



**BİR TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ  
KOLTUĞUNUN STATİK VE DİNAMİK  
KONFOR KRİTERLERİNE GÖRE  
İNCELENMESİ**

**ERTUĞRUL SAMET ERGÜN**



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ KOLTUĞUNUN STATİK VE DİNAMİK  
KONFOR KRİTERLERİNE GÖRE İNCELENMESİ

Ertuğrul Samet ERGÜN

Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2016

**Her Hakkı Saklıdır**

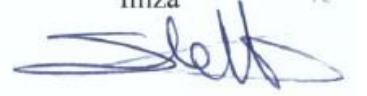
## TEZ ONAYI

Ertuğrul Samet ERGÜN tarafından hazırlanan “Bir Ticari Araç Sürücü Koltuğunun Statik ve Dinamik Konfor Kriterlerine Göre İncelenmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

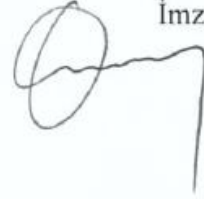
**Başkan :** Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye :** Prof. Dr. Osman KOPMAZ  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye :** Yrd.Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ  
BTÜ Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylıyorum



Prof. Dr. Ali Osman DEMİR  
Enstitü Müdürü

03.02.2016 (Tarih)

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı **beyan ederim.**

**27 /01/ 2016**

**Ertuğrul Samet ERGÜN**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### BİR TİCARİ ARAÇ SÜRÜCÜ KOLTUĞUNUN STATİK VE DİNAMİK KONFOR KRİTERLERİNE GÖRE İNCELENMESİ

**Ertuğrul Samet ERGÜN**

Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Sevda Telli ÇETİN

Bu çalışmada, mevcut bir ticari araç sürücü koltuğunun statik ve dinamik konfor kriterlerine göre durumu incelenmiştir. Konfor değerlendirmesinden önce koltukta bulunan iskelet yapı, sünger ve amortisöre ait mekanik özellikleri öğrenmek için ayrı ayrı fiziksel testler yapılmıştır. Bu testlerden elde edilen veriler, koltuğa ait sonlu elemanlar modeli kurulmasında kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan koltuğa ait hem fiziksel testler hem de sonlu elemanlar analizi yöntemiyle statik ve dinamik konfor değerlendirmesi yapılmıştır. Statik konfor değerlendirmesinde koltuk ve yolcu arasındaki basınç dağılımı incelenmiştir. Dinamik konfor ise ISO 2631 standardına ve koltuğa ait SEAT değerine göre değerlendirilmiştir. Çalışmanın sonunda testlerden elde edilen verilere göre koltuğun statik ve dinamik konfor kriterlerine göre konforlu olduğu gözlemlenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Statik konfor, dinamik konfor, sürüş konforu, sürücü koltuğu, sonlu elemanlar analizi, titreşim iletkenliği

**2016, viii+67 sayfa**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

**INVESTIGATION OF A COMMERCIAL VEHICLE DRIVER SEAT ACCORDING  
TO STATIC AND DYNAMIC COMFORT CRITERIA**

**Ertuğrul Samet ERGÜN**

Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Asst. Prof. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

In this study, an existing driver seat for a commercial vehicle was investigated with depending static and dynamic comfort criteria. Before the comfort evaluation, some physical component tests were done to achieve mechanical properties of the sub-systems as seat frame, foam and damper separately. With achieved mechanical properties, a finite element model was prepared for the complete seat. For the comfort evaluations, both physical tests and finite element analysis were performed. Static comfort was evaluated with pressure distribution between passenger and seat foam. Dynamic comfort was evaluated by depending ISO 2631 standard and SEAT values. At the end of this study, the existing seat was observed as a comfortable seat according to standards.

**Key words:** Static comfort, dynamic comfort, ride comfort, driver seat, finite element analysis, vibration transmissibility

**2016, viii+67 pages**

## TEŐEKKÖR

Tez alıőmamın baőından itibaren her aőamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gősteren ve her tűrlű desteęini benden esirgemeyen hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN' e teőekkűrlerimi sunarım.

Bu tezi tamamlamam için her zaman destek veren ve bana itici gű olan MARTUR firması ARGE Direktűrű Sayın Dr. Recep KURT'a, yűneticim Sayın Murat DAL'a ve iő arkadaőlarıma çok teőekkűr ederim.

Ayrıca űęrenim hayatım sűresince bana en bűyűk desteęi veren annem Sevil ERGŪN'e, tezimi tamamlama aőamasındaki desteęinden dolayı eőim Aslıhan ÇELEBİ ERGŪN'e ve bu çalıőmada emeęi geçen herkese műteőekkűr olduęumu belirtmek isterim. Bu çalıőmanın, yeni çalıőmalara ıőık tutmasını ve űlkemize faydalı olmasını temenni ederim.

Ertuęrul Samet ERGŪN

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	viii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
3. GENEL BİLGİLER .....	11
3.1. Titreşim .....	11
3.2. Titreşimin Sürücü Üzerine Etkileri .....	14
3.3. Koltuk Süspansiyon Tipleri.....	18
3.4. Koltuk Süngerinin Sönüm Etkisi .....	21
3.5. Konfor Değerlendirme Ölçümleri.....	22
3.5.1. Statik konfor ölçümleri .....	23
3.5.2. Dinamik konfor ölçümleri.....	25
3.6. Koltuk Analizinde Sonlu Elemanlar Yöntemi .....	26
4. MATERYAL VE YÖNTEM .....	28
4.1. Konfora Etki Eden Parçaların Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi.....	30
4.1.1. Çelik iskelet yapısı.....	30
4.1.2. Koltuk amortisörü (Damper).....	34
4.1.3. Hava yayları .....	37
4.1.4. Sünger .....	38
4.1.4.1. Sünger basma testi.....	39
4.1.4.2. Süngerin sonlu elemanlar modeli.....	40
4.2. Yarı Komple Koltuk Çalışmaları .....	41
4.2.1. Oturak sünger yarı kompleksi .....	41
4.2.1.1. Oturak sünger yarı kompleksinin mekanik testleri .....	42
4.2.1.2. Oturak sünger yarı kompleksinin sonlu elemanlar modeli .....	44
4.2.2. Oturak iskeleti yarı kompleksi .....	45
4.2.2.1. Oturak iskeleti yarı kompleksinin mekanik testleri .....	46
4.2.2.2. Oturak iskeleti yarı kompleksinin sonlu elemanlar modeli.....	47
4.3. Komple Koltuk Çalışmaları .....	48
4.3.1. Komple koltuk statik konfor çalışmaları.....	49
4.3.1.1. Komple koltuk basma testi.....	49
4.3.1.2. Komple koltuk basma testinin analizi .....	51
4.3.2. Komple koltuk dinamik konfor çalışması .....	53
4.3.2.1. Komple koltuk dikey titreşim testi.....	53
4.3.2.2. Komple koltuk dikey titreşim analizi.....	59
5. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME .....	61
5.1. Statik Konfor Sonuçlarının Değerlendirmesi.....	61
5.2. Dinamik Konfor Sonuçlarının Değerlendirmesi .....	61
KAYNAKLAR .....	64
ÖZGEÇMİŞ .....	67



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

### Açıklama

m	Kütle (kg)
k	Rijitlik katsayısı (N/m)
c	Sönüm katsayısı (Ns/m)
V	Hız (m/s)
f	Frekans (Hz)
T	Periyot (s)
F	Tepki kuvveti (N)
a	ivme (m/s <sup>2</sup> )
$a_{rms}$	İvmenin ortalama karekök değeri
K	Katsayılar matrisi
u	Bilinmeyenler vektörü

### Kısaltmalar

### Açıklama

rms	Ortalama karekök değeri
SEAT	Seat effective amplitude transmissibility (Koltuk efektif iletkenlik büyüklüğü)
VDV	Vibration dose value (Titreşim doz değeri)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Titreşim sistemi .....	11
Şekil 3.2. Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi.....	13
Şekil 3.3. İnsan vücudu doğal frekansları .....	14
Şekil 3.4. Konforsuzluk eğrileri .....	16
Şekil 3.5. Janeway' e göre konfor ölçütü grafikleri .....	17
Şekil 3.6. Titreşimlerin insan vücuduna iletim yüzeyleri .....	17
Şekil 3.7. Taşıt titreşimleri iletim / sönümleme elemanları .....	19
Şekil 3.8. Süspansiyon tipleri.....	20
Şekil 3.9. Örnek bir sünger basma testi sonucu .....	22
Şekil 3.10. Koltuk temas bölgeleri .....	23
Şekil 3.11. Amerikan erkeklerinin yaşa bağlı ağırlık ortalamaları grafiği .....	24
Şekil 3.12. Hypermesh programında ağ örülmüş model .....	26
Şekil 3.13. Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar .....	27
Şekil 4.1. Tasarlanan otobüs sürücü koltuğunun 3 boyutlu modeli .....	28
Şekil 4.2. Otobüs koltuğunun prototipi.....	29
Şekil 4.3. Koltuk çelik iskelet modeli .....	31
Şekil 4.4. Koltuk iskeleti sonlu elemanlar modeli .....	32
Şekil 4.5. Sonlu elemanlarda örnek bir kaynak modeli .....	33
Şekil 4.6. Örnek bir malzemenin gerilme – gerinme eğrisi .....	34
Şekil 4.7. Koltuk üzerindeki amortisörün görüntüsü .....	35
Şekil 4.8. Koltuk amortisörü sert ayardayken sönümleme testine ait kuvvet-hız diyagramı .....	36
Şekil 4.9. Koltuk amortisörü yumuşak ayardayken sönümleme testine ait kuvvet-hız diyagramı.....	36
Şekil 4.10. Koltuk amortisörünün sonlu elemanlar modeli .....	37
Şekil 4.11. Havalı yay ve kısımları .....	38
Şekil 4.12. Körük basma testi sonuçları .....	38
Şekil 4.13. Sünger basma test cihazı görüntüsü .....	39
Şekil 4.14. Sünger basma testi sonuçları .....	40
Şekil 4.15. Sünger basma testinin sonlu elemanlarda modellenmesi.....	40
Şekil 4.16. Sonlu elemanlarda süngerin basma testindeki şekil değişimi .....	41
Şekil 4.17. Oturak sünger modeli .....	42
Şekil 4.18. Oturak sacı modeli .....	42
Şekil 4.19. Kalça formu .....	42
Şekil 4.20. Kalça formu basma testi .....	43
Şekil 4.21. Oturak sünger yarı kompleksi basma testi sonuçları .....	43
Şekil 4.22. Oturak sünger ve oturak sacına ait sonlu elemanlar modeli .....	44
Şekil 4.23. Kalça formuna ait sonlu elemanlar modeli .....	44
Şekil 4.24. Oturak sünger yarı kompleksi basma testi sonlu elemanlar analizi sonucu .....	45
Şekil 4.25. Oturak iskeleti yarı kompleksi basma testi düzeneği .....	46
Şekil 4.26. Oturak iskeleti yarı kompleksi basma testi sonuçları .....	46
Şekil 4.27. Oturak iskeleti yarı kompleksi sonlu elemanlar modeli .....	47
Şekil 4.28. Oturak iskeleti yarı kompleksi basma testi sonlu elemanlar analizi sonucu .....	48
Şekil 4.29. Komple koltuk statik basma testi .....	49
Şekil 4.30. Komple koltuk basma testi sonucu oluşan kuvvet-yer değiştirme eğrileri .....	50
Şekil 4.31. 100 kg yük altında oturaktaki basınç dağılımı .....	50

Şekil 4.32. Komple koltuk basma testinin sonlu elemanlar modeli .....	51
Şekil 4.33. Komple koltuk statik basma testi sonucu .....	52
Şekil 4.34. 100 kg yük altında basınç dağılım haritası .....	52
Şekil 4.35. Sarsıcı üzerinde koltuk taban bağlantısı ve taban sensörünün görüntüsü ...	54
Şekil 4.36. Koltuk üzerindeki ivmeölçer .....	54
Şekil 4.37. Koltuk tabanına uygulanan 5 Hz'lik ivme girdisi .....	55
Şekil 4.38. Koltuk süngeri üzerinden ölçülen 5 Hz'lik ivme çıktısı .....	55
Şekil 4.39. 5 Hz'lik giriş sonucunda taban ve sünger üzerindeki ivme karşılaştırılması .....	56
Şekil 4.40. Koltuk tabanına uygulanan 10 Hz'lik ivme girdisi .....	56
Şekil 4.41. Koltuk süngeri üzerinden ölçülen 10 Hz'lik ivme çıktısı .....	57
Şekil 4.42. 10 Hz'lik giriş sonucunda taban ve sünger üzerindeki ivme karşılaştırılması .....	57
Şekil 4.43. Koltuk tabanına uygulanan 15 Hz'lik ivme girdisi .....	58
Şekil 4.44. Koltuk süngeri üzerinden ölçülen 15 Hz'lik ivme çıktısı .....	58
Şekil 4.45. 15 Hz'lik giriş sonucunda taban ve sünger üzerindeki ivme karşılaştırılması .....	58
Şekil 4.46. 5 Hz'lik dikey yönlü titreşim analizi sonuçları .....	60

## ÇİZELGELER DİZİNİ

**Sayfa**

Çizelge 3.1. Ischia bölgesi için konfor değerlendirme tablosu .....	24
Çizelge 3.2. ISO 2631'e göre sürüş konforu değerlendirme endeksi .....	25
Çizelge 5.1. Sürüş konforu test sonuçları .....	62



## 1.GİRİŞ

Araç üreticileri aracı tasarlarken tüketici taleplerine bağlı olarak tasarım yaparlar. Tüketici beklentileri de genel olarak fonksiyonellik, güvenlik, konfor, maliyet ve performans olarak sıralanabilir. Doğal olarak tüketiciler bu isteklerinin hepsini aynı anda karşılayabilen ürünü tercih ederler. Dolayısıyla artan rekabetçi koşullar altında bu talepleri en iyi şekilde karşılayabilen üreticiler rakipleri karşısında büyük avantaj sağlamaktadırlar.

Taşıt koltukları üzerindeki müşteri beklentileri ise fonksiyonellik, güvenlik ve konfor olarak ele alınabilir. Koltuklar araç sürücüleri ve yolcular için en önemli konfor elemanlarından biri olarak göze çarpmaktadır. Koltuk konforu kullanıcıların sağlıkları açısından büyük önem taşımaktadırlar. Konfor; statik konfor ve dinamik konfor olarak iki farklı kategoride ele alınmaktadır. Statik konfor, kullanıcının duran araçtaki hissiyatına bağlı olan bir durumdur. Kullanıcı ile oturduğu koltuk arasında oluşan basınç bu konforun değişkenidir. Statik konfor açısından ideal olan durum kullanıcı üzerinde basıncın en az olduğu durumdur. Dinamik konfor ise kullanıcının sürüş esnasındaki konforuna ait bir durumdur. Ses, titreşim ve sertlik parametreleri sürüş esnasında kullanıcıların dinamik konforuna etki eden parametrelerdir.

Bu çalışmada daha önceden tasarlanarak prototip olarak üretilmiş olan bir ticari araç sürücü koltuğu statik ve dinamik konfor kriterlerine göre değerlendirilmiştir. Ayrıca konfor değerlendirmeleri için yapılan testlerden elde edilen veriler kullanılarak koltuğa ait sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Kurulan bu sonlu elemanlar modeli fiziksel test sonuçlarıyla karşılaştırılarak doğruluğu kanıtlanmıştır. Oluşturulan bu modelin amacı farklı sınır şartlarındaki testlerin, fiziksel olarak gerçekleştirilmeden, sonlu elemanlar analizi yöntemiyle yapmaktır.

Yeni bir koltuk projesinde konfora ait değerlendirme yapmak için iki yol izlenebilir. Birincisi koltuğu prototip olarak üretilen testler yardımıyla değerlendirme yapmak ve çıkan sonuca göre yeni ürünlerle testleri tekrar etmektir. İkincisi ise koltuğa ait doğru sonuçları veren bir sonlu elemanlar modeli kurularak analizler yardımıyla fiziksel bir ürün ortaya çıkmadan koltuğun durumunun belirlendiği yöntemdir. Bu yöntemlerden ikincisi hem daha hızlı hem de daha az maliyetli olan çözümdür. Koltuk için doğru bir sonlu elemanlar

modeli oluşturmak için koltukta bulunan tüm parçaların detaylı olarak incelenerek mekanik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Dolayısıyla mekanik özellikleri bilinen bileşenlerle kurulan komple koltuk sonlu elemanlar modeli de analizler sonucunda doğru veya doğruya çok yakın sonuçlar verecektir.

Yapılan çalışmada; tasarlanmış olan bir sürücü koltuğu üzerindeki konforu etkileyecek bileşenler belirlenerek öncelikle fiziksel testler yardımıyla bu bileşenlerin mekanik özellikleri belirlenmiştir. Elde edilen mekanik özellikler bu bileşenlerin ayrı ayrı sonlu elemanlar modelinin kurulmasında kullanılmıştır. Komple koltuk sonlu elemanlar modeli hazırlanana kadar sünger ve çelikler gibi hammadde testleri, amortisör ve köruk gibi satın alınan ürün testleri ve bu bileşenlerin birlikte kullanıldığı yarı komple testleri yapılır ve bu testlerden elde edilen tüm veriler sonlu elemanlar analizleriyle doğrulanmıştır. Bu doğrulanmış ürün ve hammadde analiz modelleri komple koltuğun analiz sonuçlarının doğruluğunu da etkilemektedir. Fiziksel testler ve sanal analizlerden elde edilen değerler karşılaştırılarak; sonlu elemanlar yöntemiyle kurulan modelin doğruluğu kanıtlanmıştır.

Çalışmanın devamında komple koltuğun statik konforunu incelemek için kalça formuyla basma testi yapılarak kalça formu ile oturak süngeri arasında oluşan basınç ölçülmüştür. Komple koltuğun dinamik konforunu incelemek içinse tabandan gelen sabit genlikli bir darbe girişinin, koltuk üzerindeki parametrelerin etkisiyle sürücüye iletilen sönümlenmiş darbe değerleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlarla koltuğun dinamik konforu, literatürde yer alan değerlendirme kriterlerine göre yorumlanmıştır. Ayrıca hazırlanan komple koltuk sonlu elemanlar modeliyle statik ve dinamik konfor değerlendirmesi için analizler yapıp sonuçlar doğrulanmıştır.

## 2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Taşıt koltuklarında konfor; statik ve dinamik konfor olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Konfor insanın günlük hayatını kolaylaştıran rahatlığa verilen isimdir. İnsanla ilgili olan her konuda olduğu gibi konfor da sübjektif bir kavramdır. Yani konfor değerlendirmesi yapılırken aynı şartlar altında değerlendirilen bir durumu; bir kişi konforlu olarak, farklı bir kişi de konforsuz olarak yorumlayabilir. Bu gibi durumlarda ortaya doğru bir sonuç çıkarabilmek için daha fazla insana bu yorumu yaptırarak genel bir sonuca ulaşmaya çalışılır.

Konfor değerlendirmeleri için yapılan çalışmalar iki farklı ana temel üzerinde yoğunlaşmıştır. Birincisi sübjektif değerlendirmeye bağlı değerlendirme sistemidir. Bu tür de ele alınan referans bir durumda, belirli bir sayıda denek ile testler yapılır. Bu testler sonucunda deneklere anket tarzında değerlendirmeleri sorularak durum hakkında yorumları alınır ve bu yorumlarla koltuk veya başka bir durum için konfor sonucuna ulaşılır. İkinci temel değerlendirme sistemi ise objektif sonuçlar üzerine kuruludur. Ölçümler belirlenmiş parametrelere göre yapılır ve daha önceden belirlenmiş tablolara göre konfor sonucu değerlendirilir. Örneğin bir koltuk için yapılan objektif değerlendirmede; koltuk üzerine bir ivmeölçer konularak, yolcuya aktarılan ivmeler ölçülür ve elde edilen değerler farklı yöntemlerde kullanılarak objektif sonuçlar elde edilir. Elde edilen bu sonuçlar da daha önceki çalışmalar referans alınarak değerlendirilir.

Niekerk ve ark. (2003), dinamik koltuk konforunun ölçmek için farklı koltuklar üzerinde objektif ve sübjektif ölçümler yapmışlardır. Toplamda 16 farklı koltuk modeli kullanılan çalışmada sübjektif değerlendirme için 6 farklı denek kullanılmıştır. Objektif değerlendirme için SEAT (Seat Effective Amplitude Transmissibility) değerini kullanmışlardır. SEAT değeri; koltuklarda tabandan gelen titreşiminin ne kadarının yolcuya aktarıldığını ortaya koyar ve yaygın bir kullanımı vardır. Bu değer yolcuya iletilen titreşim genliğinin, araçtan koltuğa gelen titreşim genliğine bölünmesiyle bulunur. Yapılan çalışma ile sübjektif değerlendirme ile objektif sonuçlar arasında iyi bir korelasyon olduğu açıklanmış olup, SEAT değerinin dinamik konfor ölçümlerinde kullanılabilecek doğru bir yöntem olduğu vurgulanmıştır.

Griffin ve Qiu (2004), koltuk sırtının yolcuya aktardığı titreşimi incelemişlerdir.

Çalışmalarında koltuk tabanının 4 köşesinden üçer eksenli olacak şekilde toplamda 12 farklı giriş sinyaliyle koltuğu titreşime maruz bırakmışlardır. Bu giriş sinyallerinin sonucunda oturak ve sırtta bulunan üç eksenli ivmeölçerler vasıtasıyla 6 farklı çıktıya ulaşmışlardır. Çalışma sonucunda tabana gelen dikey yönlü titreşimlerin sırttan ölçülen dikey yönlü titreşim ile direk bir etkileşim içinde olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca özellikle düşük frekanslı titreşim iletimi konularında dikey yöndeki iletim inceleniyorsa sadece tek yönlü dikey titreşim girdisinin yeterli olduğunu vurgulamışlardır.

Zhang ve ark. (2015), koltuğa gelen dikey yönlü bir titreşimin yolcuya iletiminde, oturak ve sırt süngerinin kalınlığının etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 6 erkek, 6 kadın denek kullanılmış olup 3 farklı oturak süngeri kalınlığı (60, 80 ve 100 mm) için denemeler yapılmıştır. Oturak süngeri kalınlığı arttıkça süngerin dayanımı ve titreşim sönümleme kabiliyeti azaldığı gözlemlenmiştir. Bunun yanında oturak süngeri kalınlığı arttıkça koltuğun titreşim aktarımının azaldığı vurgulanmıştır.

Siefert ve ark. (2007), bir taşıt koltuğunun statik ve dinamik konfora etkilerini incelemek için sonlu elemanlar modeli kurmuşlardır. Bu sonlu elemanlar modelinin doğruluğunun sağlayarak, sanal olarak koltuk konforu için optimizasyon çalışmaları yapmışlardır. Sonlu elemanlar yazılımı olarak ABAQUS programını, insan modeli için de bu programla uyumlu CASIMIR 50th% modelini kullanmışlardır. Çalışma için koltuk sonlu elemanlar modeli detaylı bir şekilde hazırlanmış ve sanal insan modeli ile statik ve dinamik konfor analizleri yapmışlardır.

Verver ve ark. (2004), bir koltuğun konfor analizini yaparken kullanılacak koltuk sonlu elemanlar modelinin hazırlanma aşamalarını açıklamışlardır. Bu çalışmayla koltuğun tasarım aşamasındayken konfor parametrelerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Sürüş konforuna etkisi yüksek olan sünger ve iskelet yapısı detaylı bir şekilde incelenmiş ve sonlu elemanlar modeli fiziksel testlerden çıkan sonuçlar ile hazırlanmıştır. Fiziksel testlerde insan formuna sahip rijit aparatlar kullanılmış ve kuvvet yer-değiştirme eğrileri elde edilerek sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır. Çalışma sonunda elden edilen sonlu elemanlar modelinin koltuğun tasarım aşamasında konfor analizlerinin yapılmasına olanak sağlayacağı ve bu sayede koltuk üretilmeden olası konfor problemlerinin önlenebileceği vurgulanmıştır.



