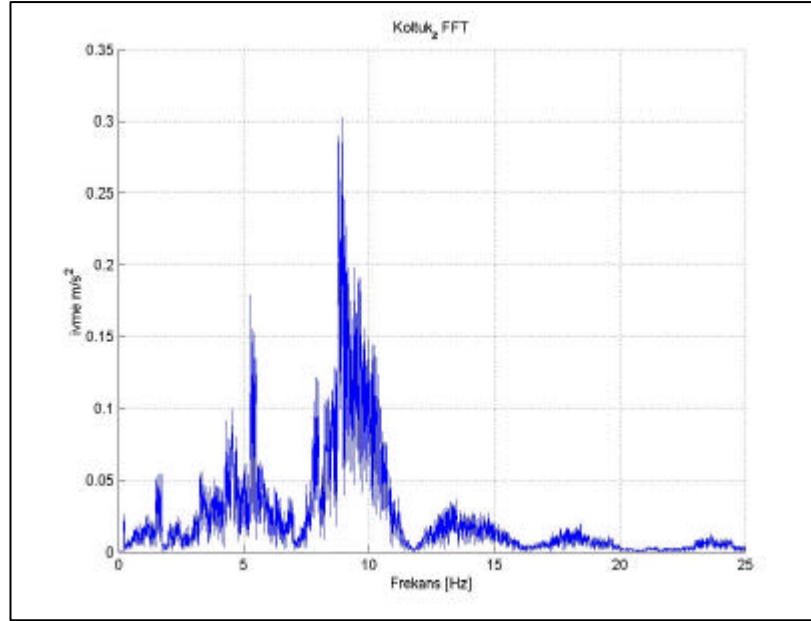
Sekil 6.12 Koltuk rayi ivme – zaman seyri



Sekil 6.13 Koltuk rayi frekans spektrumu

6.1.4 Koltuk Üstü Titresim Ivme Degerlerinin Hesaplanması

Koltuk üstü titreşimleri, yukarıda hesaplanmış koltuk rayi titreşimleri ve koltuk transfer fonksiyonlarının çarpılması ile bulunmuştur. Koltuk rayına kadar olan hesaplar tasit karakteristigini yansitmaktadır.



Sekil 6.14 Koltuk z eksenli frekans spektrumu

Bu alısmada konfor hesapları mevcut taşıtlar için yapıldığından koltuk rayında bulunan titreşim değerleri sabit kalacaktır.

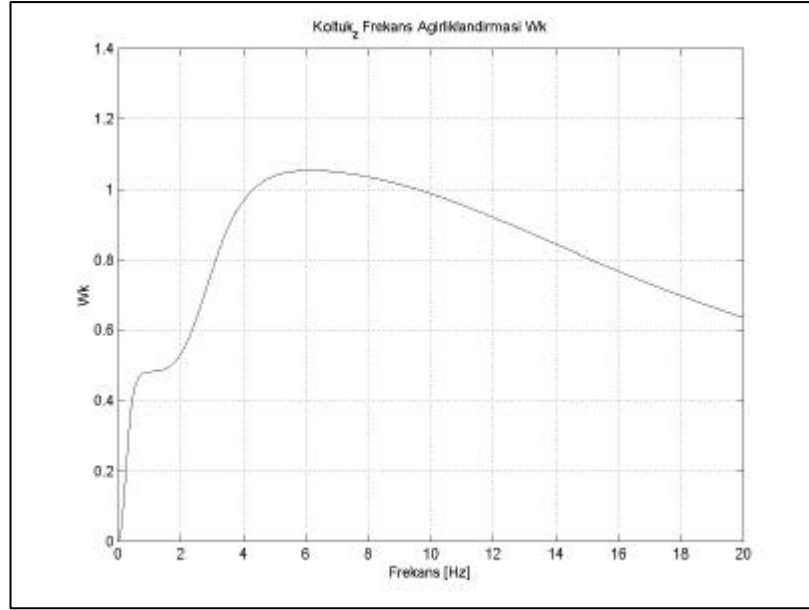
Koltuk üstü titreşimlerinin koltuk rayındaki titreşim değerleri ile koltuk transfer fonksiyonunun çarpılması sonucunda bulunması farklı taşıt koltuklarının mevcut taşıtta oluşturaacağı düsey titreşim konforunu değerlendirmek için kullanılacaktır.

Sekil 6.14'te mevcut taşıt üzerinde bulunan mevcut koltuk için hesaplanmış olan koltuk z eksenli titreşim değerleri verilmiştir.