Kolich ve ark. (2004), bir taşıt koltuğunda tabandan gelen dikey yönlü titreşim girdisinin yolcuya aktarılması durumuna, oturak süngerinin yoğunluğunun ve sertliğinin etkisini incelemişlerdir. Çalışma için 4 farklı oturak süngeri kullanılmıştır. Bu 4 farklı süngerin parametreleri; düşük ve yüksek yoğunluklu süngerler ve yumuşak ve sert olan süngerlerdir. Ayrıca yapılan testlerde 6 erkek 3 kadın denek kullanılmıştır. Çalışma sonucunda yüksek yoğunluklu ve yüksek sertlikteki oturak süngerinin en konforlu sürüş sağladığı açıklanmıştır. Ayrıca süngerin yoğunluğu arttıkça belirli bir frekans bandında (11 Hz) genlik değerinin düştüğü gösterilmiştir.

Mehta ve Tewari (2009), bir traktör koltuğu için sünger parametrelerinin sürücü oturuş pozisyonu, titreşim izolasyonu ve sürüş konforu açısından etkisini inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Çalışma için piyasada satışta olan farklı yoğunluğa ve kompozisyona sahip ve farklı kalınlıkta sünger bulunduran 9 farklı koltuk tedarik edilmiştir. Koltuklar 1-8 Hz frekans bandı aralığına da 10, 15 ve 20 mm genlikli sinüzoidal girişle bir tahrik edilmiştir. Yapılan testler ile süngerlere ait sönümlenme katsayıları hesaplanıp karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda frekans ve genlik değeri arttıkça koltuğun sönümlenme kabiliyetinin azaldığı belirtilmiştir. Ayrıca yüksek yoğunluklu ve ince poliüretan sünger malzemesinin titreşim sönümlenmesinde en uygun seçenek olduğu vurgulanmıştır.

Kyung ve ark. (2007), taşıt koltuklarında sürücünün sürüş esnasındaki konforunu ve konforsuzluğunu değerlendirmek için subjektif değerlendirme yönteminin kullanılmasının sonuçlara etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 27 denek, 2 farklı araç ve her araç için 2 farklı koltuk test edilmiştir. Subjektif değerlendirme yapılabilmesi için bir ölçüm skalası tarif edilmiş, bu skalada vücut üzerindeki 4 farklı bölge için 1 ile 10 arasında (konforsuzdan konforluya olacak şekilde) değerlendirme puanı verilmesi istenmiştir. Yapılan testler sonucunda ortaya çıkan sonuçları değerlendirebilmek için varyans analizini kullanmışlardır. Bu sayede her koltuk için ve vücudun her bölgesi için ayrı ayrı sonuçlar incelenebilmiş ve bu sonuçlar kullanılarak koltuk hakkında genel sonuçlar çıkarılabilmektedir. Sonuç olarak bir koltuğun genel puanlamada kötü bir sonuç almasına rağmen vücudun belirli bir bölgesi için iyi sonuçlar almış olabileceği vurgulanmıştır. Yani bölgesel olarak değerlendirme için korelasyon değeri yüksek ancak genel değerlendirmede daha düşük olabilmektedir. Bu sebeple subjektif değerlendirme yapılırken koltuktan beklenen özelliklerin iyi incelenmesi gerektiği belirtilmiştir.

Bouazara ve ark. (2004), pasif ve aktif süspansiyona sahip iki farklı sürücü koltuğu ile titreşim analizleri yaparak, bu koltuklara ait dinamik modelleri oluşturmuşlardır. Testlerde sinüsoidal ve rasgele girişler kullanarak sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında 3 eksenli yol girişini kullanarak tüm yönlerdeki titreşim iletimini incelemişlerdir. Çıkan sonuçları ISO 2631-1 standardına göre yorumlayarak koltukların konfor standardına uygun olup olmadığını incelemişlerdir. Sonuç olarak aktif süspansiyon sistemli koltuğun pasif süspansiyonlu koltuğa göre özellikle düşük frekanslı salınımlarda %30 daha konforlu olduğu gösterilmiştir.

Çiloğlu ve ark. (2015), bir uçak yolcu koltuğunda 3 farklı durum için yolcunun dinamik konforunu ölçmek için çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında uçağın kalkış, iniş ve normal sürüş esnasındaki türbülans halini incelemişlerdir. Dinamik konfor yorumlaması yapmak için ISO-2632-1 (1997) ve BS-6841 (1987) standartlarını kullanmışlardır. Bu standartlara farklı koltuklar için, farklı sınır şartlarında SEAT değerlerini ölçerek yorumlamışlardır. Ayrıca çalışmalarında SEAT değerini ölçmek için farklı yöntemler kullanarak sonuçlarını kıyaslamışlardır.

Basri ve Griffin (2014), taşıt koltuklarının konfor ve konforsuzluk değerlendirmesinde kullanılan SEAT değerinin nasıl kullanıldığını ve koltuk sırtının yolcu konforuna etkisini incelemişlerdir. SEAT değerinin özellikle dikey yönlü titreşim sönümlemesi araştırılırken oturak süngeri ve koltuk süspansiyonu seçiminde etkili bir parametre olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada ayrıca koltuk sırtının SEAT değerine nasıl etki ettiği açıklanmıştır. Çalışmada 12 erkek denek, 3 farklı oturak süngeri kullanılmıştır. Ayrıca konfor ve konforsuzluk değerlendirmesini subjektif olarak yapabilmek için yeni bir değerlendirme matrisi hazırlanmıştır. Koltuk konforu için hem objektif hem de subjektif değerlendirme yapılarak sonuçlar yorumlanmıştır.

Kolich (2007), koltuk konforuyla ilgili yapılan bilimsel araştırmaları kavramsal bir çerçevede özetleyerek bir yol haritası sunmuştur. Çalışmasında koltuk konforu geliştirme sürecindeki yapılması gereken işlemleri detaylı bir şekilde sıralamıştır. Ayrıca konfor değerlendirmesine etkisi olan tüm etkenleri detaylı bir şekilde açıklamıştır. Bunları 4 ana başlık altında toplamıştır. Konfora etkisi olan ana değişkenler; araç ve koltuk boyutları (koltuk yüksekliği, başlık konumu, vites şekli vb.), sosyal faktörler (araç sınıfı, satış fiyatı

vb.), bireysel faktörler (antropometrik özellikler, duruş pozisyonu ve kültür vb.), koltuk faktörleri (sünger sertliği, koltuk geometrisi ve tasarımı vb.) olarak özetlemiştir. Bunların dışında genelde yapılan konfor çalışmalarının ürün ortaya çıktıktan sonra yapıldığını ve olası bir konforsuzluk durumunda iyileştirme çalışmalarının fazla maliyetli olduğunu vurgulamıştır. Bu sebeple koltuk geliştirme aşamasında konfor çalışmalarının da paralelinde yapılması gerektiğini belirtmiştir.

Mansfield ve ark. (2015), yol şartlarının ve koltuk sünger kompozisyonun sürücü konforsuzluğuna etkisini incelemiştir. Çalışmalarında statik ve dinamik konforu beraber değerlendirip genel bir yoruma ulaşmaya çalışmışlardır. Bu kapsamda 10 erkek denek önce 30 dk sabit koltukta oturup sonra 30 dk titreşime maruz kalan koltukta oturtulmuştur. Toplam 1 saatlik test boyunca 9 farklı anda sübjektif değerlendirmeleri alınarak, sonuçlar hazırlanmıştır. Aynı testler önce 30 dk dinamik hal, daha sonra 30 dk statik durum olacak şekilde tekrarlanarak sonuçlar kıyaslanmıştır. Ayrıca tüm testler 2 farklı sünger kompozisyonu için tekrarlanmıştır. Sonuç olarak test esnasında yapılan değerlendirmelere göre zaman geçtikçe konforsuzluk hissiyatı artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca araç hareket haline geçmeden 30 dk koltuk üzerinde oturduktan sonra yapılan testte konfor değeri daha yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi denegin oturduğu koltuğun özelliklerine alışarak, değerlendirmelerini ona göre yaptıklarını düşünmüşlerdir.

Wu ve ark. (1996), dikey yönde titreşime maruz kalan koltuk ile insan arasındaki ortaya çıkan basınç dağılımını incelemiştir. Titreşimin insana etkisini incelemek için esnek bir basınç sensör minderi kullanmışlardır. Çalışma için 1-10 Hz frekans aralığında farklı genliklerde sinüsoidal titreşimler uygulanmıştır. Sonuçlar farklı genlikler, oturuş pozisyonları ve koltuk yükseklikleri için özetlenmiştir. Özellikle 4-5 Hz frekans bandında basınç değerleri pike ulaşmıştır. Bu frekans bandı aynı zamanda oturan bir insanın dikey yöndeki ilk rezonans frekansıyla çakışmaktadır.

Maciejewski ve ark. (2009), bir taşıt koltuğunda titreşim sönümlenmesi için kullanılan pasif süspansiyon sistemini modelleyerek optimum sönümlenme kabiliyetine sahip süspansiyon için çalışmışlardır. Koltukta kullanılan süspansiyon ve çelik iskelet için ayrı testler yaparak bu bağımsız parametrelerin özelliklerini belirlemiştir. Elde edilen verileri kurulan matematik modelde kullanarak simülasyon sonuçları elde etmişlerdir.

Koltuk süspansiyonunda yapılan iyileştirmelerle özellikle 0-4 Hz frekans aralığında önemli bir şekilde titreşimi azalttığı gözlemlenmiştir. Daha yüksek frekanslarda ise mevcut süspansiyonun kullanıldığı koltuktaki titreşim ile optimize edilmiş süspansiyonunun kullanıldığı koltuktaki sonuçlar hemen hemen aynı çıkmıştır. En önemli iyileştirme de pasif süspansiyonlu koltuğun birincil doğal frekansı olan 1,3 Hz frekansında elde edilmiştir.

Blood ve ark. (2009), 3 farklı otobüs koltuğunda titreşim iletimini incelemişlerdir. Çalışmada 12 farklı sürücü daha önceden belirlenmiş bir rotada otobüsleri sürmüşlerdir. Karşılaştırma için standart sünger ve silikon sünger kullanılmıştır. Ayrıca SEAT değeri için hem ivme hem de VDV (Vibration Dose Value) değeri kullanılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre standart ve silikon süngerin titreşim sönümlemesi arasında büyük bir fark gözlemlenmemiştir. Yapılan testler sonucunda ortalama ivme kullanılarak hesaplanan SEAT değerleri 83,6 – 92,3 arasında değişirken, VDV değerleri kullanılarak hesaplanan SEAT değerleri 76,3 – 80,1 arasında olduğu gözlemlenmiştir.

Tuncel (2008), “Kamyon Kabin Süspansiyonun İncelenmesi ve Konfor Optimizasyonu” isimli tez çalışmasında, Ford Cargo kamyon kabininin konforunu iyileştirmek için bozuk yollarda sistem doğal frekansını hesaplamıştır. Sürüş konforunu incelemek için MATLAB yazılımını kullanarak bir model oluşturulmuş ve oluşturulan bu modelin doğruluğu toplanan veriler ile kontrol edilmiştir. Konfor parametreleri ISO 2631 standart temel alınarak yapılmıştır.

Çay (2006), “Tarım Traktörleri Sürücü Koltukları Titreşim Sönümleme Elemanları Üzerine Bir Araştırma” adlı doktora çalışmasında, tarım sektöründe kullanılan traktörlerde operatöre iletilen tüm vücut titreşiminin azaltılması amacıyla değişik koltuk süspansiyon sistemlerini incelemiştir.

Paddan ve Griffin (2001), çalışmalarında otomobil, traktör kamyon vb. araçlarda koltuktan operatörlere etki eden tüm vücut titreşiminin etkilerini araştırmışlardır. İletimliliğini değiştirmeksizin araçlar arasında değiştirilebilen her bir koltuk ile tüm vücut titreşiminin etkilerini ortaya koymaya çalışmışlar, araştırmaları sonucunda incelenen

araçların % 94' ü üzerinde mevcut koltuk ile diğer incelenen araç koltuğunun değiştirilmesinin yararlı olabileceğini, oturma dinamiklerindeki iyileştirmelerin pek çok çalışma ortamında tüm vücut titreşim maruziyetini azaltabileceğini ifade etmişlerdir.

Karen ve Ark. (2011), Taşıt konfor sürüş özelliklerinin değerlendirilmesi ve geliştirilmesi için taşıt tasarım sürecinde kullanılabilecek bir yaklaşım geliştirilmesi amacıyla çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında fiziksel test sonuçlarıyla benzetim tabanlı model sonuçları arasındaki uyumu gözlemlemişlerdir.

1997 yılında, Uluslararası Standardizasyon Örgütü (ISO) tarafından, insanların maruz kaldığı bütün vücut titreşiminin değerlendirme yöntemlerinin açıklandığı ISO 2631 standardı yayınlanmıştır. Standart iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde genel özellikler, ikinci bölümde ise, binalarda devamlı ve şoka neden olan titreşimler ele alınmıştır. Bu standart, titreşim ölçüm ve değerlendirmesi ile ilgili bütün standartların atf yaptığı temel standarttır. Standartta, titreşim ölçümünde aksi belirtilmedikçe, frekans ağırlıklı rms ivme değerinin belirlenmesi gerektiği vurgulanmaktadır. Bu amaçla, titreşimin sağlık, algılama ve konfor ile hareketin hastalık üzerindeki etkileri için değişik çalışma ve duruş pozisyonlarında frekans ağırlık faktörleri tanımlanmış ve matematiksel eşitlikler verilmiştir. Standart sadece bütün vücut titreşimini kapsamaktadır.

Giacomin ve Hacaambwa (2005), otomobil yol titreşimlerinin değerlendirilmesi için ISO2631 ve BS6841 konfor kriterlerinin performansının araştırıldığı çalışmalarında koltuklardan dolayı insan vücudunca algılanan tranziyen titreşimlerin deneysel araştırmasını yapmışlardır. 30 katılımcı (25 Erkek, 5 Bayan), Avrupa B segmenti araçlarda kullanılan yol değerlerinden 6 farklı ivme sinyaline maruz bırakılan rijit bir koltuğa oturtuldular. Bir pürüzlü yol girdisi ile dikey yönde koltuk ivmelenmesi ölçebilen bir konfor test cihazı kullanılmıştır. 3 tane yol sinyali, iki referans rms genlikleri  $0,6 \text{ m/s}^2$  ve  $1,2 \text{ m/s}^2$  'ye göre yeniden ölçeklendirilmiştir ve böylece 6 tane test sinyali değeri oluşmuştur. Sübjektif değerlendirme, katılımcıların algılarının karşılaştırmalı yargı kuramı (Comparative Judgment Theory) diye adlandırılan algılama skalasınca dönüştürülerek elde edilmiştir ve 15 saniyelik yol datasından hesaplanan VDV değerleri ve rms değerleri, ağırlıksız, ISO2631 ve BS6841 frekans ağırlıklı formlarda karşılaştırılmıştır. Frekans ağırlıklı ölçümler hem rms hem de VDV değerleri kullanılarak

yorumlanmıştır. Sınırlı bir zaman içinde elde edilen datalarla, başlangıç değerleri ISO2631 ve BS6841 değerlendirme prosedürlerinin konforsuzluk tanımına göre değerlendirilmiştir.



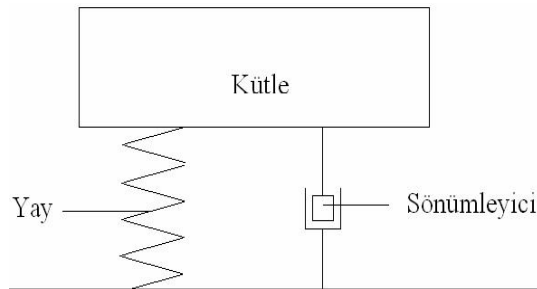
### 3. GENEL BİLGİLER

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da titreşim olgusu, hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için sorun teşkil etmektedir. 1886'da Manneheim' da hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu titreşim probleminin önlenmesi için çeşitli süspansiyon sistemleri tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Araç konforunu olumsuz yönde etkilemekte olan bu titreşimler, artan müşteri ve konfor beklentilerinin karşılanamamasına sebep olmaktadır. Minibüs, otobüs gibi ticari araçların neredeyse günün %70 ini yolda geçirdiği göz önüne alındığında araç konforunun sürücü için önemi daha net ortaya çıkmaktadır (Tuncel 2008).

Bu çalışmanın amacı prototip olarak üretilen bir otobüs sürücü koltuğunun statik ve dinamik konforunu incelenmek ve elde edilen verilerle sonlu elemanlar modelini oluşturmaktır. Statik konfor için sürücünün koltukla temas ettiği parçaların şekilleri ve malzeme özellikleri etkilidir. Dinamik konfor içinse koltuğun maruz kaldığı titreşim ve bunun sürücüye etkisiyle, koltukta bulunan sönümleyici elemanların özellikleri önem arz etmektedir. Bu bölümde titreşim, titreşimin sürücüye etkileri ve koltukta bulunan sönümleyici elemanlar ile konfor değerlendirme ölçümleri hakkında temel bilgiler verilecektir.

#### 3.1 Titreşim

Titreşim bir kütlenin referans bir pozisyon etrafında yapmış olduğu salınım hareketidir. Başka bir deyişle titreşim, bir kütlenin belirli bir merkez etrafında çevrimsel hareketi olarak da ifade edilebilir. Titreşim, bir kütlenin elastik bir eleman üzerinde salınım hareketi yapmasıyla oluşur. Kütle ve elastik elemandan oluşan bu sistem, titreşim sistemi olarak adlandırılır. Basit bir titreşim sistemi Şekil 3.1'de görülmektedir. Şekilde görülen titreşim sisteminde kütle kinetik enerjiyi, yay ise potansiyel enerjiyi depo eder.



Şekil 3.1. Titreşim sistemi

Titreşim, potansiyel enerji ve kinetik enerji arasında enerji dönüşümü ile oluşur. Salınım sırasında sistemden enerji alarak, hareketi yavaşlatan ve sonunda durduran elemana sönümleyici denir (Çay 2006).

Bir titreşim sistemindeki temel elemanlar aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

- **Elastik Elemanlar (Yaylar):** Yaylar titreşim sistemlerindeki kütleleri birbirine bağlayan ve kütlelerin bağıl hareketlerini sağlayan elemanlardır.
- **Atalet Elemanları:** Kinetik enerji depolayan elemanlardır. Atalet elemanları öteleme ve dönme hareketlerini ayrı ayrı yapabilecekleri gibi, hem öteleme hem de dönme hareketini birlikte gerçekleştirebilirler.
- **Sönüm Elemanları:** Sönümlü sistemlerde enerji yutumunu sağlayan elemanlardır. Amortisör tipi elemanlar akışkan sürtünmesi ile enerji kaybını sağlarlar ve titreşim genliklerini eksponansiyel olarak azaltırlar. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür (Türkkan 2014).

Titreşim hareketi periyodik ve random (gelişigüzel) titreşim hareketi olarak iki sınıfa ayrılabilir. Periyodik titreşim hareketi, belirli bir sürede aynen veya kısmen tekrar etme özelliğine sahip bir harekettir. Random titreşim hareketi ise, zamanla tekrarlanabilme özelliğine sahip değildir.

Periyodik titreşim hareketinde, hareketin tekrar süresine periyot (T), ve saniyede meydana gelen hareket sayısına frekans (f) adı verilir. Matematiksel tanım ile frekans periyodun tersidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

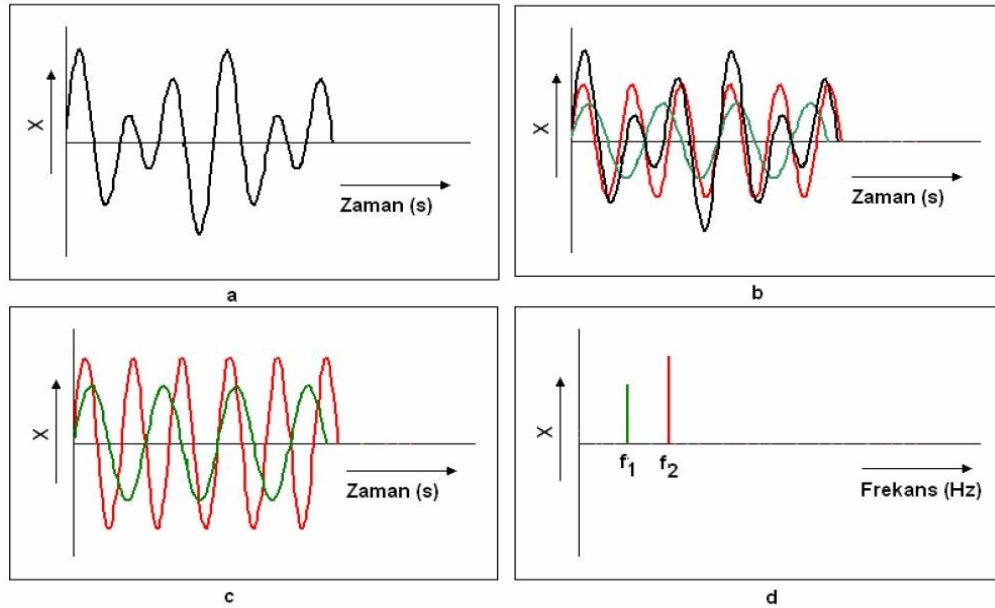
$$f = T^{-1} = \frac{1}{T} \quad (3.1)$$

Periyodun birimi saniye (s), frekansın birimi Hertz (Hz)'dir. Sistemin sürtünmesiz serbest titreşimi esnasında ki frekansına doğal frekans denir. Uygulanan dış kuvvet frekansının, sistem doğal frekansına eşit olması durumunda, **rezonans** meydana gelir. Rezonans giriş ve çıkış genlikleri oranının sonsuza gitmesi demek olup sönüm oranına bağlı olarak sınırlandırılabilir. Ancak işletme frekansı ile doğal frekansın çakıştırılmamaları gerekir. Böyle bir durumda titreşim genliğinin çok artması ve meydana gelecek istenmeyen olaylardan (gürültü, kırılma, vb.) korunmak için, sistemin doğal frekansı bilinmelidir.



Serbest titreşim, sistemin statik denge konumundan uzaklaştırılıp bırakılması halinde yaptığı periyodik harekettir. Uygulanan kuvvetler, yay kuvveti, sürtünme kuvveti ve kütle nin ağırlığıdır. Sürtünme olması halinde, titreşim zamanla azalır. Genellikle  $F(t)=F_0\sin\omega t$  veya  $F(t)=F_0\cos\omega t$  şeklinde dış kuvvetlerin sisteme etkimesi halinde, titreşim hareketi **zorlanmış titreşim** olur. Zorlanmış titreşim hareketlerinde, sistem kendi doğal frekansı ile olduğu kadar, uygulanan dış kuvvet frekansı ile de titreşime zorlanır. Sürtünme olması halinde, hareketin doğal uygulanan sinüsoidal dış kuvvetin ihtiva etmediği bölümü, zamanla söner. Neticede sistem, ilk şartlardan ve kendi doğal frekansından bağımsız olarak, uygulanan dış kuvvetin frekansı ile titreşir. Dış kuvvetin etkilerinde meydana gelen titreşime, düzgün titreşim hali veya tepki denir.

Titreşim hareketinin meydana geldiği doğrultu veya eksen sayısı serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Uygulamada bir titreşim hareketi pek çok doğrultu veya eksen de meydana gelebilir. Bu yüzden titreşim hareketi üç doğrusal eksen de ve üç açılal doğrultuda ölçülür. Titreşim hareketi birçok doğrultu ve eksen de meydana geldiği için, bir başka deyişle birden fazla bileşenden oluştuğu için, zaman düzleminde bir titreşim hareketini incelemek zordur. Bu yüzden titreşim ölçme ve değerlendirme uygulamalarında frekans spektrumu kullanılır. Frekans spektrumu, bir titreşim hareketinin frekans ve titreşim niceliğine bağlı bir fonksiyon olarak gösterimidir. Şekil 3.2’de bir titreşim hareketi zaman düzleminde ve frekans düzleminde gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi

Sekil 3.2.a’da periyodik, fakat harmonik olmayan bir titreşim hareketi görülmektedir. Her ne kadar görünüşte harmonik olmasa da bu hareket, aslında frekansları ve genlikleri farklı iki adet harmonik bileşene sahiptir (Sekil 3.2.b ve Sekil 3.2.c). Bu bileşenlerin zaman düzleminde analiz edilmeleri oldukça zordur. Bu yüzden hareket frekans düzleminde incelenir (Sekil 3.2.d) (Çay 2006)

Hareket yapan sistemin, bilinen fiziksel yasalar kullanılarak elde edilen ve zamana bağlı matematiksel ifadesine **hareket denklemi** denir. Titreşim problemlerinde hareket denklemi oluşturulurken sistem kütle-yay-sönüm elemanı cinsinden basitleştirilir ve mevcut yöntemlerden biri (Newton’un hareket kanunu, enerji yöntemi, vb.) kullanılarak sistemin hareketini tanımlayan diferansiyel denklemler (hareket denklemleri) elde edilir. Daha sonra, bu denklemlerin çözümü ile sistemin, doğal frekans, sönüm oranı, kütlelerin denge konumuna göre yer değiştirmesi, hızı, ivmesi gibi büyüklükleri tayin edilir.