6.1.5 Koltuk Üstü Titreşim Değerlerinin Frekans Ağırlıklandırılması

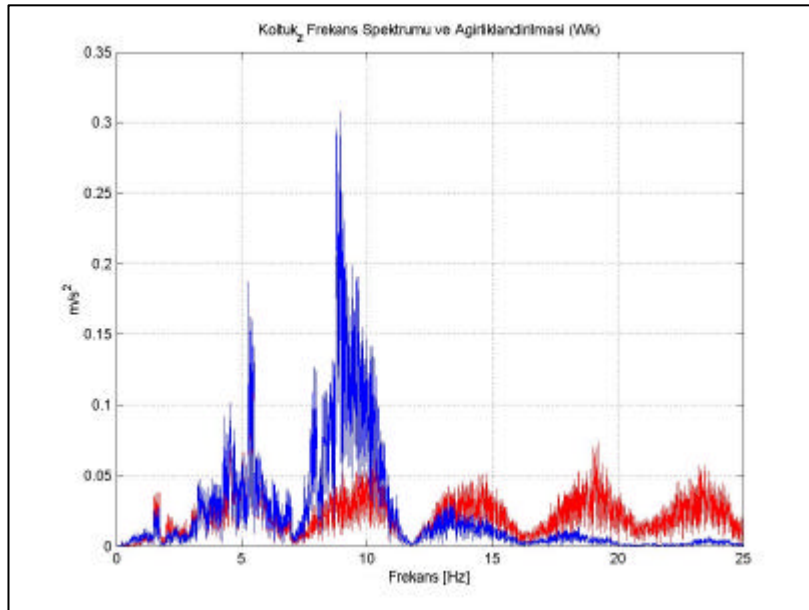
İnsanların tüm vücut titreşimlerine hassasiyeti frekansa bağlı olarak değistigidenden, hesaplanan koltuk üstü z eksenli frekans spektrumu ISO 2631 standartında koltuk üstündeki z eksenli için verilmiş olan W_k frekans ağırlıklandırılması ile çarpılmıştır.

W_k frekans ağırlıklandırılması sekil 6.15'de verilmiştir.



Sekil 6.15 ISO 2631'de koltuk z eksenini tanımlanan frekans ağırlığı - W_k

Frekans spektrumu ve frekans ağırlıklandırılması şekil 6.16'da beraber gösterilmiştir.



Sekil 6.16 Koltuk z eksenini frekans spektrumu ve ağırlıklandırılmış frekans spektrumu

6.1.6 Koltuk Üzeri Titreşimlerinin RMS Değerinin Bulunması

ISO 2631 standardi, titreşim konforsuzluğunu değerlendirmek için rms ivme değerlerini kullanmaktadır.

Degerlendirmede kullanılacak rms degeri asagidaki förmülle hesaplanmistir.

$$\text{root - mean - square, r.m.s. (ms}^{-2}\text{)} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (6.4)$$

Förmülde;

a, frekans agirliklandirilmis ivme degerini,

t, zamani,

T, ölçüm süresini temsil etmektedir.

Bilgisayar hesapları sonucunda koltuk z eksenini için elde edilmiş rms ivme degerleri tablo 6.1’de verilmistir.

Tablo 6.1 ISO 8608’de tanimlanmis spektrum yogunluk $\phi_h(\Omega_0)$ bazli yol siniflandirmaları için hesaplanmış RMS ivme degerleri [7]

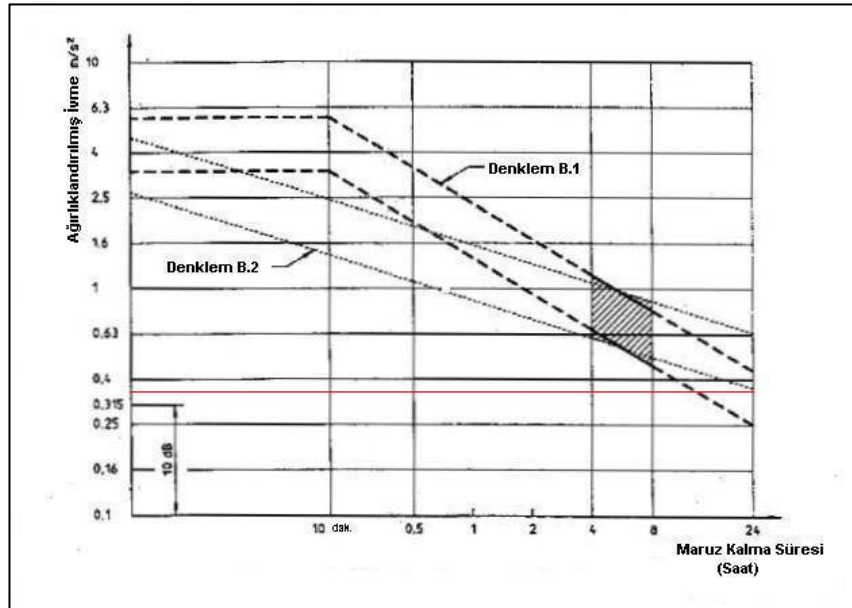
Yüzey Siniflandirması	RMS Ivme Degerleri (ms ⁻²)
A - Çok iyi yol için	$a_w = 0.351$
B - İyi yol için	$a_w = 0.748$
C - Orta yol için	$a_w = 1.51$
D - Kötü yol için	$a_w = 3.04$
E - Çok kötü yol için	$a_w = 6.24$