### 3.2. Titreşimin Sürücü Üzerine Etkileri

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığıyla, yay ve sönüm elemanları üzerinden taşıt gövdesine geçerler. Genelde dört tekerlekli olan taşıtların gövdeleri dikey, yatay, başurma ve yalpa titreşimleri yapmaktadır. Taşıt içinde oturan kişiye bu titreşimler yine yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi aracılığıyla iletilmektedir. İnsan vücudu titreşim yapan bir sistem olarak ele alındığında, farklı doğal frekansları olan organların titreşim genliklerine göre değil, daha çok frekanslarına göre algılama yaptıkları ve etkilendikleri bilinmektedir. Bu konuda yapılan araştırmalar subjektif algılar ile fiziksel ölçüm değerleri arasında frekansa bağlı bir ilişki olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.3. İnsan vücudu doğal frekansları (Çay 2006)

Titreşimin insana etkileri üzerine birçok çalışma söz konusu olmuştur. İnsanın titreşime dayanımı ve sürüş konforu için akıllı bir kriter araştırması, konunun bireysel tercihlere dayanması ve çoğu halde cevabın kişiye bağlı olması tam ve net olmayan sonuçları ortaya çıkarmaktadır. Yıllar boyunca sayısız sürüş konfor kriteri teklif edilmiştir.

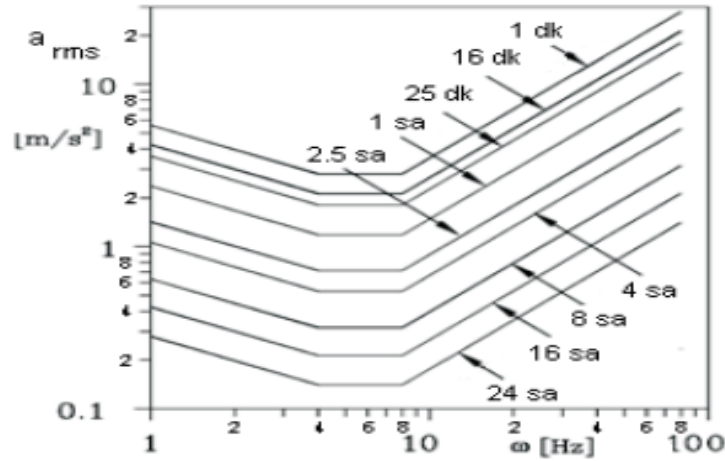
Els (2005) çalışmasında günümüzde dünyada dört adet sürüş konfor indeksi hesaplama metodunun olduğunu belirtmiştir. Çalışmaya göre, Avrupa'da çoğunlukla ISO 2631 standardı kullanılmakla birlikte İngiltere'de BS 6841, Almanya ve Avusturya'da VDI 2057 kullanılmaktadır. Ortalama Sönümlenmiş Güç veya AAP'nin ise Amerika'da kullanıldığı belirtilmiştir. Bu çalışmada ISO 2631 ile VDI 2057 aynı tolerans eğrilerini kullandığı, BS 6841 ve ISO 2631'in ise prensip olarak aynı yöntem ve hesaplama şekillerine sahip olduğu ifade edilmiştir.

ISO 2631 standardına göre insan üzerine olan etkileri açısından titreşimler 0,5 Hz ile 80 Hz frekans aralığında konforsuzluk hissi, yorgunluk ve sağlık problemlerine yol açacak düzeyde, 0,1 Hz ile 0,5 Hz frekans aralığındaki titreşimler ise yol tutmasına yol açacak şekilde sınıflandırılmıştır. Tüm vücut titreşimlerini değerlendirmek için genel olarak ivme değerlerinin karekök ortalama (rms) değerinden faydalanılır.  $n$  adet ivme değerine  $(a_1, a_2, \dots, a_n)$  sahip bir veride ortalama karekök değeri şu şekilde hesaplanır:

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i^2} = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2}{n}} \quad (3.2)$$

Bu standartta titreşime maruz kalma sürelerine bağlı olarak konforsuzluk eğrileri tanımlanmıştır. Şekil 3.4'de gösterilen eğrilerde yatay eksen frekansı, dikey eksen konforsuzluğu ve eğriler de titreşime maruz kalma sürelerini göstermektedir.

Konforsuzluk eğrilerine göre insanların en fazla etkilendiği titreşim aralığı 4-8 Hz frekans aralığıdır. Bunun en büyük nedeni insan vücudunun bazı bölgelerinin doğal frekansları ile araçtan gelen titreşim frekansının çakışarak rezonans durumunun ortaya çıkmasıdır. Dolayısıyla konforsuzluk için en rahatsız edici durum 4-8 Hz arasında değişmektedir. Bu sebeple sürüş konforunun arttırmak için titreşim frekansları ya 15-20 Hz gibi yüksek tutulmaya çalışılmakta ya da 4 Hz' den düşük tutulmaya çalışılmaktadır (Karen 2011).



Şekil 3.4. Konforsuzluk eğrileri (ISO 2631)

Yine aynı standarda göre konfor değerlendirilmesi için kabul edilebilir titreşim genlikleri arasında aşağıdaki şekilde bir gruplandırma yapılmaktadır. Ancak titreşim hareketi bazı kişiler için kabul edilebilir bir olgu iken bazı kişiler için sinir bozucu ve rahatsız edici olabilmektedir. Bu yüzden konfor hissi için doğruluğu kesin bir sınıflandırma yapmak zordur.

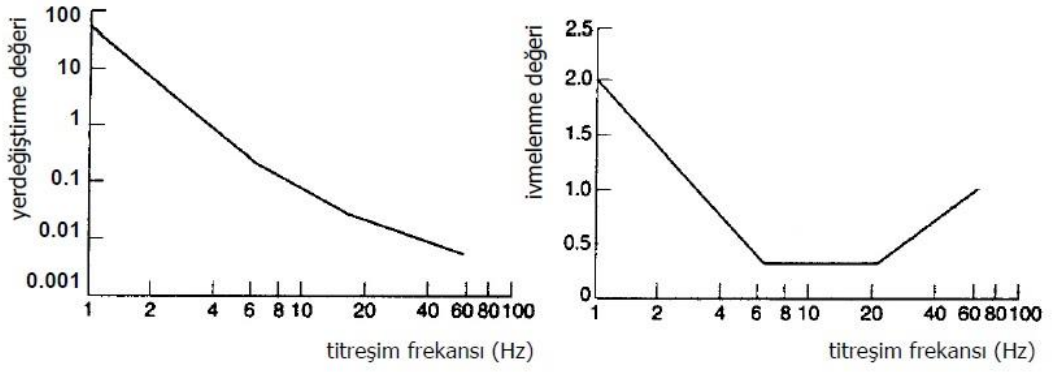
0,315 m/s <sup>2</sup> ' den küçük değerler için	⇒	konforsuz değil
0,315 m/s <sup>2</sup> – 0,63 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	biraz konforsuz
0,5 m/s <sup>2</sup> – 1 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	neredeyse konforsuz
0,8 m/s <sup>2</sup> – 1,6 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	konforsuz
1,25 m/s <sup>2</sup> – 2,5 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	çok konforsuz
2 m/s <sup>2</sup> ' den büyük değerler için	⇒	oldukça konforsuz

Bunların yanı sıra standartlaşmamış olmakla beraber, konuyla ilgili yapılmış ilk bilimsel çalışma olma özelliğini taşıyan ve Society of Automotive Engineers (SAE) tarafından da kabul görmüş olan Janeway Konfor Ölçütü'nden de bahsetmek uygun olacaktır. Şekil 3.5'de grafikleri verilen bu kritere göre; taşıt, tek bir frekans bileşeninden sahip sinüzoidal tipteki düşey doğrultulu titreşime maruz kalmakta ise konfor limitleri aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$0 \leq f \leq 6 \text{ Hz değeri için tepe refleks değeri} \leq 12,6 \text{ m/s}^3$$

$$6 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ Hz değeri için tepe ivmelenme değeri} \leq 0,33 \text{ m/s}^2$$

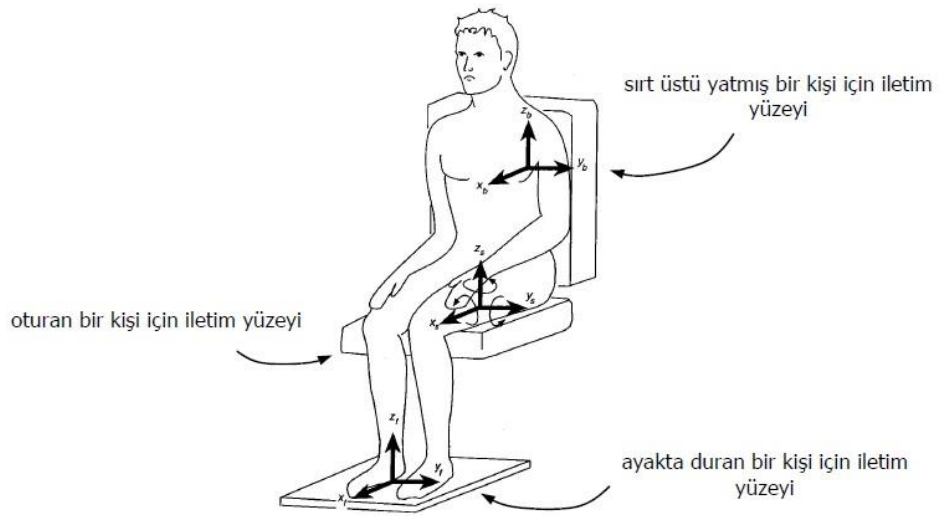
$$20 \text{ Hz} \leq f \leq 60 \text{ Hz değeri için tepe hızlanma değeri} \leq 0,0027 \text{ m/s}^2$$



Şekil 3.5. Janeway' e göre konfor ölçütü grafikleri

Janeway'in konfor ölçütleri, insan vücudunun 4 Hz – 8 Hz frekans aralığındaki düşey doğrultulu titreşimlere karşı çok duyarlı olduğunu belirtmektedir. Bu ölçüt, konfor açısından rahat bir taşıtın tasarımı esnasında mutlaka göz önünde bulundurulması gereken bir ölçüt olmaktadır. Buna göre taşıt yaylı kütlelerinin doğal frekansının 4 Hz değerinin altında, yaysız kütlelerin doğal frekansının ise 8 Hz değerinin üzerinde olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Genellikle günümüz taşıtlarının yaylı kütlelerinin doğal frekans değer aralıkları 1 Hz ile 4 Hz değerleri arasında olmaktadır.

Titreşimler insan vücuduna Şekil 3.6'da görüldüğü gibi destek yüzeyleri üzerinden iletilmektedir. 1 Hz' den küçük frekanslı titreşimlerde gövde ve oturağın düşey doğrultudaki hareketleri hemen hemen aynı ve bu anda titreşimin iletimi de birebir olmaktadır.



Şekil 3.6. Titreşimlerin insan vücuduna iletim yüzeyleri (Düven 2007)

Titreşimin frekansının artmasıyla birlikte gövdenin hareketleri oturaktan ölçülen değerden daha fazla olmakta iletilebilirlik değeri bir ya da daha fazla frekans değerinde (rezonans frekansları) tepe yapmaktadır. Yüksek frekanslarda ise tam tersi olarak iletilebilirlik düşmekte yani gövdenin yaptığı hareket oturaktan daha az olmaktadır. Görüldüğü gibi iletilebilirliğin en yüksek değerlerini aldığı frekanslar, titreşimin doğrultusuna ve kişinin duruş şekline göre değişiklikler göstermektedir.

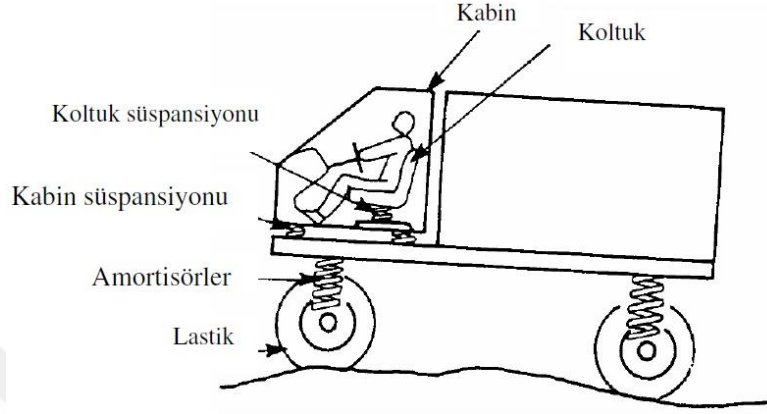
Taşıtlarda sürüş konforu ve sürüş güvenliğini arttırmanın yolu titreşim hareketlerinin sönümlenmesinden geçmektedir. Yol pürüzlüğü ve bozukluğundan kaynaklanan titreşimler öncelikle yoldan araca daha sonra araçtan insana aktarılmaktadır. Bu titreşim iletimi yoldan insana gelene kadar çeşitli elemanlar vasıtasıyla sönümlenmektedir. Sırasıyla taşıt lastiği, süspansiyonlar, araç şasisi ve koltuk yoldan gelen titreşimi azaltmaktadır. Bu çalışmada koltuğun titreşim iletimi incelendiğinden koltukta bulunan sönüm elemanları incelenmiştir. Taşıt tipine göre farklı koltuk tipleri bulunmaktadır. Özellikle ticari araç sürücü koltuklarında süspansiyon kullanılmaktadır. Süspansiyon olmayan koltuklarda ise en önemli sönüm elemanı koltuk süngeridir. Tezin bu kısmında koltuk süspansiyon sistemleri ve süngerler hakkında genel bilgiler verilecektir.

### **3.3. Koltuk Süspansiyon Tipleri**

Araçlarda yoldan gelen titreşimlerin sürücüye ulaşmasını engellemek veya etkisini azaltmak için farklı noktalarda süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemlerin birbiriyle çelişen iki temel amacı vardır. Bunlar sürüş konforu ve sürüş dinamiğidir. Sürüş konforunu araçların seyir halindeyken aracın yol düzgünsüzlüklerinden gelen etkilerin yolcu ve sürücülere olan etkileri belirler. Sürüş dinamiği ise temel olarak aracın manevra alma kabiliyeti, ani manevralarda gösterdiği performans olarak bilinmektedir. Sürüş konforunda genel olarak beklenen daha yumuşak süspansiyon sistemi ile yol düzgünsüzlüklerinden kaynaklanan etkilerin sürücü ve yolculara iletilmesini engellemekken, sürüş dinamiğinde ise daha sert süspansiyon sistemi ile aracın savrulmasının ve yan yatmasının az olmasıdır (Alpak 2009).

Şekil 3.7.'de taşıt titreşimlerinin iletimini ve sönümünü sağlayan elemanlar görülmektedir. Bu süspansiyon sistemlerinden sürücü koltuğu ile araç gövdesi arasına yerleştirilen, koltuk süspansiyon sistemleri sürücüye etkileyen tüm titreşimleri

sönümleyebilmenin yanı sıra gerek basit yapıları ve gerekse aracın hareket kabiliyetini sınırlandırmamaları nedeniyle etkin bir şekilde kullanılmaktadırlar. Taşıttaki sürücüye ve yolcuya etkileyen titreşimler; yol pürüzlülüğü, taşıtın dönen elemanlarının düzgünsüzlüğü, motor titreşimleri ve seyir hareketlerinde kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.7. Taşıt titreşimleri iletim / sönümleme elemanları (Tuncel 2008)

Yoldan gelen ya da sürüş şekline kaynaklanan titreşimleri sönümleme özelliklerine göre süspansiyon sistemleri 3 ana grupta ele alınmaktadır:

Pasif Süspansiyon Sistemleri

Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif Süspansiyon Sistemleri

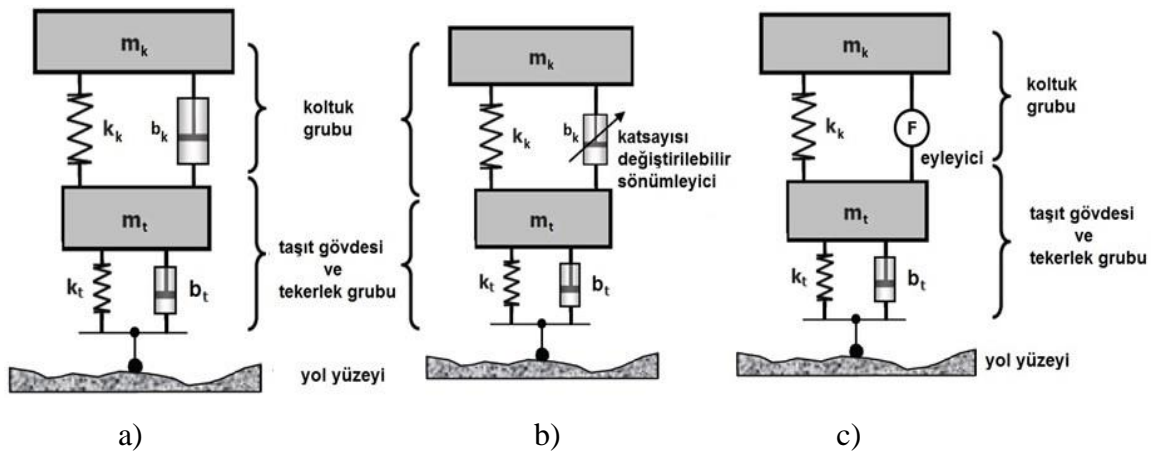
Pasif süspansiyon sistemleri konvansiyonel (alışlageldik) yay ve damperlerden oluşan mekanizmalardır. Diğer bir ifadeyle, bir pasif süspansiyon sistemi karakteristik değerleri sabit olan ve çalışma esnasında bu değerleri değişmeyen elemanlardan (yani geleneksel yay ve sönümleyici) oluşmaktadır. Bu karakteristik değerler sistem tasarımcıları tarafından taşıtın tasarımı esnasında istenilen amaçları (konfor ve güvenlik) gerçekleştirecek doğrultuda belirlenmekte ve çalışma yerine montajlanmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinde bu noktadan sonra eleman değerlerinin değiştirilmesinin tek yolu yeni değeri taşıyan elemanların sisteme takılmasıdır. Sistemin titreşim sönümleme kabiliyeti bu pasif elemanların ve mekanizmanın karakteristiğine bağlıdır.

Farklı yol ve sürüş koşullarında konfor ve güvenlik ölçütlerini aynı şekilde muhafaza etmek için süspansiyon sisteminde yer alan parametrelerin değiştirilebilmesi gerekmektedir. Pasif süspansiyon sistemleri buna imkân vermediğinden yarı aktif veya aktif süspansiyon sistemlerinin kullanılması gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır.

Pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimine izin verilmezken; yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yayların sertlik dereceleri aynı kalmakta fakat damperin sönümlenme katsayısı değiştirilebilmektedir. Ancak pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimi gibi bir eylem mevcut olmadığından bu işlem için fazladan bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmazken, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde sönümlenme katsayısını ayarlama ve denetleyici sistemler ile algılayıcıları çalıştırmak için harici bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sistemlerde kullanılacak sönümleyicilerin de klasik damperlerden farklı olacağı açıktır. Bu çerçevede, kullanılacak, en uygun sönümleyiciler, sönüm katsayısı elektrik ile değişen elektroeolojik sönümleyiciler ve manyetik alan ile değişen magnetoeolojik sönümleyicilerdir.

Aktif süspansiyon sistemleri etki tepki prensibine göre çalışır. Yani titreşimi (ve dolayısıyla ivmeyi) meydana getiren yoldan gelen kuvvete karşı onunla eş zaman ve şiddette kuvvet uygulanarak titreşimin önlenmesi hedeflenir. Bunun için aktif sistemler, hidrolik veya elektriksel eyleyiciler (aktüatörler) kullanırlar. Bu sistemlerde çeşitli algılayıcılar ve bir kontrol mekanizması bulunması zorunludur.

Aktif süspansiyon sistemleri getirdikleri performans artışına rağmen harici bir enerji kaynağına gereksinim duymaları yüzünden ek bir maliyet artışına ve karmaşık bir yapıya sebep olabilmektedirler. Bununla birlikte gelişen teknoloji ile birlikte maliyetlerde düşme ve yapılarda da basitleşmeler gözlenmektedir (Çetin 2005). Şekil 3.8’de pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon tipleri görülmektedir.



Şekil 3.8. Süspansiyon tipleri a) Pasif b) Yarı aktif c) Aktif



Bu sistemler kendi aralarında karşılaştırıldıklarında şunlar söylenebilir:

- Yarı aktif süspansiyon sistemleri performans açısından aktif sistemler kadar iyi olmasalar da iyi bir tasarımla titreşim seviyelerinde büyük iyileşmeler meydana getirebilirler. Bunu sağlarken de aktif sistemlerde olduğu kadar yüksek bir maliyet gerektirmezler. Sistem bu özellikleri ile ileride daha geniş kullanım alanları ve yoğunluğu vaat etmektedir.

- Pasif sistemler, aktif ve yarı aktif sistemlere göre performans açısından daha kötü olmakla beraber maliyet ve çalışma prensibi bakımından her ikisinden de ucuz ve basittir. Bunun yanında iyi tasarlanan bir pasif sistem, aktif ve yarı aktif sistemleri aratmayacak kadar ihtiyaca cevap verebilir.

- Literatürde aktif süspansiyon sistemleri ile ilave olarak %80, yarı aktif süspansiyon sistemleri ile ilave olarak %50 civarında titreşim genliği azalması sağlandığı bildirilmektedir. (Çakır 2006)

### **3.4. Koltuk Süngerinin Sönüm Etkisi**

Taşıt koltuklarında sünger hem statik hem de dinamik konfor açısından etkin bir parametredir. Özellikle üzerinde süspansiyon olmayan tüm taşıt koltukları için süngerin yoğunluk ve kalınlık değişkeni konforla doğrudan ilişkilidir. Sünger sürücü koltuklarında kullanıldığı gibi başka alanlarda da kullanılabilir. Titreşimin istenmediği ve yalıtılmak istendiği yerlerde kullanılır. Örneğin makine parçalarının arasında, cam bloklarının arasında kullanılırlar. Sünger genel olarak aşağıda belirtilen ihtiyaçlara cevap vermek için kullanılırlar;

\* Destek

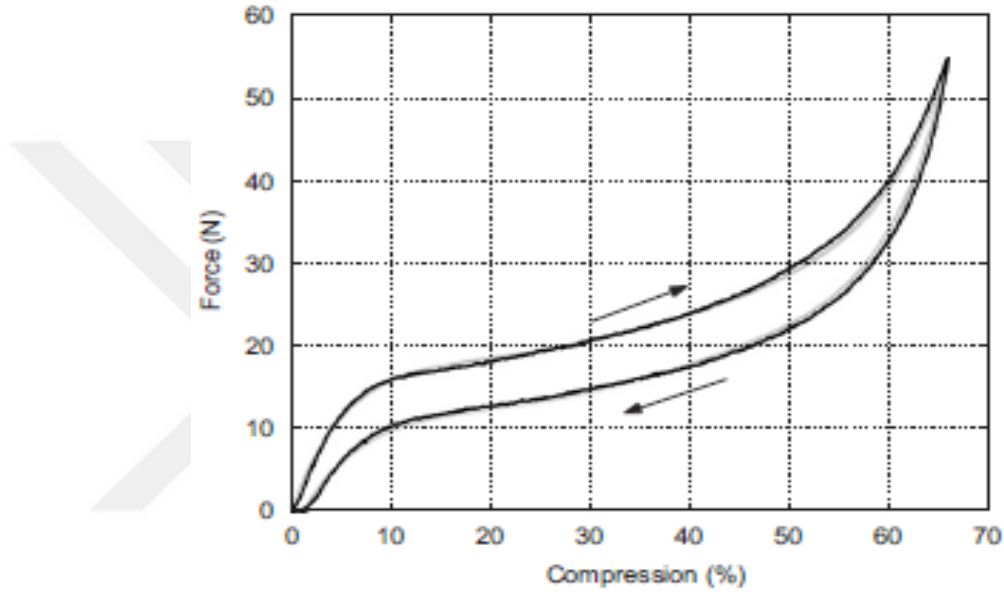
\* Konfor

\* Dayanıklılık

Bir süngerin yoğunluğu birim hacme düşen ağırlık olarak tanımlanır ve  $\text{kg/m}^3$  cinsinden ölçülür. Süngerin en önemli özelliklerinden biri olup dayanıklılık ve destek gücünü etkiler. Piyasada yoğunluğu sert olan süngerlerin daha sert olduğu anlaşılmaktadır. Oysa sertlik, yoğunluktan tamamen bağımsızdır. Süngerler için yoğunlukla, sertlik arasında fark vardır. Yüksek yoğunluklu süngerler, orijinal özelliklerini daha uzun süre korurlar. Sürücü koltuğunda kullanılan süngerleri anatomik rahatlık sağladığı için tercih edilirler.