7. SONUÇLAR VE TARTISMA

Titresim ölçümleri ve bilgisayar hesapları sonucunda test aracının mevcut koltuğu için elde edilmiş RMS ivme değerleri tablo 6.1'de verilmistir. Hesaplar ISO 8608'de tanımlanan 5 farklı yol spektrumu için bulunmustur.

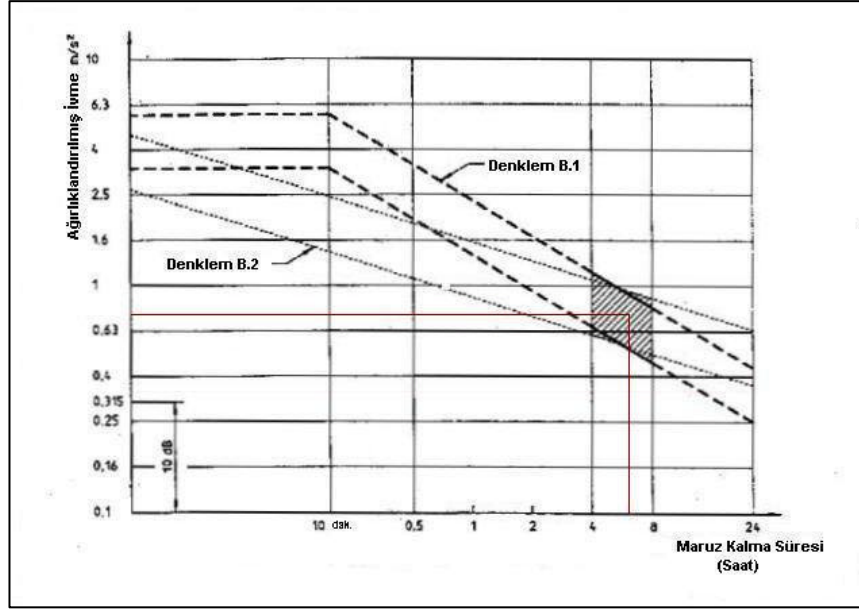
ISO 2631 koltuk disey titresim değerlerinden hesaplanan RMS değerlerini bölüm 3.6.2'de verilen RMS ivme değerleri ile karşılaştırarak konfor değerlendirilmesini yapmaktadır. ISO 2631 standartının tanımladığı diğer bir yöntem ise konfor ve sağlık değerlendirilmeleri için kullanılmaktadır. Bu yöntemde şekil 3.4'de gösterilen sağlık uyarı bölgeleri kullanılmaktadır.

Bu çalışmada koltuk disey konforu farklı yol koşulları için sağlık uyarı bölgeleri kullanılarak değerlendirilmiştir. Aşağıda çok iyi, iyi, orta, kötü ve çok kötü yol koşulları için hesaplanan ivme değerlerinin sağlık uyarı bölgeleri ile karşılaştırılması verilmistir. Sağlık uyarı bölgesi için kesikli çizgilerle gösterilen eğriler kullanılmıştır. Eğrilerin altında her hangi bir konforsuzluk oluşmazken, iki eğrinin arasındaki alan konforsuzluğun ve sağlık problemlerinin oluşabileceği bölge, üstü ise sağlık problemlerinin kesin olarak oluşacağı bölgedir.



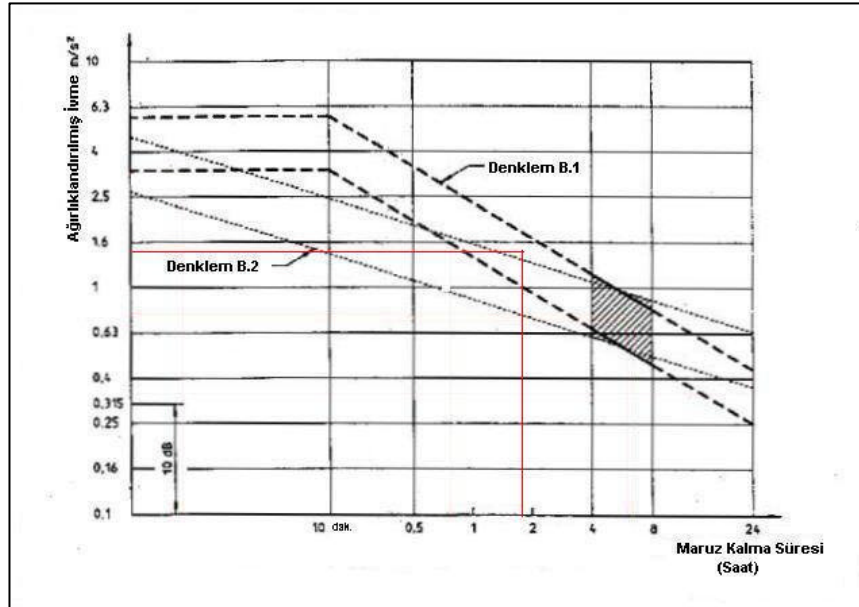
Şekil 7.1 Çok iyi yol için konfor değerlendirilmesi

Sekil 7.1'de çok iyi yol kosulu için elde edilen $0,351 \text{ ms}^{-2}$ lik rms ivme degerinin mevcut tasit ve koltuk için düsey koltuk konforsuzlugunu 24 saatten fazla bir yolculuk sonrasinda olusturacagi görülmektedir.



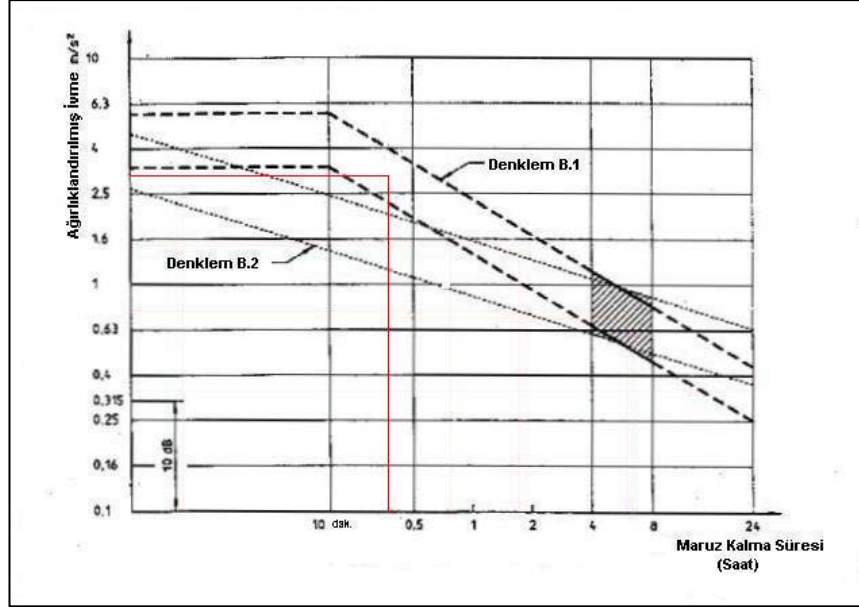
Sekil 7.2 İyi yol için konfor degerlendirilmesi

Sekil 7.2'de iyi yol kosulu için elde edilen $0,748 \text{ ms}^{-2}$ lik rms ivme degerinin mevcut tasit ve koltuk için düsey koltuk konforsuzlugunu 6 saatten fazla bir yolculuk sonra olusturacagi görülmektedir.