Süngerin kaliteli ve istenilen fiziksel özelliklerde olması sadece kullanılan hammaddeye bağlı olmayıp, kullandığı döküm makinesi ve teknolojisine de sıkı sıkıya bağlıdır.

Süngerin özelliklerini belirlemek için kuvvet-yer değiştirme testleri (load-deflection test) kullanılmaktadır. Standartlarda belirtilen geometrik ölçülerde hazırlanan sünger sabit bir hızda sıkıştırılarak, süngerin oluşturduğu tepki kuvveti ölçülmektedir. Bu test ile süngerin sıkıştırma ve bırakma anındaki tepki kuvveti arasında fark olduğu görülmektedir. Bir numune üzerinde yapılan sıkıştırma testine ait örnek bir sonuç Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



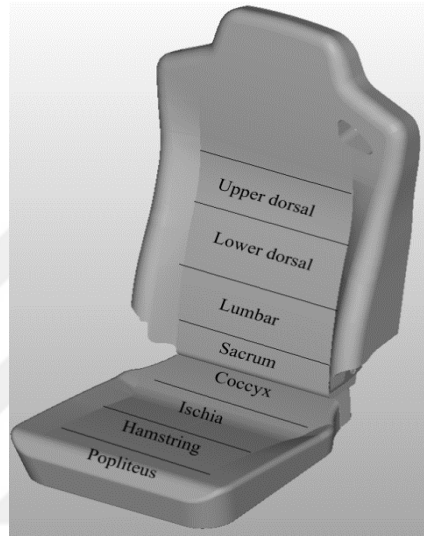
Şekil 3.9. Örnek bir sünger basma testi sonucu

### 3.5. Konfor Değerlendirme Ölçümleri

Sürücü koltukları için konfor; statik ve dinamik konfor olmak üzere iki farklı kategoride ele alınmaktadır. Statik konfor, kullanıcının duran araçtaki hissiyatına göre yorumlanırken dinamik konfor sürüş esnasındaki şartlara bağlı olarak değerlendirilir. Statik konforun değerlendirme parametresi kullanıcı ile oturduğu koltuk arasındaki basınçtır ve ideal durum kullanıcı üzerindeki basıncın en az olduğu durumdur. Burada sürücünün koltukla temas ettiği parçaların şekilleri ve malzeme özellikleri etkilidir. Ses, titreşim ve sertlik ise sürüş esnasında kullanıcıların dinamik konforuna etki eden parametrelerdir. Dinamik konfor değerlendirmesinde sürüş esnasında yoldan gelen titreşimlerin ne kadar azaltılarak yolcuya aktarıldığına bakılır ve burada önem arz eden unsurlar; koltuğun maruz kaldığı titreşim, bunun sürücüye etkisi ve koltukta bulunan sönümleyici elemanların özellikleridir.

### 3.5.1 Statik konfor ölçümleri

Statik konfor ölçümleri oturma esnasında insan ile koltuk arasındaki temas bölgelerinde oluşan basınç dağılımları incelenerek yorumlanmaktadır. Farklı araç üreticileri kendilerine ait statik konfor kriterlerine sahip olmakla birlikte ortak bir yol izlemektedirler. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi insanın koltukla temas bölgeleri genel olarak kalça ve alt bölgeler için 4, bel ve sırt bölgeleri için de 4 olmak üzere toplam 8 ayrı bölgeye bölünerek incelenmektedir.



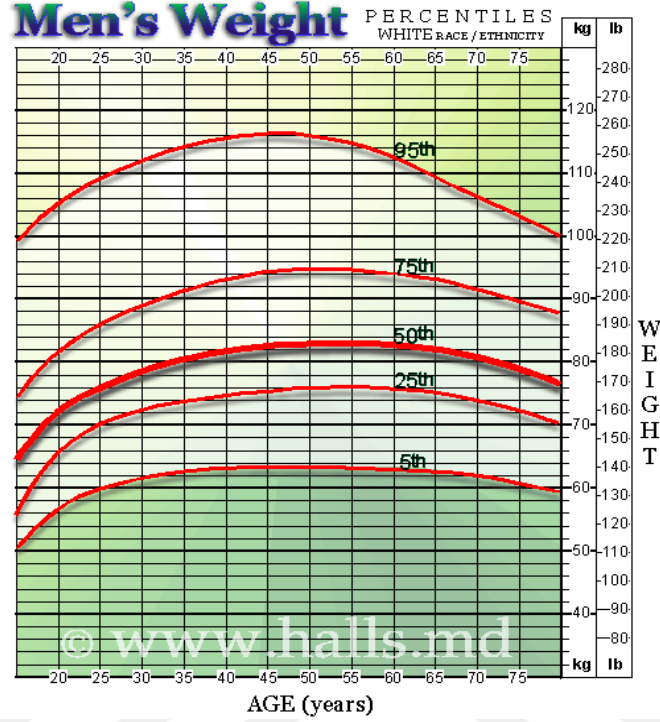
Şekil 3.10. Koltuk temas bölgeleri

Statik konfor testleri genelde farklı antropometrik ölçülere sahip denekler ile yapılmaktadır ve çıkan sonuçlar farklı insan tiplerine göre yorumlanmaktadır.

Bir insanın oturma anındaki temas noktaları üçe ayrılmaktadır. Bu temas noktalarında ayaklar ve taban etkileşimi, kalça-sırt ve koltuk etkileşimi ile eğer sürücü koltuğu ise el ve direksiyon etkileşimi söz konusudur. Koltuk üreticileri genelde insan ile koltuk arasındaki etkileşim üzerinde çalışırlar. İnsan kütlelerinin yaklaşık 5/7'sini oturağa aktarılmaktadır (Çay 2006) Yani ortalama 70 kg ağırlıktaki bir insan, oturak kısmına 50 kg'lık bir yük uygulamaktadır.

Statik konfor analizi yaparken en ağır insanı göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Farklı ülkelerdeki insanların antropometrik ölçüleri ve ağırlıkları farklılık göstermektedir. Genel olarak çalışmalarda insanların %5'lik kısmı ile %95'lik kısmı arasında kalan %90'ı hedef kitleyi oluşturmaktadır. Dolayısıyla %10'luk topluluk hedefin dışında tutularak

daha ekonomik çözümler geliştirilmektedir. Şekil 3.11’ de Amerikan halkı için yapılan araştırma sonunda erkek deneklerin yaş ve kilolarını gösteren grafiğe göre %95’lik kısımda kalan bir erkeğin 40-45 yaşlarındayken 115 kg ağırlığında olduğu görülmektedir.



Şekil 3.11. Amerikan erkeklerinin yaşa bağlı ağırlık ortalamaları grafiği

Koltuğun oturak kısmında insanın temas bölgesi Şekil 3.10’da gösterildiği gibi 4 ana bölüme ayrılmıştı. Bunlar tıp teriminde coccyx (kuyruk sokumu), ischia (iskiyum kemikleri, oturga, kalça kemiğindeki çıkıntılar), hamstring (uyluk arkası kaslar) ve popliteus (diz ardı kası) bölgeleridir. Basınç dağılımı açısından en kritik bölge ischia bölgesidir. Bu bölgedeki basınç değerlendirmesi için Çizelge 3.1’deki konfor endeksi kullanılmaktadır.

Çizelge 3.1. Ischia bölgesi için konfor değerlendirme tablosu

Ischia Bölgesi	
Konfor Endeksi	g/cm <sup>2</sup>
Çok İyi	100
İyi	115
Yeterli	130
Uygunluk Limiti	136

### 3.5.2. Dinamik konfor ölçümleri

Dinamik konfor değerlendirmesi sürüş esnasında yoldan gelen titreşimlerin ne kadar azaltılarak yolcuya aktarıldığıyla alakalıdır. Literatürde sürüş konforu olarak da adlandırılan dinamik konforda en ideal durum koltuk bağlantılarına ne kadar büyüklükte darbe gelirse gelsin yolcuya hiç darbe aktarılmamasıdır. Ancak bu durum pek gerçekleştirilebilir değildir. O yüzden sürüş konforu değerlendirme yapılırken sürücüye aktarılan ivme değerlendirilmektedir. ISO 2631'e göre değerlendirme yapılırken genelde yol datası ile araç bağlantıları harekete zorlanarak titreşim oluşturulur. Araç sarsıldıktan sonra koltuğa gelen titreşimler de ivmeölçerler yardımıyla belirlenir. Koltuk üreticileri konfor çalışmalarında farklı yol şartlarında koltuğa gelen titreşimleri dikkate alırlar. Aynı yol şartlarında her aracın koltuk bağlantısına farklı titreşimler aktarılmaktadır. Bu sebeple bir koltuğa ait konfor değerlendirmesi yapılırken, koltuğun takılacağı araçtan koltuğa gelecek titreşimlere ait bilgilerin olması gerekmektedir.

Dinamik konfor, literatürde farklı yollarla ölçülerek incelenmiştir. Bunlardan en yaygın kullanılanı SEAT değeri ve ISO 2631 konfor değerlendirmesidir. SEAT değeri hesaplamak için yolcuya aktarılan titreşim büyüklüğü koltuğa gelen titreşim büyüklüğüne bölünür. Bu titreşim büyüklüğü için genlik veya ivmenin ortalama karekök değeri (rms) kullanılabilir.

$$SEAT = \frac{\text{Yolcuya İletilen İvme}}{\text{Koltuk Tabanına Gelen İvme}} \quad (3.3)$$

ISO 2631 konfor değerlendirmesinde ise yolcuya gelen ivmenin ölçülerek gelen ivmenin büyüklüğüne göre konforsuzluk hissi, yorgunluk ve sağlık problemlerine yol açıp açmadığı yorumlanmaktadır. ISO 2631'e göre sürüş konforuna ait değerlendirme endeksi Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. ISO 2631'e göre sürüş konforu değerlendirme endeksi

Ölçülen Titreşim a [m/s <sup>2</sup> ]	Konfor Durumu
a < 0,315	Konforlu
0,315 < a < 0,63	Biraz konforsuz
0,5 < a < 1	Hemen hemen konforsuz
0,8 < a < 1,6	Konforsuz
1,25 < a < 2,5	Çok konforsuz
2 < a	Aşırı konforsuz

### 3.6. Koltuk Analizinde Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, çeşitli mühendislik problemlerine kabul edilebilir hassaslıkta çözüm arayan sayısal çözüm yöntemidir. Temelinde yapı sistemleri için geliştirilen sonlu elemanlar yöntemi, dayandığı esasların genel olması dolayısıyla akışkanlar mekaniği, zemin mekaniği, nükleer mühendislik, elektromanyetik alanlar, termal analiz gibi birçok mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Otomotiv sanayiinde de birçok problemin çözümünde tercih edilen sonlu eleman yöntemi koltukların çeşitli analizleri için de sıklıkla kullanılmaktadır. Örnek bir koltuk oturak iskeletinin bir sonlu eleman yazılımındaki ağ modeli Şekil 3.12’de görülmektedir.



Şekil 3.12. Hypermesh programında ağ örülmüş model

Sonlu elemanlar metodu, integral ve diferansiyel denklemlerin yaklaşık çözümlerinin bulunmasına dayanır. Çözüm yaklaşımı, diferansiyel denklemlerin elimine edilmesi veya kısmi diferansiyel denklemlerin, adi diferansiyel denklemlerine dönüştürülmesi ve bu denklemlerin standart çözüm teknikleri ile çözülmesine dayanır. Sonlu elemanlar yöntemi;

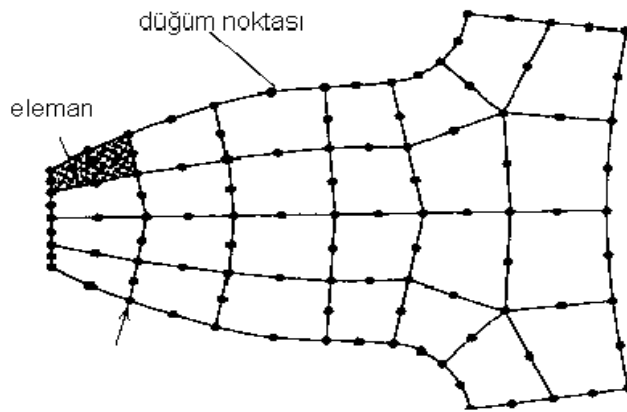
- Karmaşık sınır koşullarına sahip sistemlere,
- Düzgün olmayan geometriye sahip sistemlere,
- Kararlı hal, zamana bağlı ve öz değer problemlerine,
- Lineer ve lineer olmayan problemlere uygulanabilir.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen düğüm noktalarda birleştirilirler. Şekil 3.13' te bir sonlu elemanlar modelinde elemanlar ve nodlar gösterilmiştir. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün (örneğin deplasman) değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi

$$[K]. [u] = [F] \quad (3.4)$$

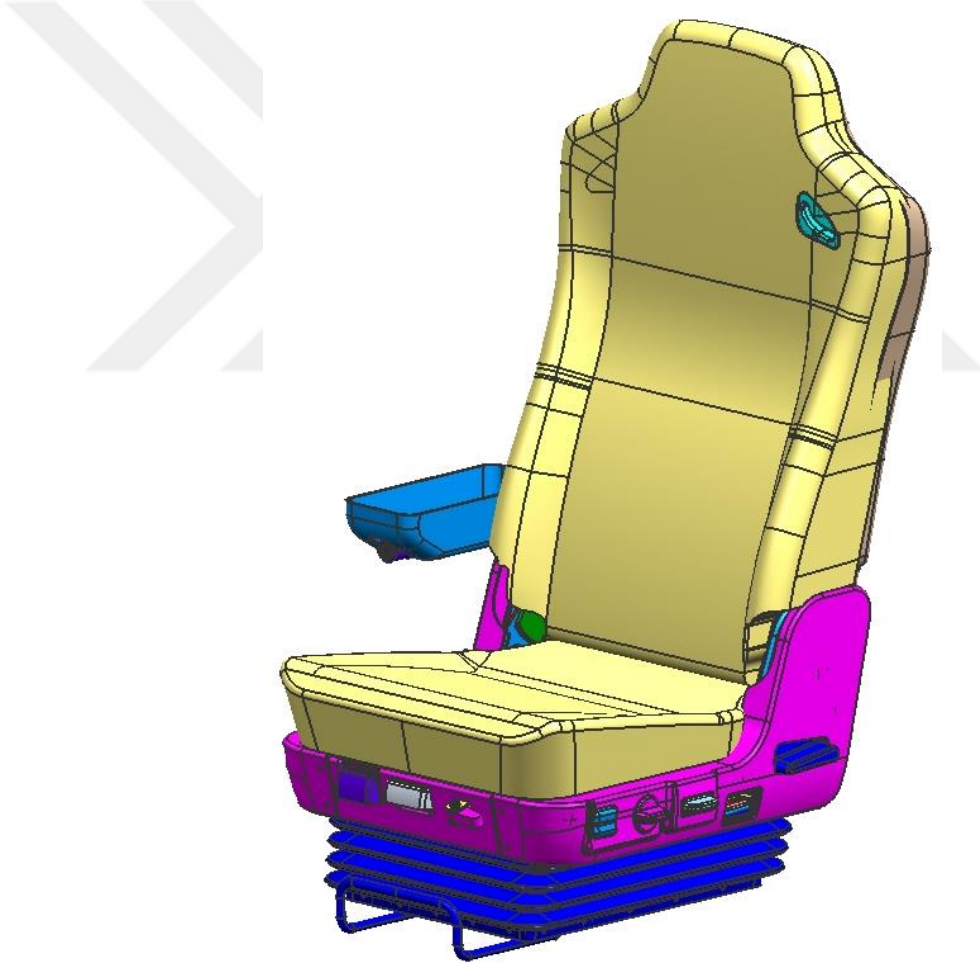
şeklindedir. Burada [u] büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, [F] bilinen yük vektörü ve [K] ise bilinen katsayılar matrisidir. Gerilme analizinde [K] rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.



Şekil 3.13. Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar

#### 4. MATERYAL ve YÖNTEM

Bir sürücü koltuğu tasarımı yapılırken; koltuğun monte edileceği araçtaki bağlantı noktalarına uygunluğunun yanısıra geometrik kriterler, güvenlik kriterleri ve müşteri beklentileri göz önünde bulundurulmaktadır. Bu çalışmada yapılan konfor analizleri için de bir otobüs firmasının beklentilerine uygun olarak tasarlanmış çok fonksiyonlu bir sürücü koltuğu ele alınmıştır. Koltuk üzerinde yapılan sanal analizler, koltuğun tasarlanmış katı modeli üzerinden, fiziksel testler ise bu tasarıma uygun olarak üretilen ilk prototip koltuk üzerinden gerçekleştirilmiştir. Koltuğun tasarımında Unigraphics yazılımı kullanılmış, oluşturulan 3 boyutlu model Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Bu tasarıma bağlı kalınarak üretilen prototip koltuğun resmi ise Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Tasarlanan otobüs sürücü koltuğunun 3 boyutlu modeli

Çalışma üç aşama olarak planlanmıştır. Birinci aşamada tasarlanan koltuk üzerindeki konfora etkisi olabilecek elemanların bağımsız olarak mekanik özellikleri irdelenmiştir.





Şekil 4.2. Otobüs koltuğunun prototipi

Elemanların bazıları için katalog değerlerini kullanmak mümkün olsa da koltuğun çelik iskeleti, oturakta kullanılan sünger vb. gibi malzemeler için bu çoğunlukla mümkün olmamaktadır. Bu nedenle koltuğun konfor açısından etkili olduğu düşünülen elemanların mekanik özellikler fiziksel testler yardımıyla elde edilmiştir. Yapılan fiziksel testlerle aynı sınır şartları altında sonlu elemanlar modelleri kurularak analizler yapılmıştır. Bu analizlerle bağımsız parametrelerin doğru bir şekilde sonlu elemanlar modelinde tanımlandığı ispatlanmıştır. Birinci aşamada mekanik özellikleri belirlenen bağımsız parametreler; çelik iskelet yapısı, amortisör, hava körüğü ve süngerdir.

İkinci aşama; birinci aşamada belirlenen ve doğrulanan bağımsız parametreleri kullanarak, komple koltuk modeli test edilmeden önce yarı komple modellerin hazırlanarak test ve analiz edilmesini içermektedir. Bu aşama komple koltuk modeline

geçmeden önce, bağımsız parametrelerden birkaçının aynı anda etkili olduğunda sonuca nasıl etki ettiğini görmek için yapılmıştır. Birinci aşamadan sonra direkt komple koltuk modeline geçilmemesinin diğer bir sebebi de komple koltuk üzerinde yapılacak testler ile analizler arasında doğruluk katsayısının düşük olması durumunda, hangi parametrenin hataya sebep olduğunu bulmak yarı komple modellere nispeten daha zor olacağıdır. Ayrıca birinci aşamada özellikle sünger için yapılan çalışmalar basit numuneler üzerinden yapılmış olmakla birlikte ikinci aşamada koltuk için tasarlanan sünger geometrisi kullanılmıştır. Yarı komple model olarak iki ayrı yapı belirlenmiştir. Birincisi koltuk süngeri, kumaşı ve oturak sacını içeren oturak süngeri yarı komple modeli, ikincisi ise makaslı yükseltme iskeleti, amortisörü ve hava körüğünü içeren oturak iskeleti yarı komple modelidir.

Üçüncü ve son aşamada ise komple koltuk modeli üzerinde test ve analizler yapılarak sürücü konforuna ait sayısal sonuçların çıkarılması amaçlanmıştır. Burada ilk olarak daha önceki aşamalara benzer şekilde komple koltuğa basma testi uygulanmış ve elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar modeliyle kıyaslanmıştır. Daha sonra montajlanan komple koltuk dikey yönde çalışan bir sarsıcı yardımıyla sabit genlikli bir giriş sinyali ile tahrik edilerek koltuk süngerinin üzerindeki genlik değerleri ölçülmüştür. Ölçülen bu giriş ve çıkış genlikleri ile koltuğun sönümlenme kabiliyeti belirlenmiştir. Ayrıca, test edilen sistemle aynı sınır şartlarına sahip ve daha önceki aşamalarda belirlenen mekanik özelliklere yönelik parametreler kullanılarak hazırlanan komple koltuk modeli sonlu elemanlar yazılımında analiz edilerek elde edilen sonuçlar fiziksel test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

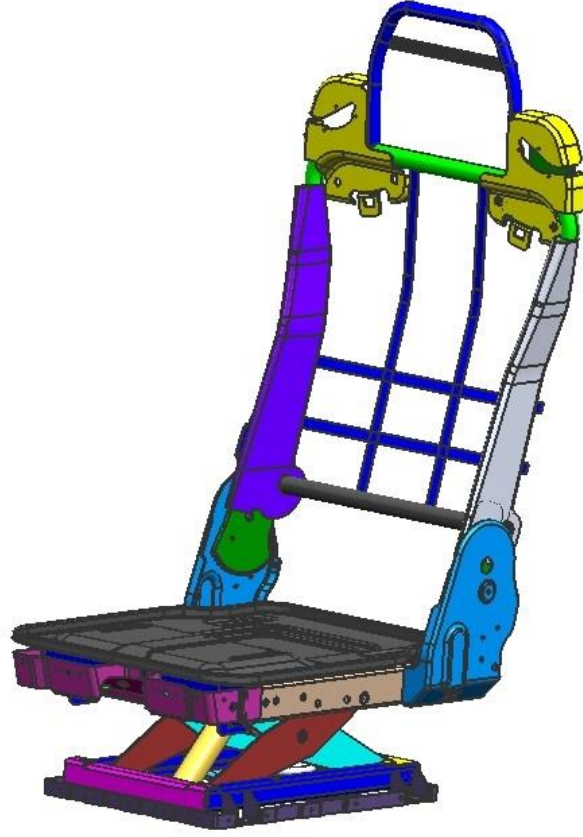
#### **4.1. Konfora Etki Eden Parçaların Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi**

Bu aşamada çelik iskelet yapısı, amortisör, hava körüğü ve sünger elemanları için mekanik özellikler fiziksel testler yardımıyla belirlenmiştir. Testlerden elde edilen sonuçlar bu elemanların-sonlu elemanlar modelinde kullanılmıştır.

##### **4.1.1. Çelik iskelet yapı**

Tasarlanan koltuk makaslı bir yükseltme mekanizmasına sahip bir çelik iskelet yapısı içermektedir. Kullanılan çeliklerin kalite ve kalınlık değerleri muadil projelerde kullanılmış koltuklarla benzerlik göstermektedir. Bu malzeme ve kalınlıklar kurulan

komple koltuk sonlu elemanlar modeli ile yapılan güvenlik analizleri neticesinde belirlenmektedir. Bu analizlerde herhangi bir çelik parçanın yırtılma veya kopma riski taşıdığı öngörülürse, bunu önlemek için daha yüksek kalite malzeme veya daha yüksek atalet momentine sahip geometrilere geçmek gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında tasarlanan koltuğun iskelet yapısı Şekil 4.3’de görülmektedir.



Şekil 4.3. Koltuk çelik iskelet modeli

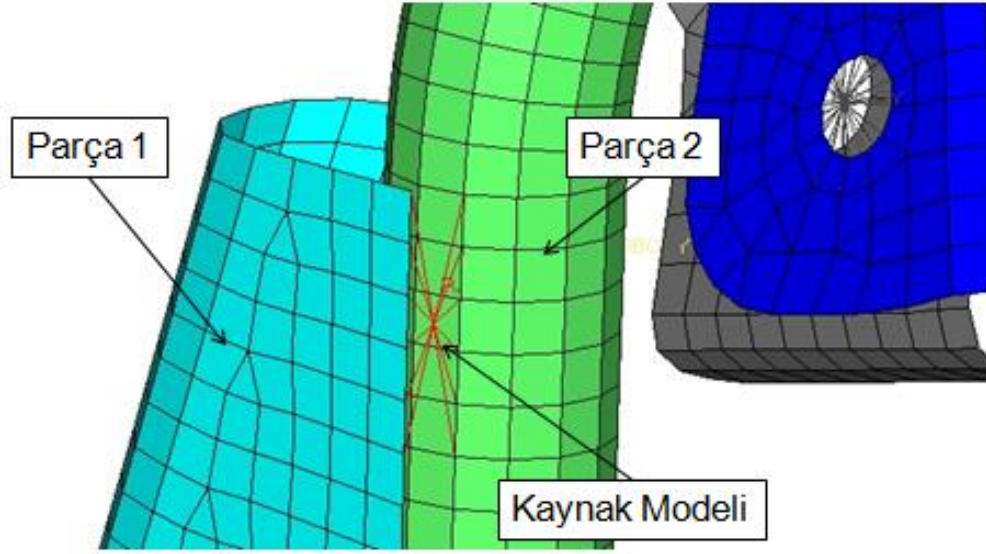
Koltuğun çelik iskeletindeki kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri statik ve dinamik konforu etkilememektedir. Çünkü tüm çeliklerin elastik bölgedeki mekanik özellikleri aynıdır. Ancak iskeletin tasarımı, hareket kabiliyeti ve kullanılan mekanizmalar koltuğun genel hatlarını ortaya koymaktadır. Komple koltuk sonlu elemanlar modeline ulaşmak için öncelikle çelik iskelet yapısının sonlu elemanlar modelinin oluşturulması gerekmektedir. Bu sebeple bir bilgisayar destekli tasarım programı vasıtasıyla tasarlanmış koltuğun çelik iskeleti, uygun bir formatta bir sonlu elemanlar paket programına aktarılarak tüm parçaların ağ yapısı (mesh) oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş iskelet Şekil 4.4’ te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Koltuk iskeleti sonlu elemanlar modeli

Ağ yapısı tamamlanan iskeletteki tüm çelik parçaların birbirleriyle olan ilişkisini tanımlamak için bağlantı elemanları oluşturmak gerekmektedir. Herhangi iki parça birbirine kaynakla, civatayla, perçinle veya farklı bir tür bağlantı türü ile bağlanabilir. Koltuğun tasarımına bağlı olarak bu bağlantı elemanları bir boyutlu elemanlar kullanılarak tanımlanmıştır. Şekil 4.5’de örnek bir kaynak modeli gösterilmiştir. Koltuk üzerindeki mafsallar da yine bir boyutlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir, örneğin oturak iskeletindeki makasların tüm bağlantı noktalarında döner mafsallar tanımlanmıştır. Sonuç olarak koltuğun çalışma prensibine bağlı kalarak tüm iskeletin ağ yapısı oluşturulmuştur.

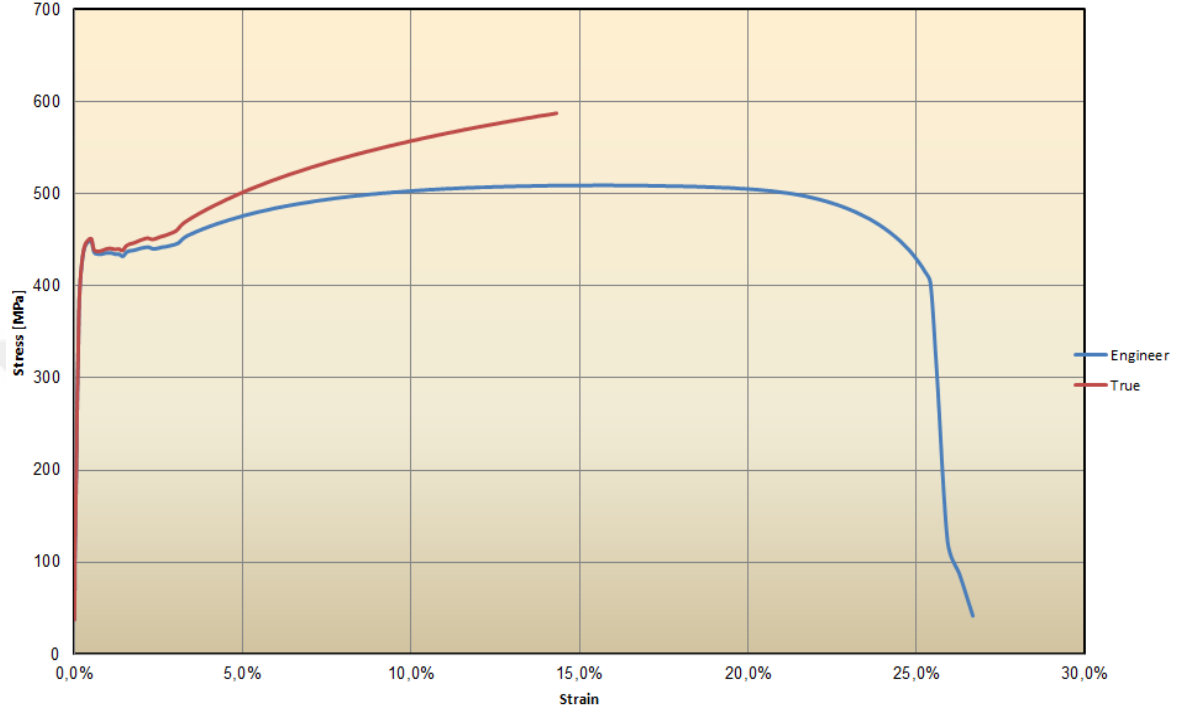
Ağ yapısı tamamlanan iskelet modeli için malzeme tanımlamaları yapılması gerekmektedir. Her bir çelik parça için ayrı ayrı öngörülen uygun çelik malzeme tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil 4.5. Sonlu elemanlarda örnek bir kaynak modeli

Sonlu elemanlar programında çelik malzeme tanımlaması yapılırken, kullanılacak olan formülasyon yapılacak olan analizin tipine göre değişiklik gösterebilir. Örneğin yapılacak analiz statik bir analiz ve malzeme üzerinde plastik şekil değişimi olmuyorsa çelik malzeme tanımlaması için elastisite modülü, poisson oranı ve yoğunluk değerleri yeterli olmaktadır. Ancak yapılacak analizde çelik malzeme üzerinde plastik şekil değişikliği olacaksa, malzeme modeli daha detaylı tanımlanabilir. Örneğin detaylı bir çelik malzeme tanımı yapmak için numuneler üzerinden çekme testleri yapılarak testlerden elde edilen gerilme – gerinme eğrileri sonlu elemanlar yazılımına yüklenebilir. Ayrıca bu detaylı çelik malzeme tanımı basit statik analizlerde de kullanılabilir. Bu çalışmada kullanılan çelik malzemelerden birine ait gerilme – gerinme eğrisi Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Sonlu elemanlar yazılımında analiz yaparken verilen eğrilerden gerçek gerilme – gerinme eğrisi kullanılmaktadır. Bu sebeple testten elde edilen mühendislik gerilme – gerinme eğrileri önce gerçek gerilme – gerinme eğrisine dönüştürülür ve bu değerler programa aktarılır. Analiz süresince çelik malzeme elastik bölgede kalıyorsa, bu bölgedeki mekanik özelliklerine göre sonuç vermektedir. Yapılan çalışmalarda çelik malzemeler için çekme testlerinden elde edilen eğrilerin kullanıldığı detaylı malzeme modelleri kullanılmıştır. Ancak yapılan analizler genellikle elastik bölgede kaldığı için bu malzemelerin elastik bölgedeki değerleri sonuçlar üzerinde etkili olmuştur. Modelde kullanılan çelik malzemeler için tanımlanan malzeme özellikleri aşağıdaki gibidir:

Elastisite Modülü : 210 GPa  
Poisson Oranı : 0.3  
Yoğunluk : 7.85E-6 kg/mm<sup>3</sup>



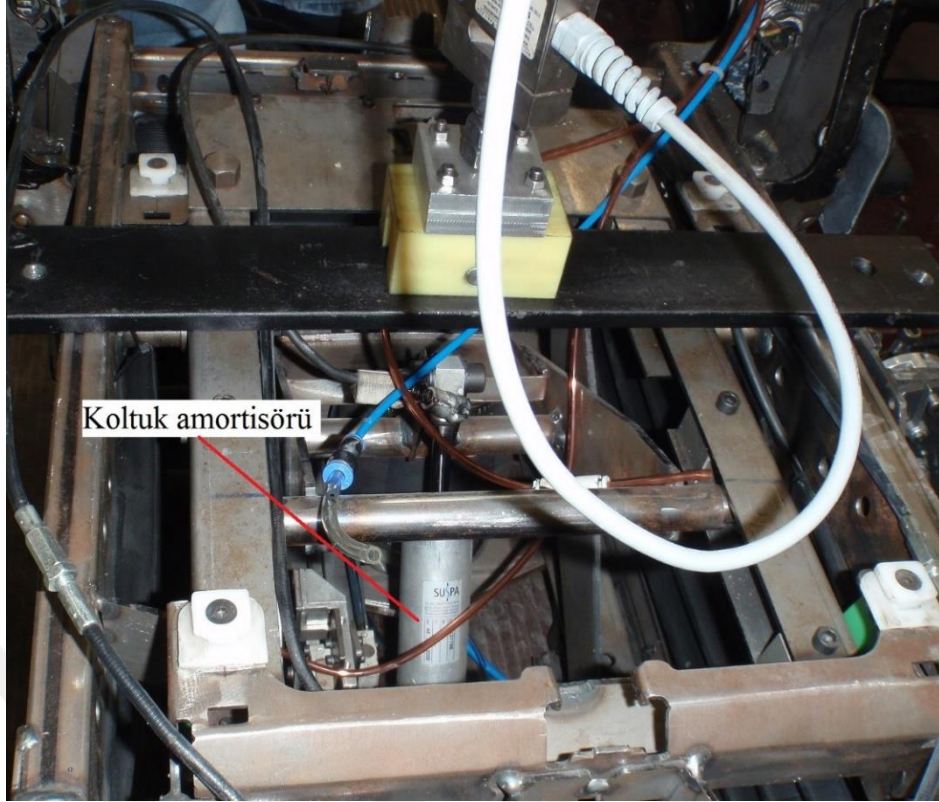
Şekil 4.6. Örnek bir malzemenin gerilme – gerinme eğrisi

#### 4.1.2. Koltuk amortisörü (Damper)

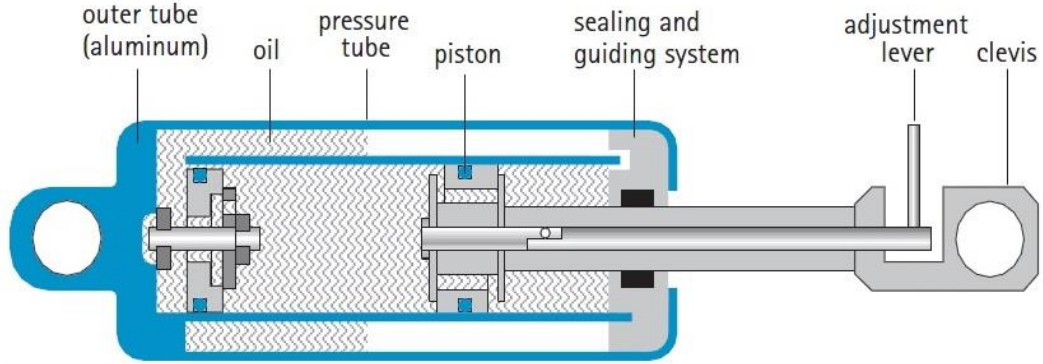
Koltuk üzerine sürücü oturduğunda ayarlanmış bir yükseklik pozisyonunda durmaktadır. Sürücü yerinden kalktığında veya sürüş esnasında tabandan gelen bir darbe ile koltukta bulunan hava körüğündeki basınç sebebiyle koltuk hızlı bir şekilde yukarı yönde yer değiştirmeye çalışmaktadır. Aynı şekilde sürücü aşağı yönlü sektiğinde koltuk hızlı bir şekilde aşağı yönde yer değiştirmeye çalışır. Kullanılan amortisör iki yönde de bu hızlı yer değiştirmeyi sönümleyerek sürücü ve koltuk arasındaki darbe etkisini önleyen sönümleme elemanı olarak kullanılmaktadır.

Prototip olarak üretilen koltukta Suspa marka çift tüplü, ayarlanabilir koltuk amortisörü kullanılmıştır (Suspa, HD-Twin Tube). Şekil 4.7.a' da koltuğa takılmış olan amortisör, Şekil 4.7.b' de de kullanılan koltuk amortisörünün çalışma prensibi gösterilmiştir.





Şekil 4.7.a. Koltuk üzerindeki amortisörün görüntüsü



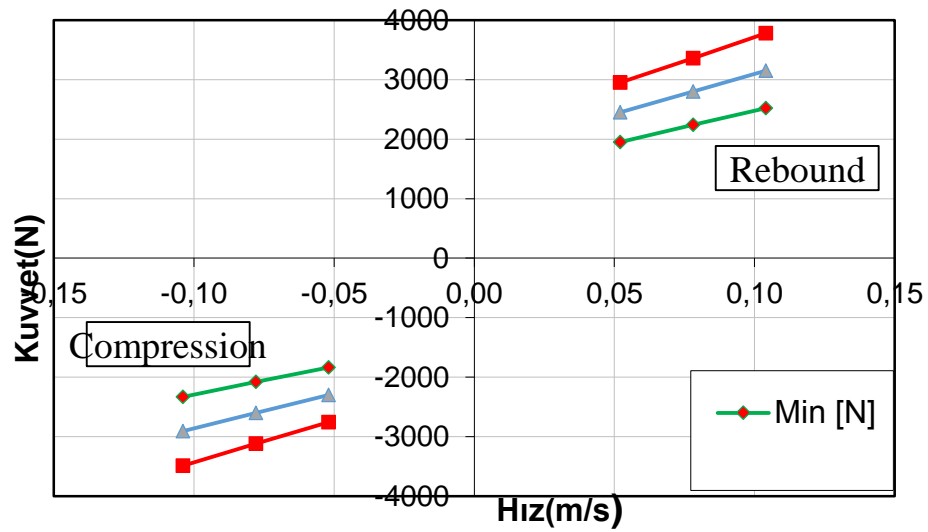
Şekil 4.7.b. Koltuk amortisörünün çalışma prensibi (<http://www.suspa.com>)

Amortisörün en önemli parametresi sönümlenme katsayısıdır. Bu değere ulaşmak amacıyla koltukta kullanılan numune üzerinde farklı hızlarda sönümlenme kuvveti ölçme testleri yapılmıştır. Test boyunca farklı hızlarda sıkıştırma ve zıplama yönlerinde amortisörün ürettiği kuvvetler hıza bağlı olarak ölçülmüştür. Bu testler yardımıyla elde edilen veriler,

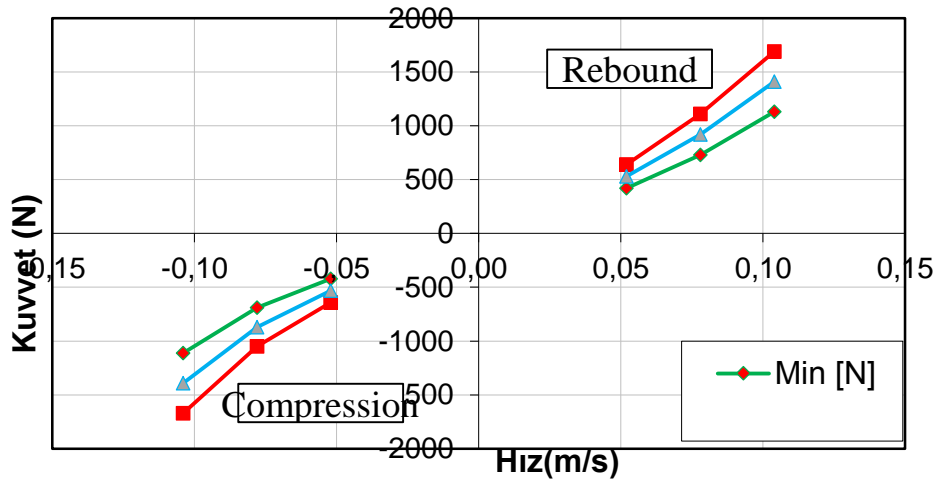
$$F = c \cdot V \quad (4.1)$$

denkleminde kullanılarak amortisörün sönümlenme katsayısı hesaplanabilir. Kullanılan

amortisörün üzerindeki ayar çubuğu vasıtası ile kuvvet değerleri yumuşak ve sert olarak iki türlü ayarlanabilmektedir. Ayar çubuğu sola yatık durumda çalışırken amortisör yumuşak değerlerde sağa yatık durumda iken sert değerlerde çalışmaktadır. Buradaki sert ve yumuşak kavramı amortisörün ürettiği kuvvetle ilişkilidir. Bu kuvvet değeri maksimum ve minimum olarak tablolarda yer almaktadır. Yani amortisör bu alt ve üst tolerans bölgelerinde çalışabilmektedir. Prototip koltukta kullanılan amortisör üzerinde, farklı hız ve ayarlarda yapılan testler neticesinde ölçülen tepki kuvvetleri Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



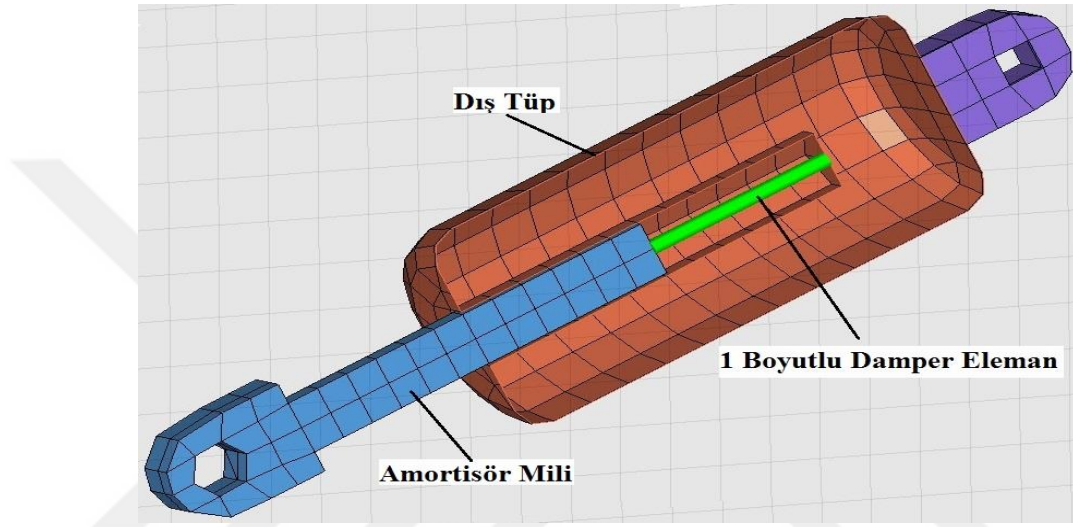
Şekil 4.8. Koltuk amortisörü sert ayardayken sönümlenme testine ait kuvvet-hız diyagramı



Şekil 4.9. Koltuk amortisörü yumuşak ayardayken sönümlenme testine ait kuvvet-hız diyagramı



Koltuk amortisörü sonlu elemanlarda modellenirken dış tüpün dış yüzeyi için kabuk elemanlar, amortisör mili içinse katı elemanlar seçilmiştir. Amortisöre sönümlenme özelliğini veren içindeki sıvı basıncını temsil için ise bir boyutlu yay eleman kullanılmıştır. Bu yay elemanın bir tarafı dış tüpe, diğer tarafı mile bağlanmıştır. Oluşturulan bir boyutlu yay elemanın özelliklerinin tanımlanması çok önemlidir. Modelde bu yay eleman tanımlanırken fiziksel sönümlenme testlerinden elde edilen kuvvet-hız eğrileri kullanılmıştır.



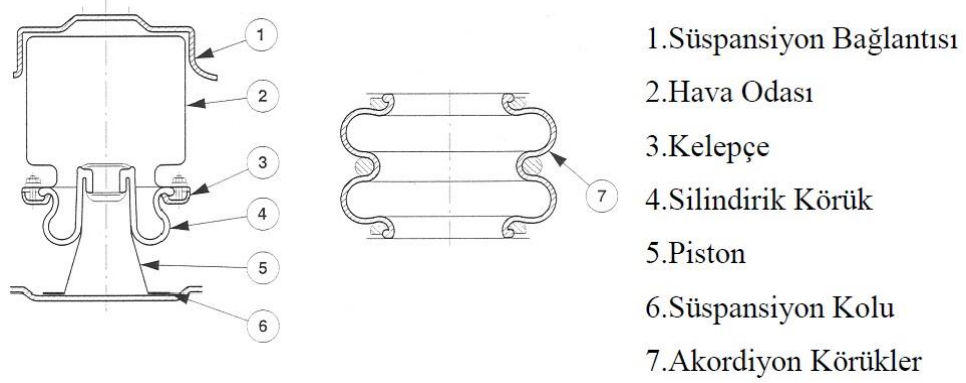
Şekil 4.10. Koltuk amortisörünün sonlu elemanlar modeli

Test sonuçlarından görüldüğü gibi amortisör sönümlenme kuvveti için minimum ve maksimum değerler bulunmuştur. Ancak sonlu elemanlar modelinde böyle bir aralık tanımlanamadığı için ortalama değerler (nominal) kullanılmıştır. Şekil 4.10'da amortisörün sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir.

#### 4.1.3. Hava yayları

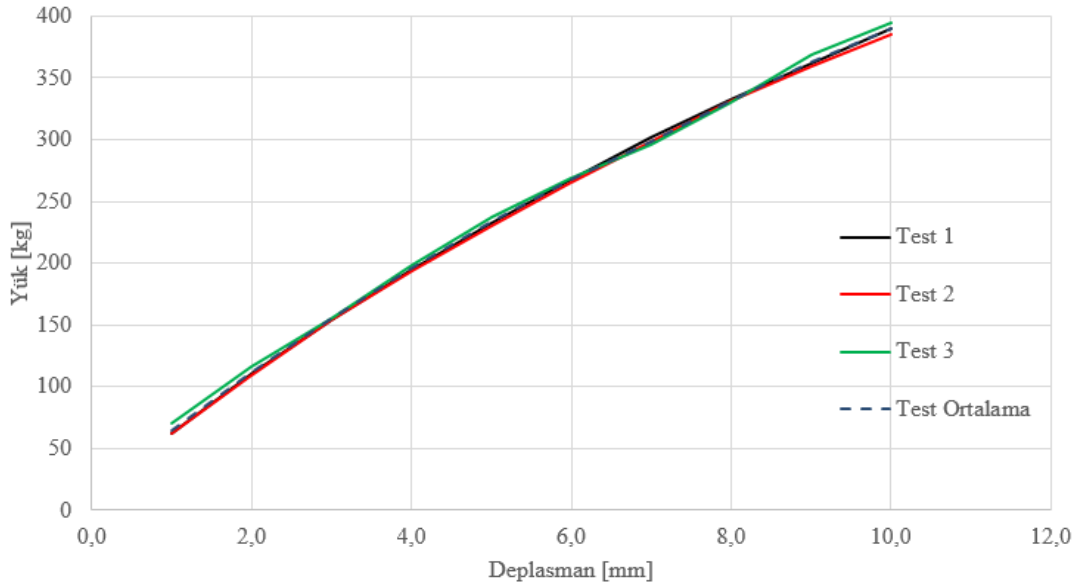
Gazların sıkıştırıldıklarında yay gibi esnemesi özelliğinden faydalanılarak tasarlanmış hava yayları çoğunlukla yolcu otobüslerinde ve özellikle koltuk süspansiyon sistemlerinde tercih edilmektedirler. Yay içerisindeki akışkan miktarı ayarlanarak daha rahat ve güvenli bir sürüş imkânı sağlanabilmektedir. Şekil 4.11'de bir havalı yay ve kısımları gösterilmiştir.

Hava körüğünü sonlu elemanlar modelinde bir boyutlu yay eleman olarak modellemek mümkündür.