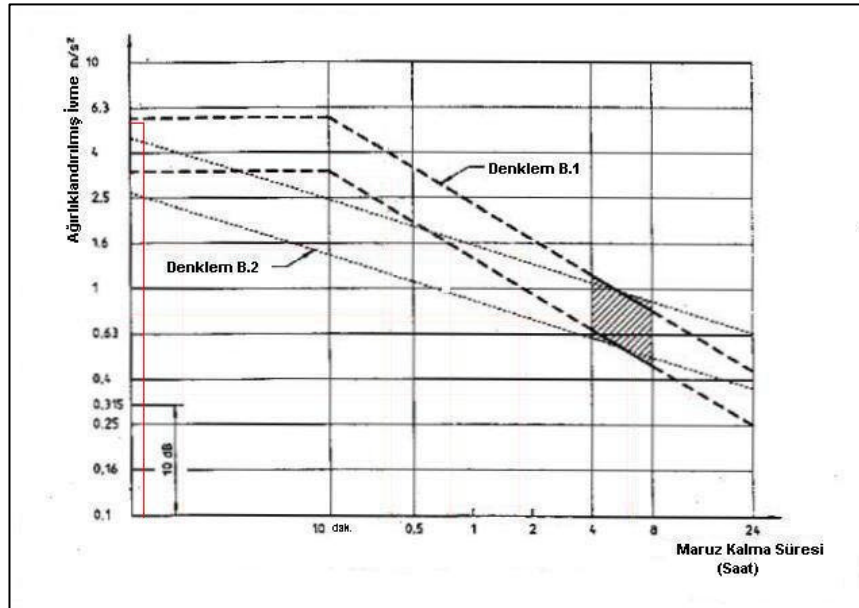
Sekil 7.3 Orta yol için konfor degerlendirilmesi

Sekil 7.3'de orta yol kosulunda $1,51 \text{ ms}^{-2}$ lik rms ivme degerinin mevcut tasit ve koltuk için düsey koltuk konforsuzlugunu 2 saatte yakin bir yolculuk sonra olusturacagi görülmektedir.



Sekil 7.4 Kötü yol için konfor degerlendirilmesi

Sekil 7.4'de kötü yol kosulunda $3,04 \text{ ms}^{-2}$ lik rms ivme degerinin mevcut tasit ve koltuk için düsey koltuk konforsuzlugunu 0.5 saatten az bir yolculuk sonra olusturacagi görülmektedir.



Sekil 7.5 Çok kötü yol için konfor degerlendirilmesi

Sekil 7.5’de çok kötü yol koşulunda $6,24 \text{ ms}^{-2}$ ’lik rms ivme degerinin mevcut tasit ve koltuk için düsey koltuk konforsuzlugunu 5 dadikadan az bir yolculuk sonra olusturacagi görölmektedir.

Konvansiyonel tasit koltuklarında 4 Hz bölgesinde rastlanan rezonanslar ve dikey titresimlerin bu frekansların altında olusturdıkları güçlenmelere test aracının koltugunda 10 Hz civarında rastlanmistir. Buna ragmen test aracının konfor degerleri hafif bir ticari araç için beklenen düzeydedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Lines J.A. and Stanley R.M.**, 2000. Ride Vibration: Reduction of Shocks Arising From Overtravel of Seat Suspensions, *Health and Safety Executive Contract Research Report*, **240/2000**, Sudbery, Great Britian.
- [2] **Paddan G.S, Haward B.M, Griffin M.J. and Palmer K.T.**, 1999. Whole-Body Vibration: Evaluation of Some Common Sources of Exposure in Great Britian, *Health and Safety Executive Contract Research Report*, **235/1999**, Sudbery, Great Britian.
- [3] **Paddan G.S, Haward B.M, Griffin M.J. and Palmer K.T.**, 2001. Use of Seating to Control Exposures to Whole-Body Vibration, *Health and Safety Executive Contract Research Report*, **335/2001**, Sudbery, Great Britian.
- [4] **Stanley R.M.**, 2001. Whole-Body Vibration and Shock: A Literature Review Extension of a Study of Overtravel of Seat Suspensions, *Health and Safety Executive Contract Research Report*, **233/2001**, Sudbery, Great Britian.
- [5] **ISO-2631-1**, 1997. Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration Part 1: General Requirements, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [6] **ISO-10326-1**, 1992. Mechanical Vibration – Laboratory Method for Evaulating Vehicle Seat Vibration Part 1: Basic Requirements, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [7] **ISO 8608**, 1995. Mechanical Vibration – Road Surface Profiles – Reporting of Measured Data, *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- [8] **Fruhmman, G.**, 2001. Vertical Dynamics of Vehicles and Perception Quantities, *Diploma Thesis*, Institute of Mechanics and Mechanisms, Technical University Graz.

ÖZGEÇMİS

Ersin Demirdag, 07 Temmuz 1977 tarihinde Sivas'da doğdu. İlk ve orta eğitimini İstanbul'da tamamladıktan sonra lise öğrenimini Besiktas Atatürk Anadolu Lisesi'nde, lisans öğrenimini Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünde tamamladı.

Yüksek lisans çalışmasına devam ederken; "Endüstride Uygulama Destekli Tez Programı" çerçevesinde TOFAS Ar-Ge Yol Testleri Mühendisliği Servisinde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.