Şekil 4.11. Havalı yay ve kısımları (Esim 2010)

Bir boyutlu yay elemanın körüğün özelliklerini yansıtmaları için hava körüğünün normal oturmuş pozisyonundaki kuvvet – yer değiştirme eğrilerine ihtiyaç vardır. Bu eğriler körüğe uygulanan sabit hızlı basma testleri sonucunda elde edilmiş ve Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Testlerden elde edilen veriler sonlu eleman modelinde tek boyutlu yay eleman için tanımlanarak hava körüğünün simüle edilmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.12 Körük basma testi sonuçları

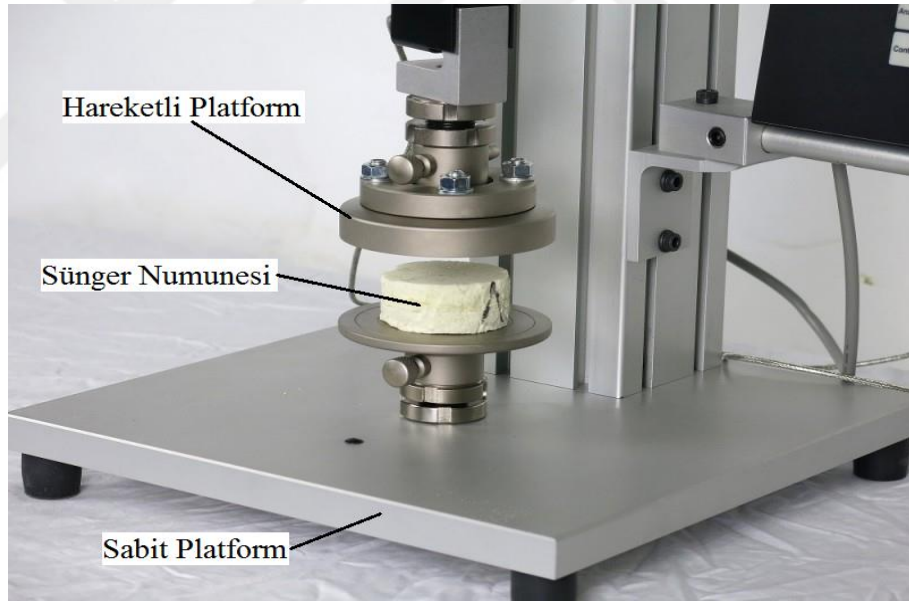
#### 4.1.4. Sünger

Sünger sürüş konforu açısından en önemli elemanların başında gelir. Hem statik hem de dinamik konfor açısından büyük önem taşımaktadır. Süngerin geometrisi, yoğunluğu ve bileşimi sönüm karakteristikleri açısından önemli parametrelerdir. Mevcut koltuklarda

kullanılan sünger yoğunluğu ve bileşimi kullanılarak oluşturulan numune üzerinde basma testleri yapılarak süngerin malzeme özellikleri belirlenmiştir. Bu testlerden elde edilen veriler sonlu elemanlar modelinde kullanılarak aynı test şartlarında analizler yapılmıştır. Kullanılan numune 45 g/lt yoğunluğunda tüm otomotiv standartlarına uygun bileşenlerden oluşan bir süngerdir. Basma testi sonucunda süngere ait kuvvet – yer değiştirme eğrileri elde edilmiş ve bu eğriler sonlu elemanlar analizinde kullanılmıştır.

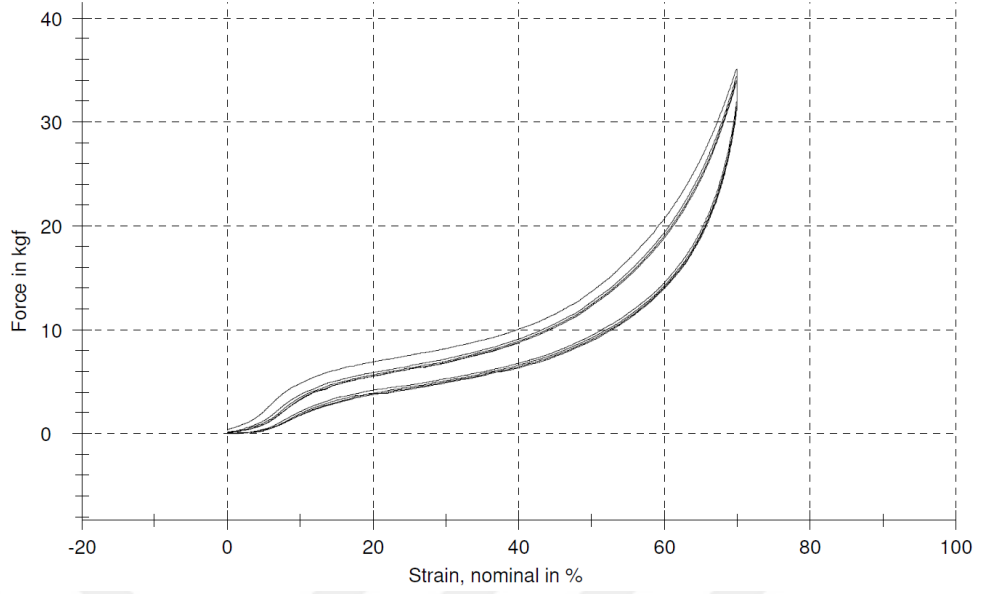
#### 4.1.4.1.Sünger basma testi

Sünger basma testi, çapı 112,5 mm, yüksekliği de 50 mm olan numuneler üzerinden gerçekleştirilmiştir. Numune rijit bir platforma koyularak, çapından daha büyük ve rijit bir aparat yardımıyla 100 mm/dk ilerleme hızıyla basıya zorlanmıştır. Bu basma testi esnasında yük okuyucu sensörler yardımıyla süngerin basma kuvveti karşısında verdiği direnç kuvvetleri ölçülmüştür. Şekil 4.13'te sünger basma test düzeneğine ait bir fotoğraf sunulmuştur.



Şekil 4.13. Sünger basma test cihazı görüntüsü

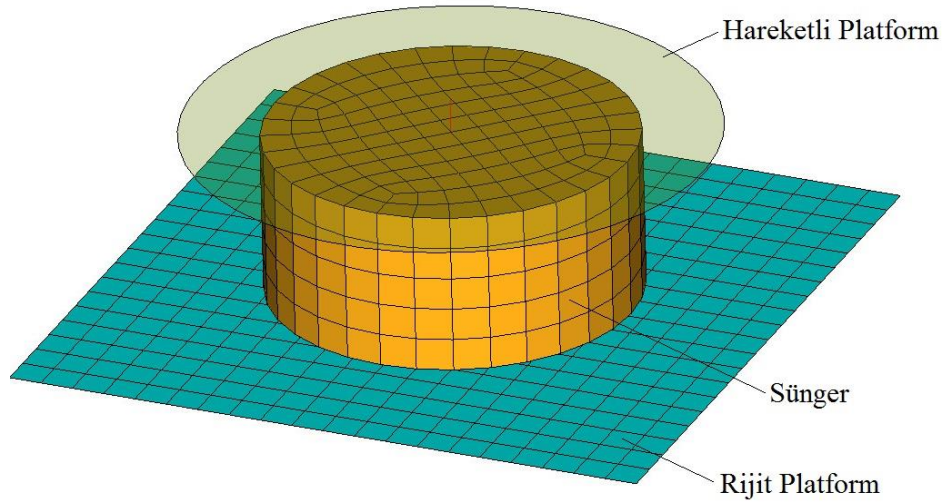
Sünger elastik bir malzeme olduğu için basma yükü kaldırıldığında eski haline dönmeye çalışmaktadır. Ancak geri dönerken gösterdiği direnç, basmaya zorlandığındaki dirençten bir miktar daha düşüktür. Bu fark histerisiz kaybı olarak tanımlanmaktadır. Üç farklı numune üzerinden yapılan basma testleri sonucunda süngere ait kuvvet – yer değiştirme eğrileri elde edilmiş ve Şekil 4.14'te sünger basma testine ait sonuçlar gösterilmiştir. Bu eğriler süngerin mekanik özelliklerinin ortaya konması bakımından önemlidir.



Şekil 4.14. Sünger basma testi sonuçları

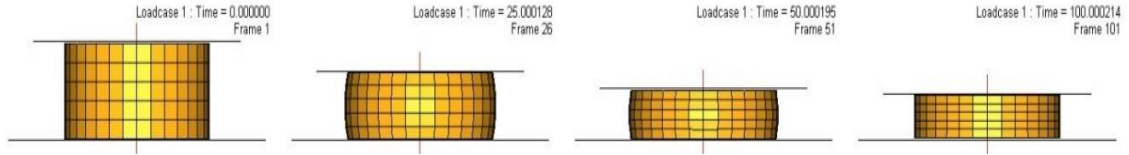
#### 4.1.4.2. Süngerin sonlu elemanlar modeli

Sünger hem statik hem de dinamik konfor açısından koltuğun en önemli elemanlarından biridir. Bu sebeple kullanılan süngerin yoğunluğu, bileşimi gibi parametreler konfor üzerinde doğrudan etkilidir. Konfor üzerinde bu kadar önemli olması sebebiyle sünger için oluşturulacak sonlu elemanlar modelinin de gerçek süngeri doğru bir şekilde temsil etmesi gerekmektedir. Bu sebeple fiziksel test şartları referans alarak bir sonlu elemanlar modeli kurulmuş ve bu modele testlerle aynı şartlarda baskı uygulanmıştır. Kurulan sonlu elemanlar modeline ait görüntü Şekil 4.15’ te gösterilmiştir.



Şekil 4.15. Sünger basma testinin sonlu elemanlarda modellenmesi

Kurulan modelde sünger numunesi ortalama 10 mm boyutlarında üç boyutlu elemanlarla modellenmiştir. Sünger karakteristiğindeki histerisiz kaybı ihmal edilmiştir. Modelin sınır şartları fiziksel testle aynı olacak şekilde tanımlanmış-ve analiz sonucunda sünger modelinin testle aynı şekilde davrandığını gözlemlenmiştir. Yapılan analizde süngerin basma süresince gösterdiği şekil değişimi Şekil 4.16’ da verilmiştir.



Şekil 4.16. Sonlu elemanlarda süngerin basma testindeki şekil değişimi

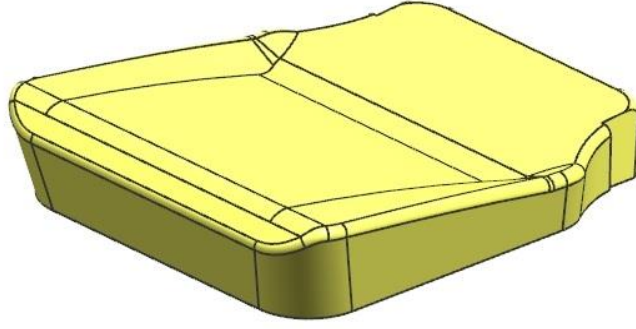
## 4.2. Yarı Komple Koltuk Çalışmaları

Bu aşamada komple koltuk modeli iki ayrı gruba bölünerek, birinci aşamada incelenen bağımsız elemanların bir arada kullanılması durumunda hazırlanan sonlu eleman modellerinin fiziksel testlerle uyumlu sonuç üzerinden elde edilen değerlerin koltuk için hazırlanmış parçalar üzerinde kullanılarak analizlerin yapılmasıdır. Dinamik ve statik konfor üzerinde etkisi olan parametreler dikkate alındığında komple koltuğun iki yarı kompleye ayrılması uygun bulunmuştur. Bunlardan ilki oturak süngeri, kumaşı ve oturak taban sacından oluşan yarı oturak süngeri yarı komple, diğeri de koltuk iskeleti ve iskelet üzerinde bulunan süspansiyon ve hava yaylarını içeren oturak iskeleti yarı komplelidir.

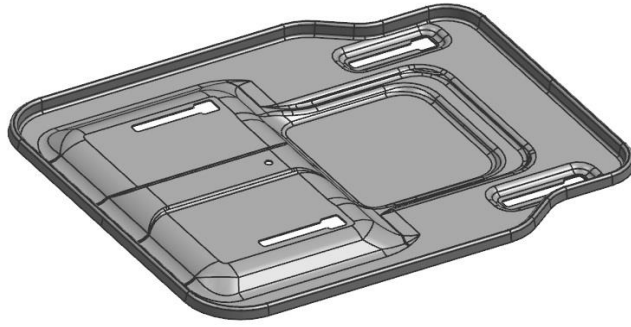
### 4.2.1. Oturak süngeri yarı komple

Oturak süngeri yarı komple için koltuğun süngeri, kumaşı ve bunların bağlandığı oturak sacını içeren yapı kullanılmıştır. Tasarlanan oturak süngeri Şekil 4.17’deki geometriye sahiptir ve 45 gr/lt yoğunluktaki malzemeden üretilmiştir. Şekil 4.18’de geometrisi gösterilen oturak sacı ise 1,2 mm kalınlığında DC04 derin çekme sacından üretilmiştir.

Bu yarı kompledeki konfora etki eden en önemli parametre süngerdir. Süngerin mekanik özellikleri birinci aşamada standart ölçülerde sünger numuneleri üzerinde yapılan testler ve analizler neticesinde elde edilmişti. Bu aşamada koltuk için tasarlanmış sünger ve oturak sacı kullanılarak test ve analiz yapılmıştır.



Şekil 4.17. Oturak süngeri modeli



Şekil 4.18. Oturak sacı modeli

#### 4.2.1.1. Oturak süngeri yarı kompleksinin mekanik testleri

Seçilen yarı komple grup sabit bir zemine oturtularak üzerinden dikey yönde bir aparat vasıtasıyla basma testi yapılmıştır. Kullanılan aparat Şekil 4.19’da gösterildiği gibi bir insanın kalça formunu simgeleyen standart bir geometriye sahiptir. Daha önce sadece süngerin mekanik özellikleri numune bir parça üzerinden test edilip doğrulanmıştı.



Şekil 4.19. Kalça formu

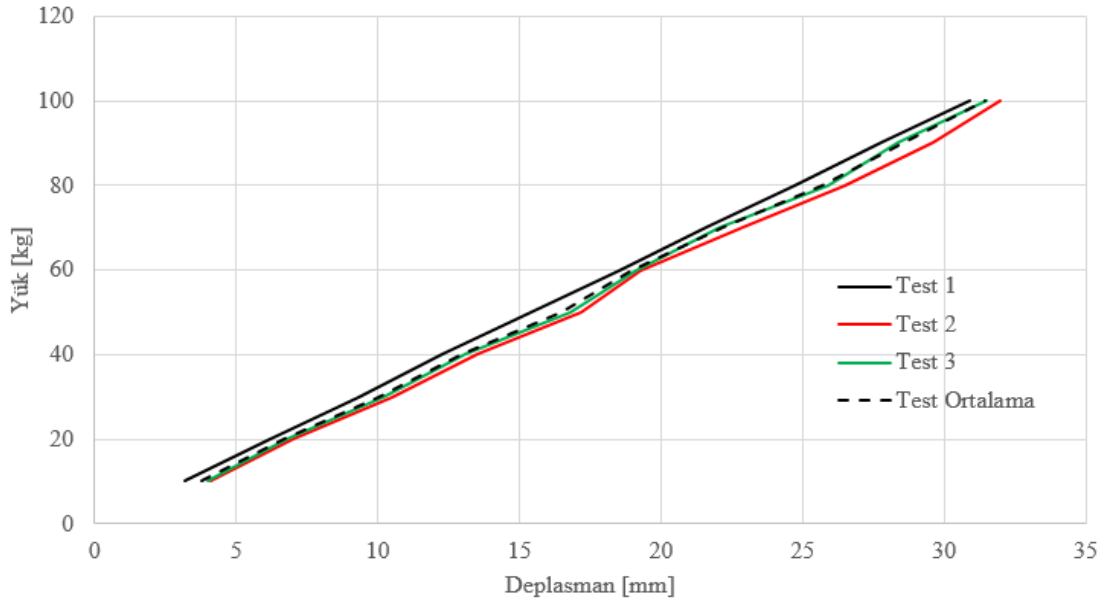


Burada ise tasarlanan koltuktaki forma sahip sünger modeli test edilmektedir. Aynı zamanda bu yarı komple grubunda taban sacı ve koltuk kılıfının da sonuca bir miktar etkisi olacağı öngörülmektedir.

Test sabit bir hızda, yaklaşık 100 kg yüke ulaşana kadar yapılmıştır ve 3 kez tekrar edilmiştir. Şekil 4.20’de kalça formunun uygulanma şekli gösterilmiştir. Testler sonucunda elde edilen kuvvet – deplasman eğrileri Şekil 4.21’de gösterilmiştir. Grafikten de görüleceği üzere 100 kg yük altında oturak süngeri yarı kompleksinde ortalama 31.5 mm deplasman oluşmaktadır.



Şekil 4.20. Kalça formu basma testi



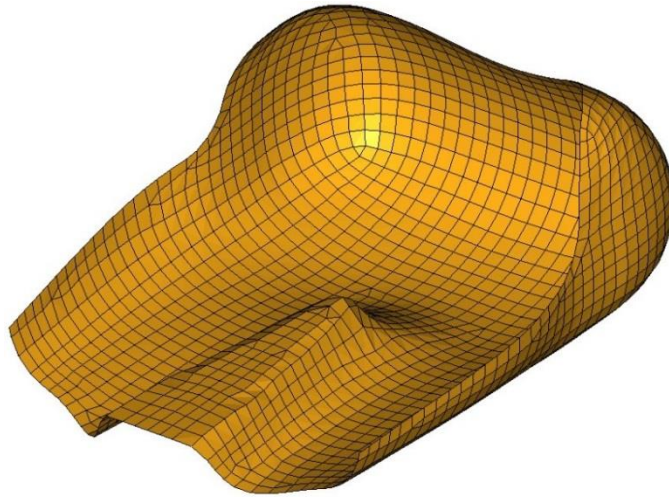
Şekil 4.21. Oturak süngeri yarı kompleksi basma testi sonuçları

#### 4.2.1.2.Oturak süngeri yarı kompleksinin sonlu elemanlar modeli

Oturak süngeri yarı kompleksi hem statik hem de dinamik konfor açısından en önemli gruptur. Bu yarı kompleksi doğru modellenmesi bu sebeple önemlidir. Oturak süngeri yarı kompleksi için önceki bölümde izah edilen fiziksel test ile aynı sınır şartlarında sahip bir sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Bu çalışma için öncelikle Şekil 4.22’ de gösterilen oturak süngeri ve oturak sacının ağ yapısı oluşturulmuştur. Daha sonra Şekil 4.23’de gösterilen kalça formunu simgeleyen aparatın sonlu elemanlar modeli hazırlanıp modele eklenmiştir. Oturak kılıfı için 3 boyutlu sünger modelinin dışındaki düğüm noktaları referans alınarak 2 boyutlu kabuk modeli kullanılmıştır.



Şekil 4.22. Oturak süngeri ve oturak sacına ait sonlu elemanlar modeli



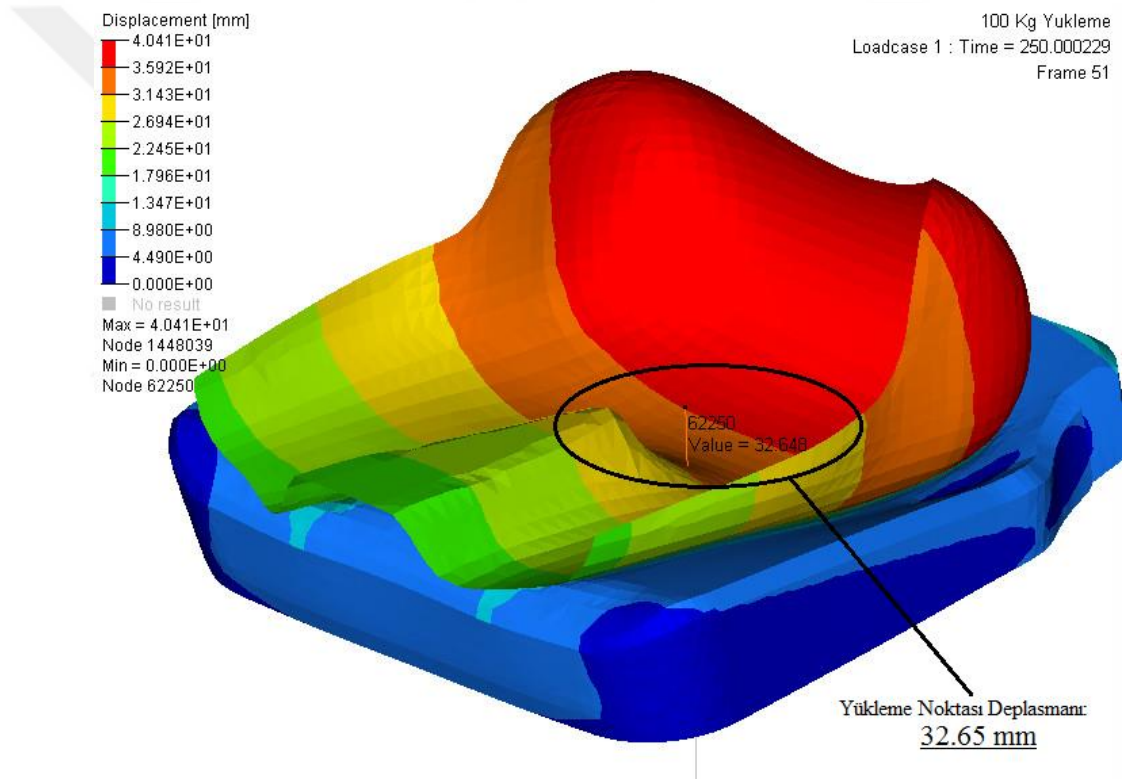
Şekil 4.23. Kalça formuna ait sonlu elemanlar modeli

Kurulan bu modelde oturak sacı ve kılıf için iki boyutlu kabuk modeli, sünger içinse üç boyutlu katı modellerle mesh yapısı oluşturulmuştur. Kurulan sonlu elemanlar modeline



aynı fiziksel testte olduğu gibi 100 kg'lık bir yükleme uygulanmıştır. Yapılan analiz sonucunda sonlu elemanlar modelinde oluşan deplasman değeri Şekil 4.24'de gösterilmiştir.

100 kg yük uygulanan sonlu elemanlar analizi sonucunda oturak yarı kompleksinde yükleme noktasında 32.65 mm deplasman oluşmuştur. Fiziksel testlerden elde edilen ortalama deplasman değeri ise 31.5 mm idi. Bu sınır şartlarında ortaya çıkan sonuçlar incelendiğinde sanal ve fiziksel testler arasında 1.15 mm'lik bir fark olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu değer sonlu elemanlar modelinin, uygulanan sınır şartlarında % 96,3' lük bir doğruluk oranına sahip olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.24. Oturak süngeri yarı kompleksi basma testi sonlu elemanlar analizi sonucu

#### 4.2.2. Oturak iskeleti yarı kompleksi

Koltuk oturak iskeleti; amortisör, hava körüğü, makaslı yükseltme iskeleti ve diğer bağlantı elemanlarından oluşan ikinci grup oturak iskeleti yarı kompleksi olarak adlandırılmıştır. Bu yarı komplexin; koltuk süngeri ve oturak sacı çıkarılmış komple koltuğu temsil ettiği de söylenebilir. Burada-montajlanan koltuk iskeleti üzerinde testler ve analizler yapılmıştır.

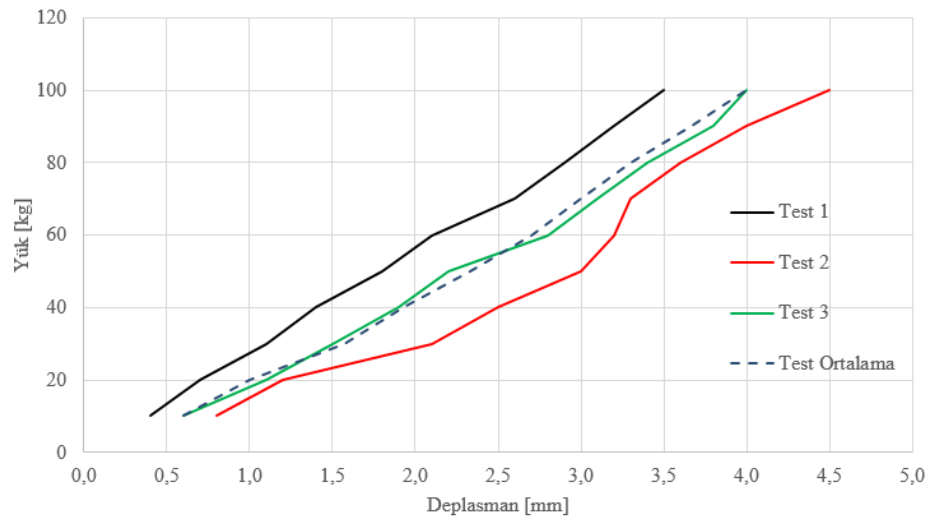
#### 4.2.2.1. Oturak iskeleti yarı kompleksinin mekanik testleri

Koltuk rijit bir platform üzerine konularak, belirli bir bölgeden 5x50 cm ölçülerinde bir plaka yardımıyla basıya zorlanmıştır. Şekil 4.25’de oturak iskeleti yarı kompleksi ve test aparatları görülmektedir. Yükseklik ayarı en üst konumda iken sabit bir hızda yaklaşık 100 kg civarında yüke ulaşılan kadar basma yükü uygulanmıştır.



Şekil 4.25. Oturak iskeleti yarı kompleksi basma testi düzeneği

Testler üç kez tekrar edilmiştir ve sonucunda Şekil 4.26’da gösterildiği gibi kuvvet – yer değiştirme eğrilerine ulaşılmıştır.

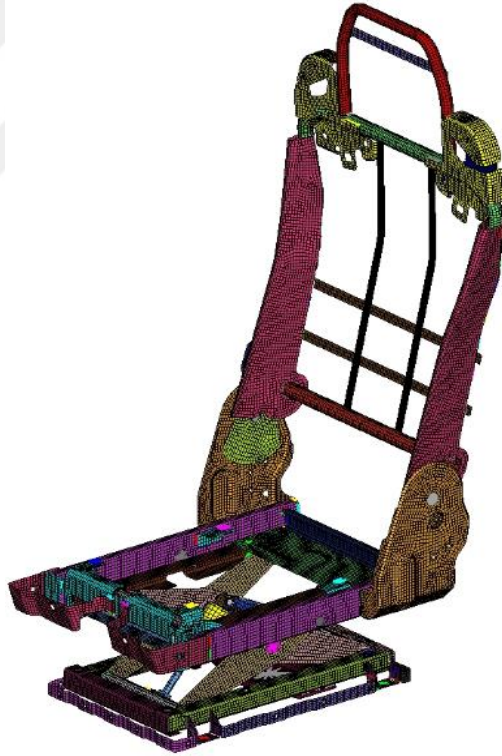


Şekil 4.26. Oturak iskeleti yarı kompleksi basma testi sonuçları

Şekilden de görüldüğü gibi 100 kg yük altında oturak iskeleti yarı kompleksi ortalama olarak 4 mm yer değiştirmiştir.

#### 4.2.2.2.Oturak iskeleti yarı kompleksinin sonlu elemanlar modeli

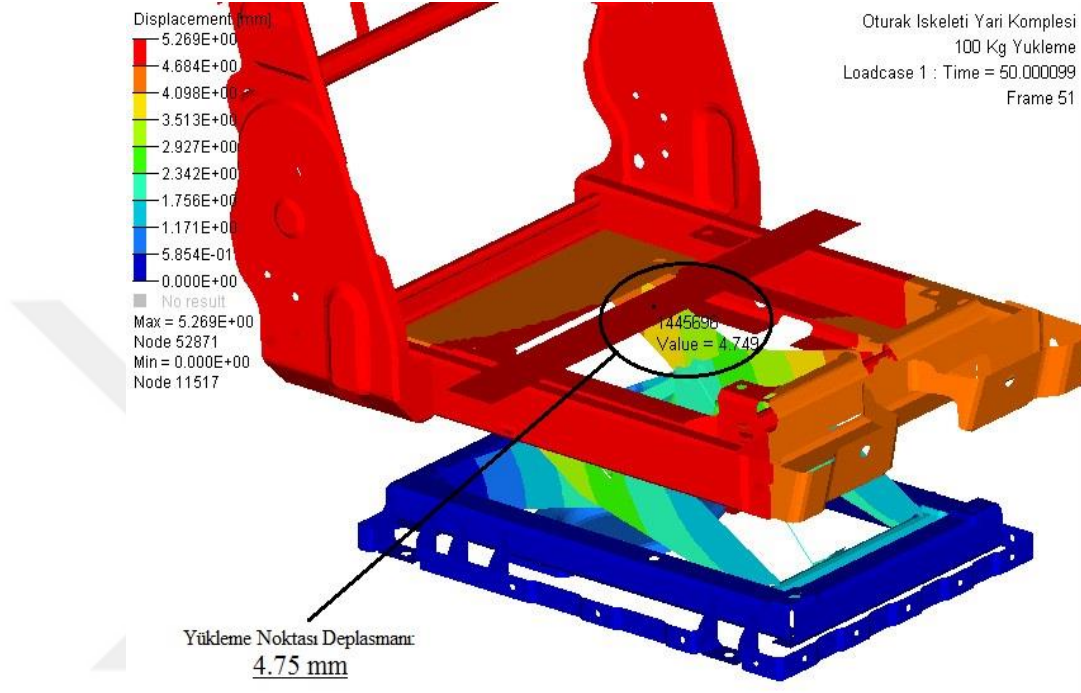
Oturak iskeleti yarı kompleksi için hazırlanan sonlu eleman modelinin doğrulanması, içerisinde fazla bağımsız parametre olduğu için önemlidir. Özellikle hava körüğü ve amortisör etkileşim halinde olup aynı anda çalışmaktadırlar. Ancak bu bağımsız parametreler daha önceki aşamalarda tek tek doğrulanıp modelleri hazırlandığı için yarı kompleye ait sonuçların testlerden farklı çıkması da beklenmemektedir. Burada daha önceden hazırlanıp doğrulanmış çelik iskelet yapısı, amortisör ve hava körüğünün sonlu elemanlar modelleri birleştirilerek oturak iskeleti yarı kompleksinin sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş-ve Şekil 4.27' de gösterilmiştir.



Şekil 4.27. Oturak iskeleti yarı kompleksi sonlu elemanlar modeli

Oluşturulan sonlu elemanlar modeline fiziksel testtekine benzer bir aparat yardımıyla 100 kg yük uygulanmıştır. Şekil 4.28'de sonlu elemanlar analiz sonucu görülmektedir. 100 kg yük uygulanan sonlu elemanlar analizi sonucunda oturak iskeleti yarı kompleksinde yükleme noktasında 4,75 mm deplasman oluşmuştur. Fiziksel testlerden elde edilen

ortalama deplasman değeri ise 4 mm idi. Bu sınır şartlarında ortaya çıkan sonuçlar incelendiğinde sanal ve fiziksel testler arasında 0,75 mm'lik bir fark olduğu ortaya çıkmaktadır ki bu değer de sonlu elemanlar modelinin, bu sınır şartlarında % 82'lik bir doğruluk oranına sahip olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.28. Oturak iskeleti yarı kompleksi basma testi sonlu elemanlar analizi sonucu

### 4.3. Komple Koltuk Çalışmaları

Daha önceki aşamalarda koltuk üzerindeki bağımsız parametrelerin mekanik özellikleri ölçülerek doğrulanmış, ardından yarı komple yapılar ile sonlu elemanlar modeli geliştirilmiş ve aynı zamanda testlerle tekrar doğrulanmıştı.

Bu aşamada ise prototip olarak hazırlanan komple koltuk üzerinde testler yapılmış ve koltuğun statik ve dinamik konforuna ait veriler ortaya konmuştur. Ayrıca bu yapılan testler sanal ortamda sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerle tekrar edilerek komple koltuk sonlu elemanlar modelinin elde edilmesine olanak sağlamıştır. Yapılan test ve analizlerle doğrulaması yapılmış bir komple koltuk sonlu elemanlar modeli koltuk ile ilgili yapılacak tüm test şartlarının sanal ortamda gerçekleştirilmesine imkan verecek olması bakımından da son derece önemlidir.

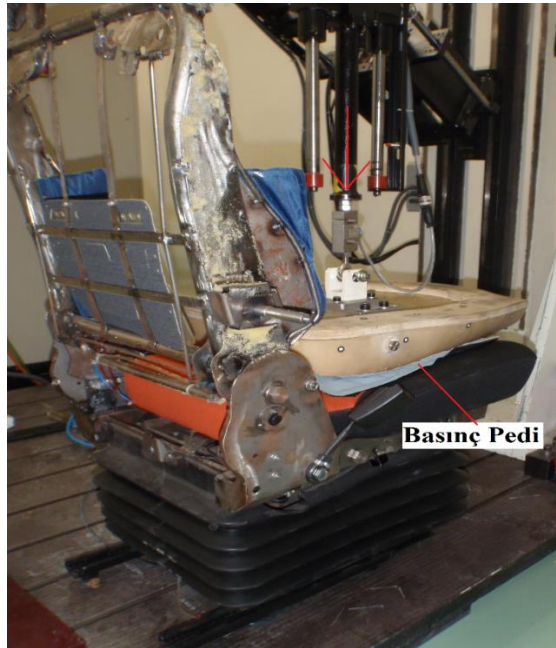


### 4.3.1. Komple koltuk statik konfor çalışmaları

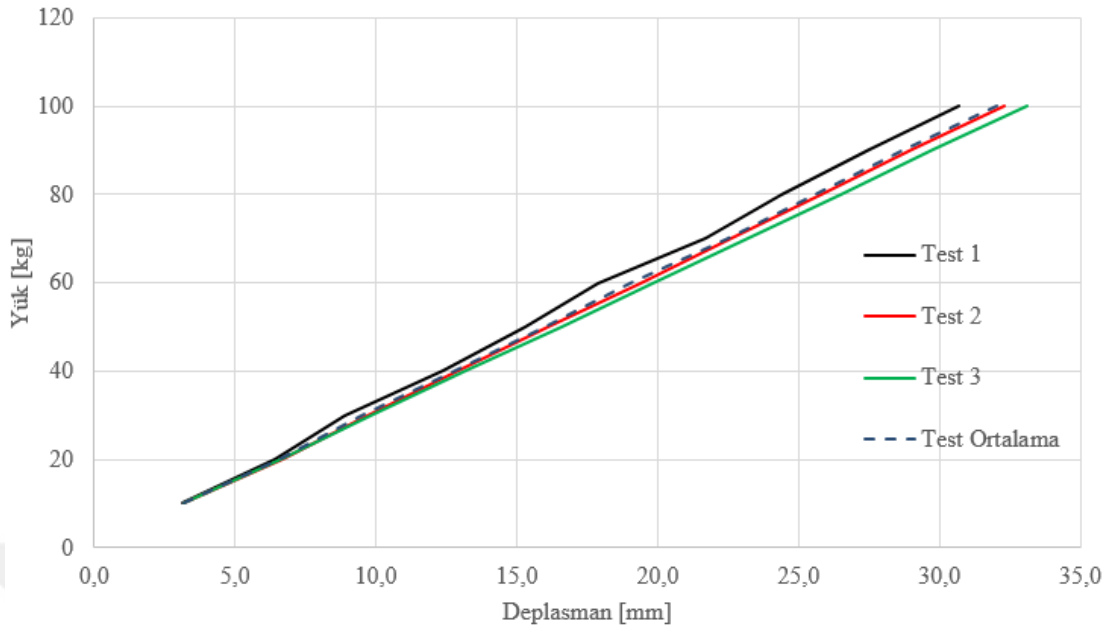
Bu aşamaya kadar yapılan çalışmalarda koltuk konforu üzerinde etkin olan parametreler hem ayrı ayrı hem de yarı kompleler şeklinde fiziksel testler yapılarak incelenmişti. Ayrıca bu fiziksel testlerden elde edilen bulgular sonlu elemanlar modelinin kurulmasında kullanılmıştı. Burada ise komple koltukla ilgili statik basma testiyle statik konfor değerlendirmesi yapılmıştır. Yine önceki aşamalarda olduğu gibi sonlu elemanlar modeli kurularak fiziksel testin doğrulaması yapılmıştır.

#### 4.3.1.1. Komple koltuk basma testi

Komple koltuğun statik olarak sürücü ilk oturduğunda ne kadar esnediğini ve bu yer değiştirme sırasında sünger üzerindeki basınç dağılımını incelemek amacıyla koltuğa statik basma testi uygulanmıştır. Prototip olarak hazırlanan komple koltuk rijit bir platform üzerine oturtulmuştur. Bu testte koltuk yüksekliği nominal pozisyonda ayarlanmış ve basınç uygulamak için insan kalça formuna sahip standart bir aparat yardımıyla sabit hızda bir yükleme gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.29'da bu teste ait düzenek gösterilmiştir. Statik basma testi yaklaşık 100 kg yük oluşana kadar devam ettirilmiş ve kuvvet yer değiştirme sonuçları Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Test 3 kez tekrar edilerek ortalama deplasman değerleri hesaplanmıştır. Sonuç grafiğinden de görüleceği gibi 100kg yük altında koltuk düşey doğrultuda ortalama olarak 32,1mm yer değiştirmektedir.

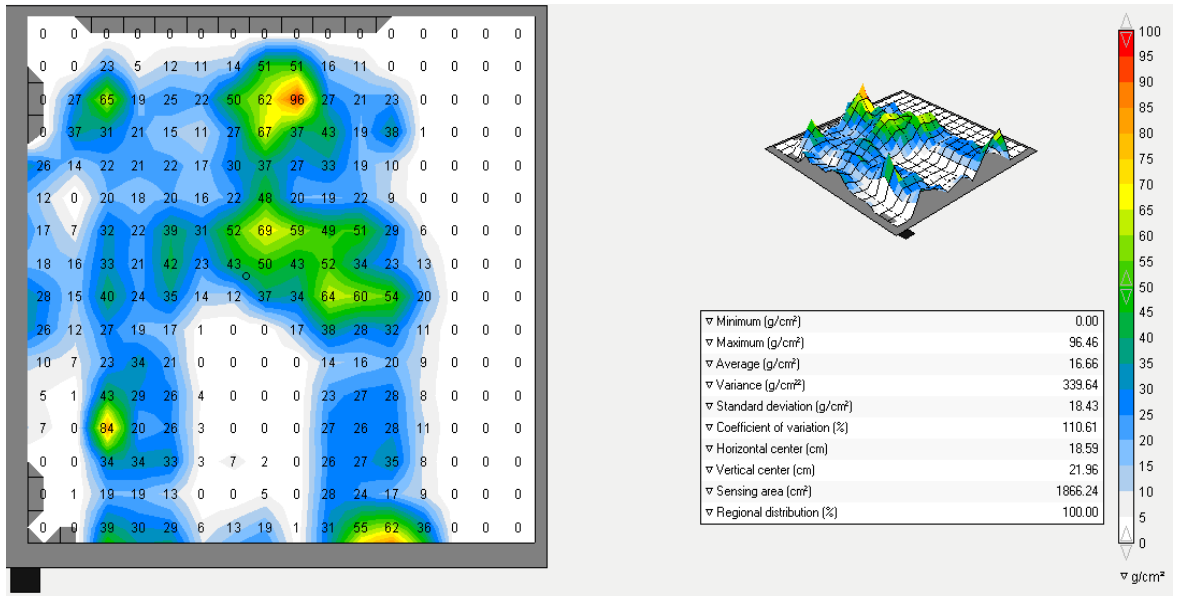


Şekil 4.29. Komple koltuk statik basma testi



Şekil 4.30. Komple koltuk basma testi sonucu oluşan kuvvet-yer değiştirme eğrileri

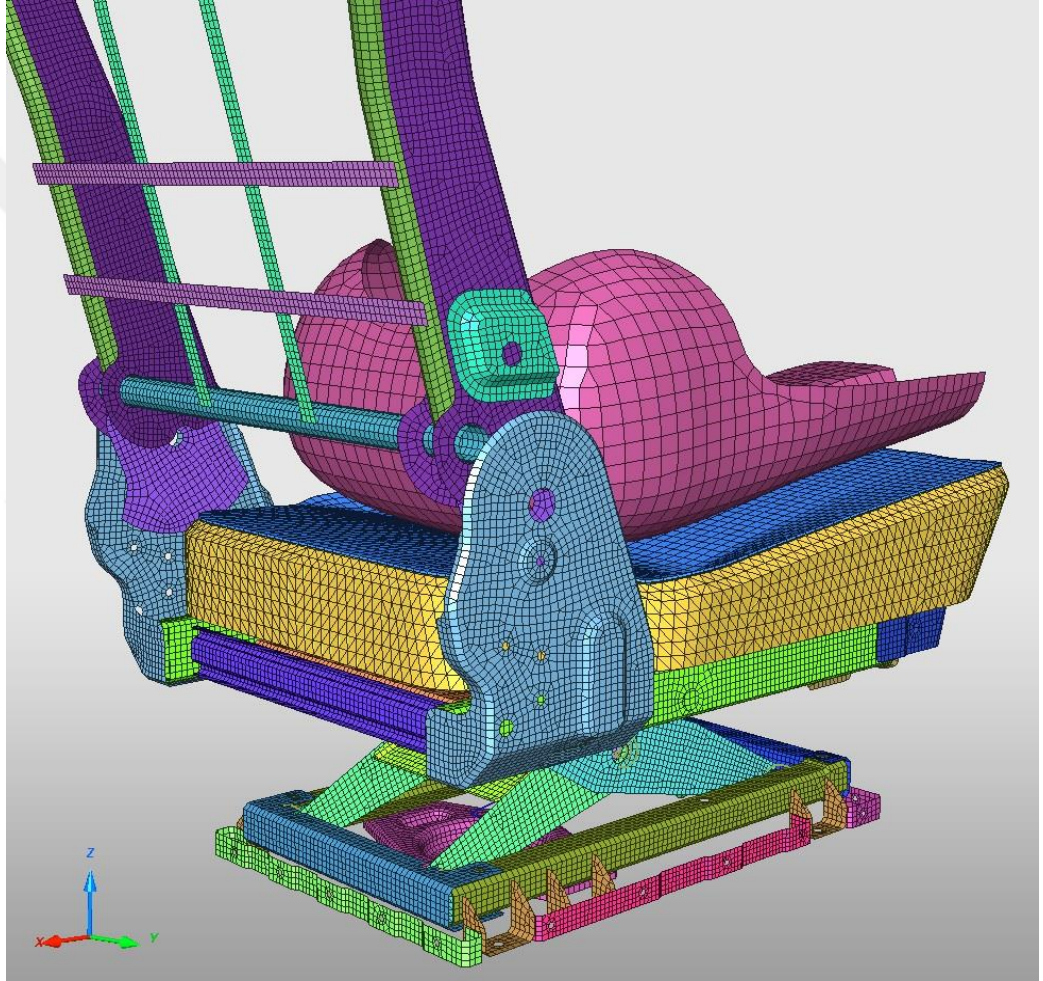
Basma testi neticesinde komple koltukta oluşan deplasman ölçümünün yanında bir basınç pedi yardımıyla oturma esnasındaki basınç dağılımı da ölçülmüştür. Bu basınç ölçümü statik durumdaki konfor değerlendirmesinde kullanılmıştır. Şekil 4.31’de 100 kg yükleme anındaki basınç dağılımı gösterilmiştir. Sonuçlara göre maksimum basınç 96,5 g/cm<sup>2</sup> civarında olup ortalama basınç değeri de 16,7 g/cm<sup>2</sup> ‘dir.



Şekil 4.31. 100 kg yük altında oturaktaki basınç dağılımı

#### 4.3.1.2. Komple koltuk basma testinin analizi

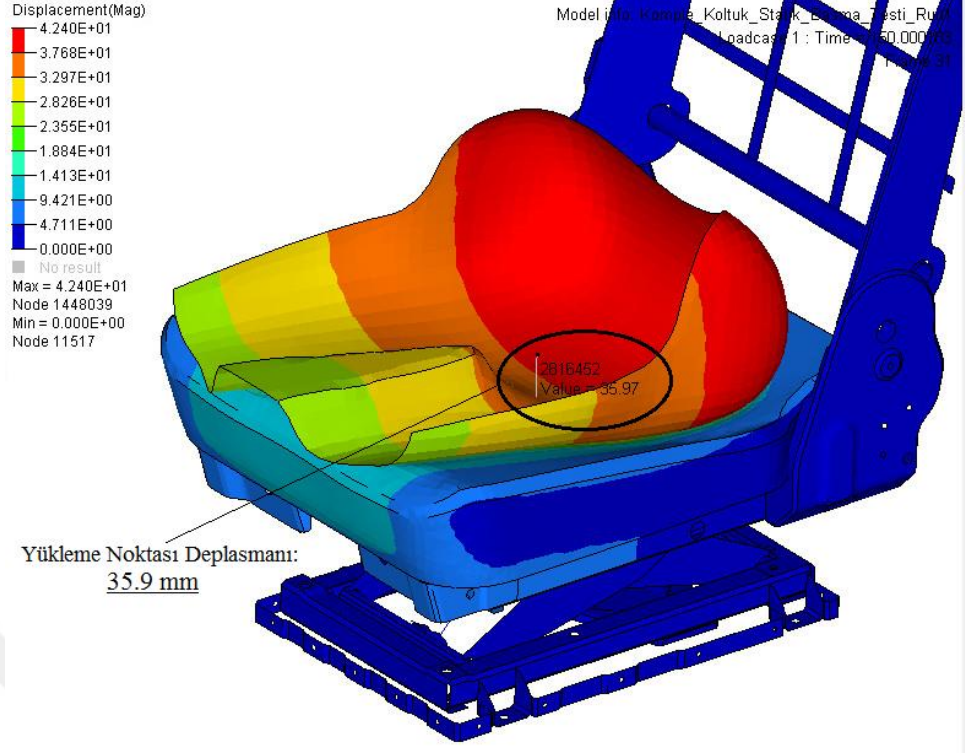
Bu aşamaya kadar koltukta bulunan parçalar ve yarı kompleler ayrı ayrı test edilip, testlere bağlı sonlu elemanlar modelleri kurulmuştu. Bu aşamada ise daha önce doğruluğu kanıtlanmış sonlu elemanlar modelleri bir araya getirilerek komple koltuk sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Bu hazırlanan modele fiziksel testteki sınır şartları aynen uygulanarak analiz yapılmıştır. Şekil 4.32’de sanal basma testi için oluşturulan komple koltuk sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.32. Komple koltuk basma testinin sonlu elemanlar modeli

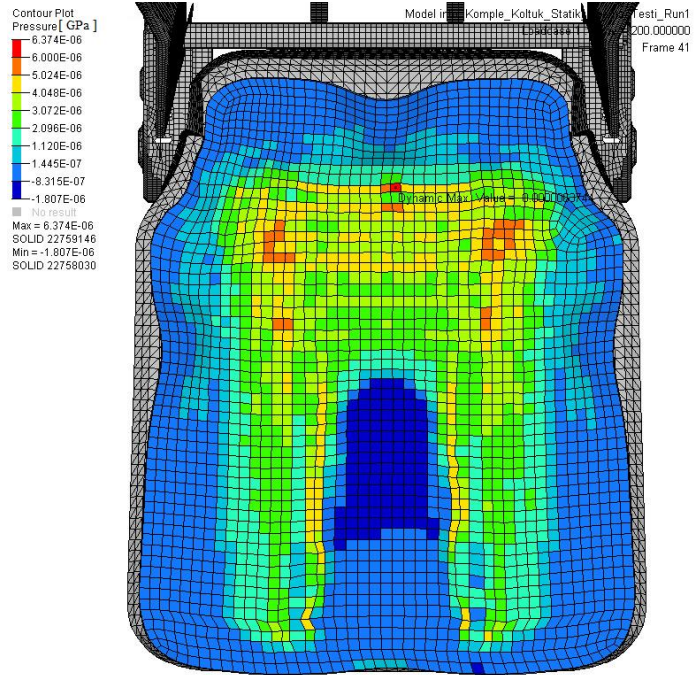
Şekil 4.33’de gösterildiği gibi, kurulan sonlu elemanlar modeliyle yapılan analiz sonucunda kuvvet uygulanan noktada ölçülen deplasman değeri 35,9 mm çıkmıştır. Bu değer fiziksel testte elde edilen sonuçlarla kıyaslandığında 3,8 mm fark olduğu görülmektedir. Böylece komple koltuk sonlu elemanlar modelinin, statik basma testi şartlarında %88,2 doğruluk oranına sahip olduğu gözlenmiştir.





Şekil 4.33. Komple koltuk statik basma testi sonucu

Ayrıca statik basma analizi sonucunda basınç dağılım haritası da oluşturulabilmektedir. Şekil 4.34' de analizden elde edilen basınç dağılım haritası gösterilmiştir.



Şekil 4.34. 100 kg yük altında basınç dağılım haritası



### **4.3.2. Komple koltuk dinamik konfor çalışması**

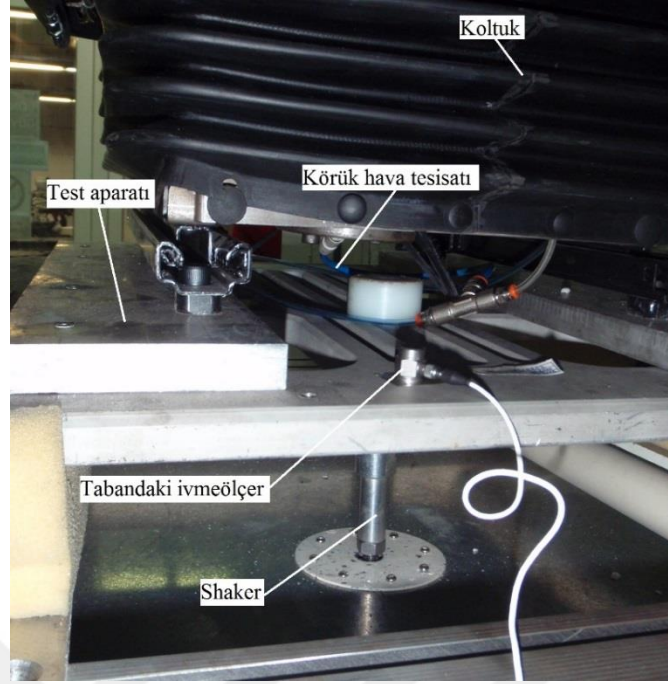
Koltuğun dinamik konfor analizleri için; prototip olarak üretilen koltuk üzerinde, bozuk bir yol girişini temsil eden sabit genlikli giriş sinyali etkisi altında sürücü konforunun ölçülmesi ve yorumlanması gerekmektedir. Çalışmanın bu bölümünde dinamik konfor testleri hem laboratuvar ortamında hem de sonlu eleman modeli aracılığıyla sanal ortamda yapılmış, elde edilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Komple koltuk üzerinde yapılan bu test ve analizlerle prototip olarak üretilen koltuğun standartlarda yer alan kriterlere göre konfor durumu belirlenmiştir.

#### **4.3.2.1. Komple koltuk dikey titreşim testi**

Bu test; sürüş esnasında yoldan gelen titreşimlerin sürücüye etkisini incelemek için yapılmaktadır. Bu titreşimler yoldaki bozukluklardan dolayı meydana gelmektedir. Araç ilerlerken yoldaki çukur ve tümseklerden dolayı zıplama hareketleri yapmaktadır. İlk olarak lastikler ve araç amortisörleri bu darbeleri sönmülemeye çalışırlar. Bu elemanlar ne kadar iyi çalışırsa çalışsınlar sonsuz bir sönmülemeye sahip olamazlar ve darbeler azaltılmış olarak araca iletilmektedir. Bu azaltılmış darbeye maruz kalan araç koltukları da gelen darbenin bir kısmını sönmüleyerek sürücü ve yolculara iletirler.

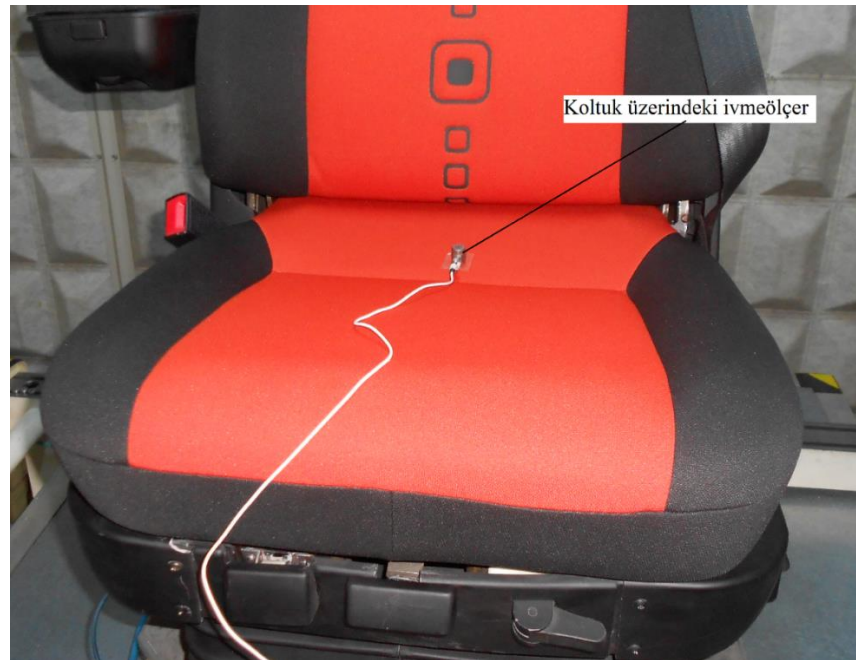
Koltuk üreticileri konfor çalışmalarında farklı yol şartlarında koltuğa gelen titreşimleri dikkate alırlar. Aynı yol şartlarında her aracın koltuk bağlantısına farklı titreşimler aktarılmaktadır. Bu sebeple bir koltuğa ait konfor değerlendirmesi yapılırken, koltuğun takılacağı araçtan koltuğa gelecek titreşimlere ait bilgilerin olması gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında prototip olarak üretilen koltuk bir araştırma ve geliştirme projesi kapsamında üretildiği için takılacağı ticari araç belli olmayıp uygun ticari araçlara ait yol datası bilgisi de bulunmamaktadır. Sürücü konforu açısından 5-20 Hz arasındaki frekanslarda titreşimler daha önemlidir. Bu nedenle, konfor değerlendirmesi yapabilmek için 5, 10 ve 15 Hz sabit frekanslı ve genlikli periyodik girişlerle testler yapılmıştır.

Üretilen prototip koltuğun dikey yönde çalışan sarsıcı cihaza bağlanması için öncelikle bir aparat tasarlanmıştır. Koltuk bu aparat yardımıyla test cihazına bağlanmış ve yükseklik ayar mekanizması hava desteğiyle çalıştığı için test odasına basınçlı hava bağlantısı yapılarak koltuk uygun pozisyona getirilmiştir. Test için hazırlanan bu düzenek Şekil 4.35' te gösterilmiştir.



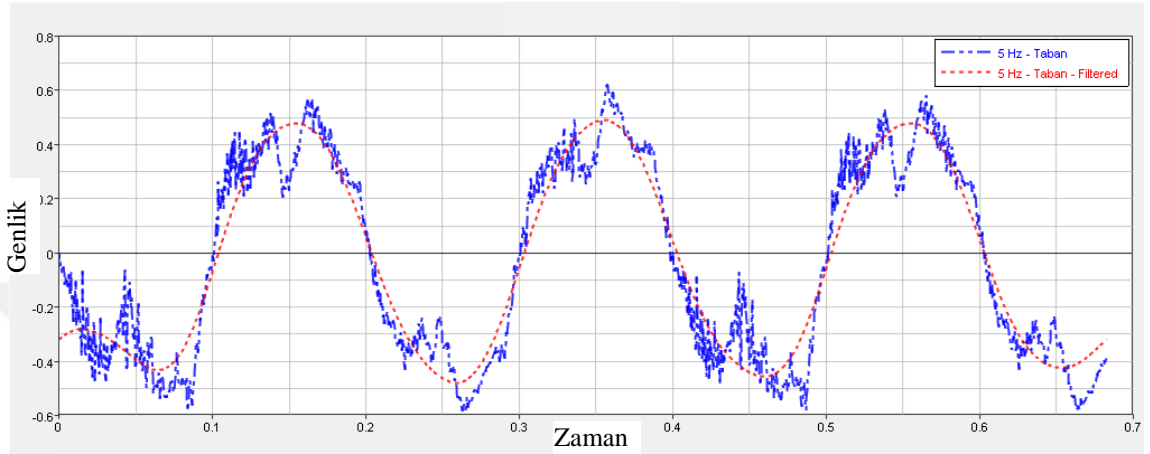
Şekil 4.35. Sarsıcı üzerinde koltuk taban bağlantısı ve taban sensörünün görüntüsü

Test esnasında aracı simgeleyen bağlantı aparatı ve sünger üzerine ivmeölçerler yerleştirilerek bu iki noktadan alınan ölçüm değerleri karşılaştırılmıştır (Şekil 4.36). Bu karşılaştırma koltuğa gelen titreşimin ne kadarının sürücü ve yolculara iletildiğini göstermektedir.



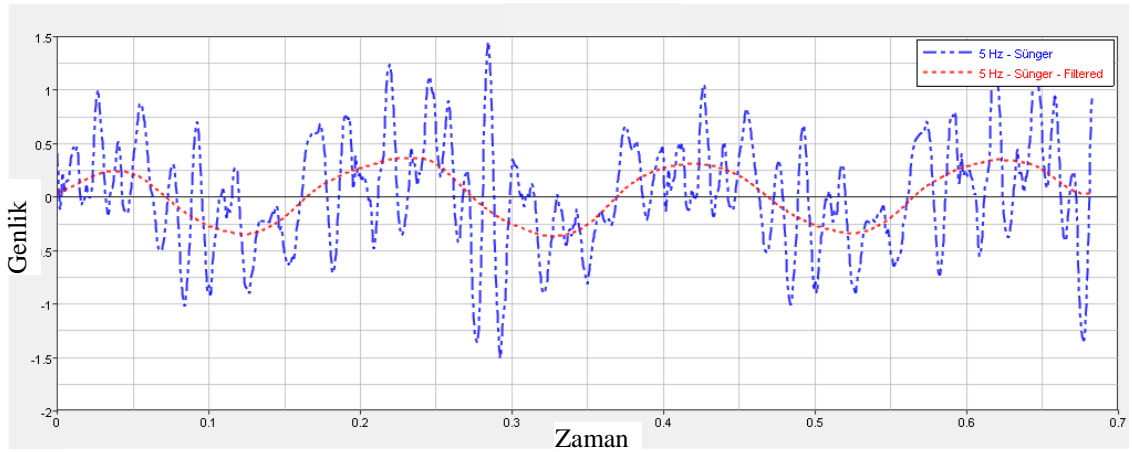
Şekil 4.36. Koltuk üzerindeki ivmeölçer

Koltuk ilk olarak 5 Hz frekansta sinüzoidal bir giriş sinyaline maruz bırakılmıştır. Koltuk tabanına koyulan ivmeölçer yardımıyla giriş genliğinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.37’de gösterilmiştir. Grafikte kırmızı renkteki eğri ise giriş sinyalinin filtrelenmiş halini göstermektedir. Koltuk tabanından aldığımız değerler aynı zamanda sarsıcı cihaza girilen değer ile aynıdır.



Şekil 4.37. Koltuk tabanına uygulanan 5 Hz’lik ivme girdisi

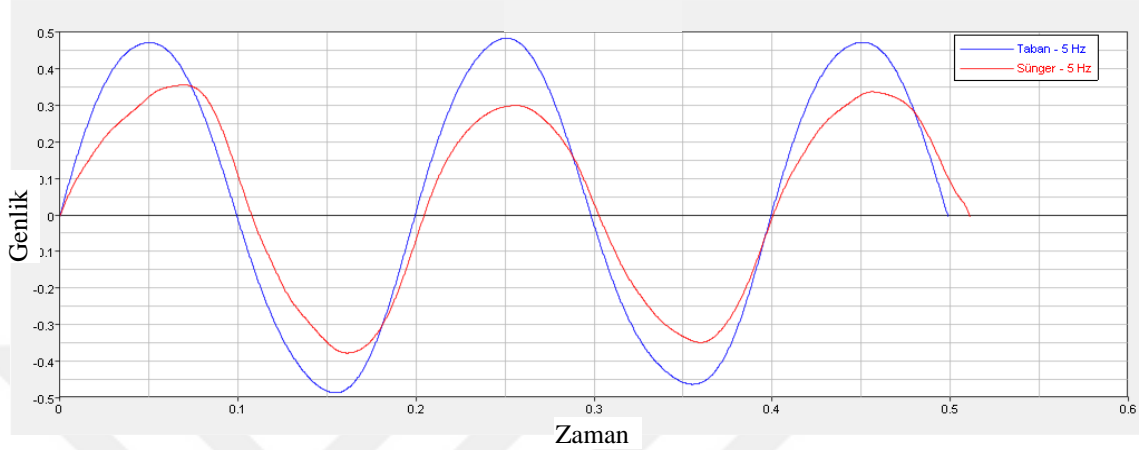
Aynı frekans bandında sünger üzerinden de ölçüm yapılmıştır. Bu ölçümün amacı tabandan gelen titreşimin büyüklüğünün sürücüyeye gelene kadar ne kadar azaldığını gözlemlemektir. 5 Hz bandında yapılan titreşim testi sonucunda sünger üzerinde ölçülen titreşim genliğinin zaman bağlı değişimi Şekil 4.38’de gösterilmiştir.



Şekil 4.38. Koltuk süngeri üzerinden ölçülen 5 Hz’lik ivme çıktısı

Yapılan ölçümler 5 Hz frekansında sabit genlikli periyodik bir girişe maruz kalan koltuğun sürücüyeye ne kadar titreşim aktardığını ortaya koymaktadır. Taban ve sünger

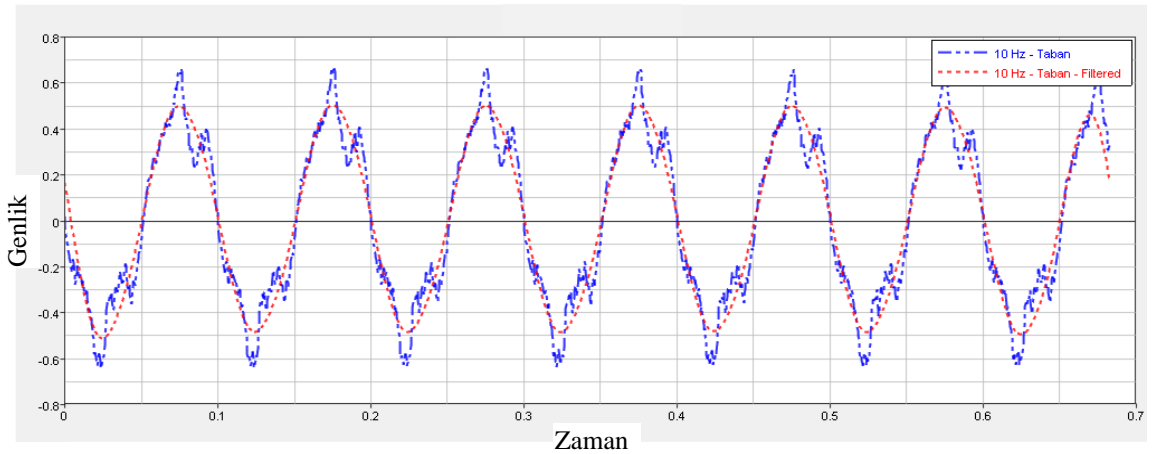
üzerinde ölçüm yapılırken farklı zamanlardan örnekleme metoduyla değerler alındığından elde edilen eğrilerin tepe noktaları farklı zamanlarda görülmektedir. Eğrileri karşılaştırmak için genliğin sıfır olduğu noktalar referans alınarak filtrelenmiş eğriler tekrar düzenlenerek Şekil 4.39’da gösterilmiştir.



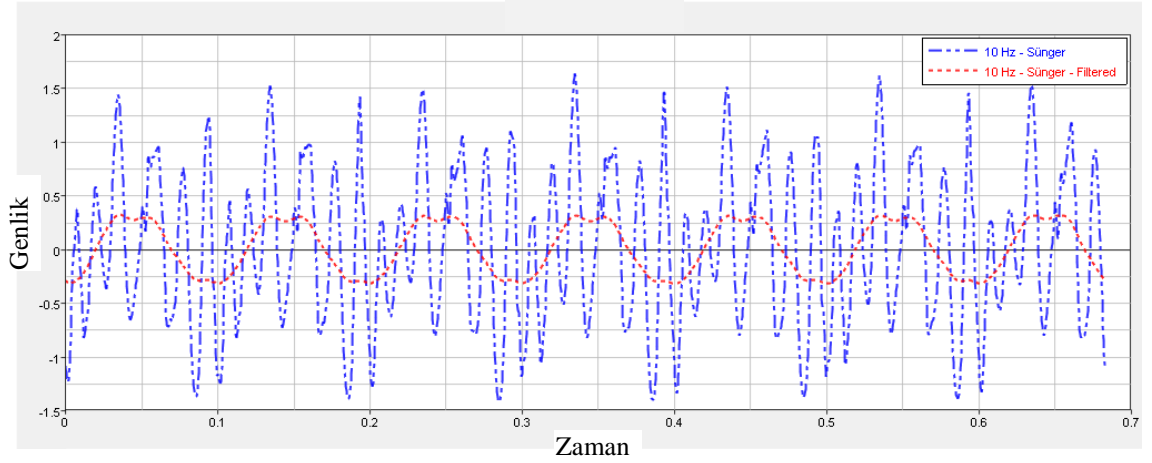
Şekil 4.39. 5 Hz’lik giriş sonucunda taban ve sünger üzerindeki ivme karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikten görüldüğü gibi 5 Hz frekansındaki periyodik bir girişte taban ve sünger üzerinden okunan değerler farklıdır. Bu fark koltuğun sönümleme kabiliyetini ortaya çıkarmaktadır. Eğrilerin genlik pik değerlerini karşılaştırdığımızda girişteki genliğin 0,486 çıkıştaki genliğin ise 0,302 birim olduğu görülmektedir. Bu değerlere göre koltuğa gelen titreşimin etkisi %37,9 oranında azaltılarak sürücüyeye aktarılmıştır.

Aynı testler 10 Hz frekans bandında yapılarak tekrar edilmiştir. Tabandan ve süngerden elde edilen ve 10 Hz ile filtrelenen ölçümlere ait zamana bağlı genlik değişimi Şekil 4.40 ve Şekil 4.41’de gösterilmiştir.

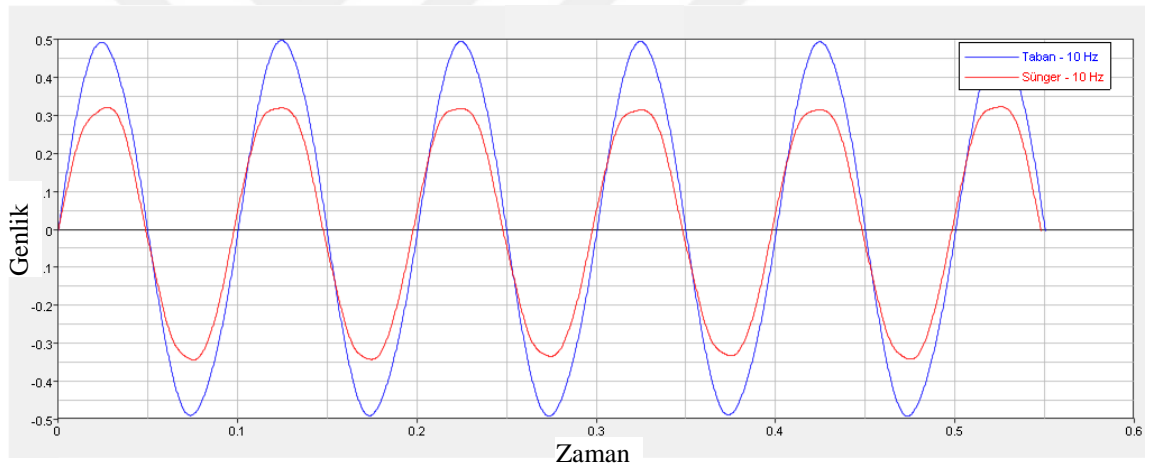


Şekil 4.40. Koltuk tabanına uygulanan 10 Hz’lik ivme girdisi



Şekil 4.41. Koltuk süngeri üzerinden ölçülen 10 Hz'lik ivme çıktısı

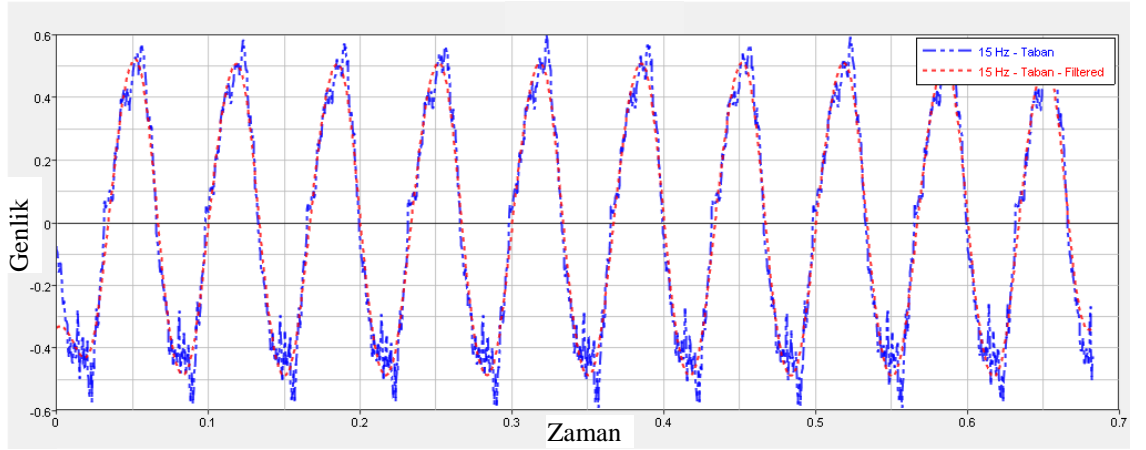
Bu frekansta yapılan testler neticesinde elde edilen filtrelenmiş taban ve sünger üzerindeki eğriler Şekil 4.42'de karşılaştırılmıştır.



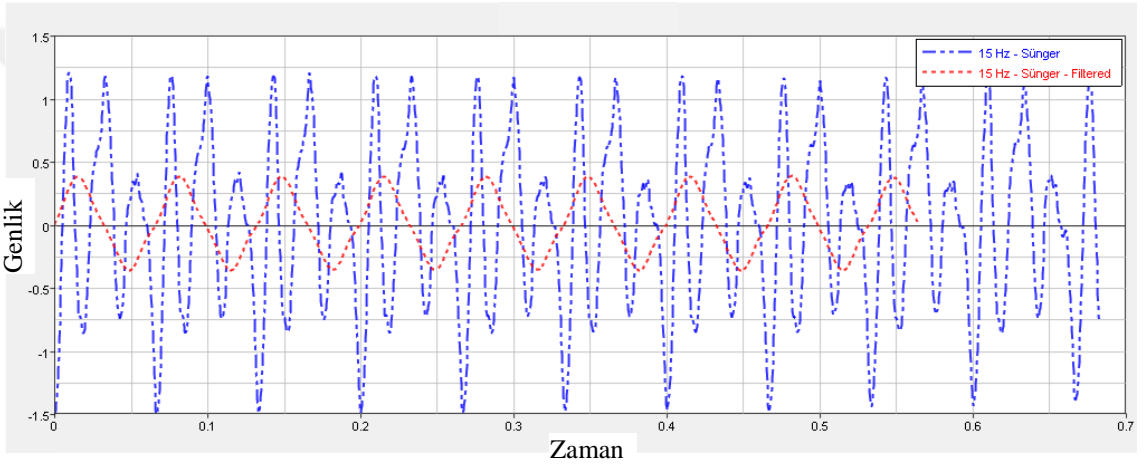
Şekil 4.42. 10 Hz'lik giriş sonucunda taban ve sünger üzerindeki ivme karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikten görüldüğü üzere 10 Hz frekansındaki periyodik bir giriş için taban ve sünger üzerinden okunan pik değerleri karşılaştırıldığında girişteki genliğin 0,497 çıkıştaki genliğin ise 0,320 birim olduğu görülmektedir. Bu değerlere göre koltuğa gelen titreşim etkisi %35,6 oranında azaltılarak sürücüyeye aktarılmıştır.

Testler son olarak 15 Hz frekans bandı için tekrar edilmiştir. Tabandan ve süngerden elde edilen ve 15 Hz ile filtrelenen ölçümlere ait zamana bağlı genlik değişimi Şekil 4.43 ve Şekil 4.44' te gösterilmiştir.

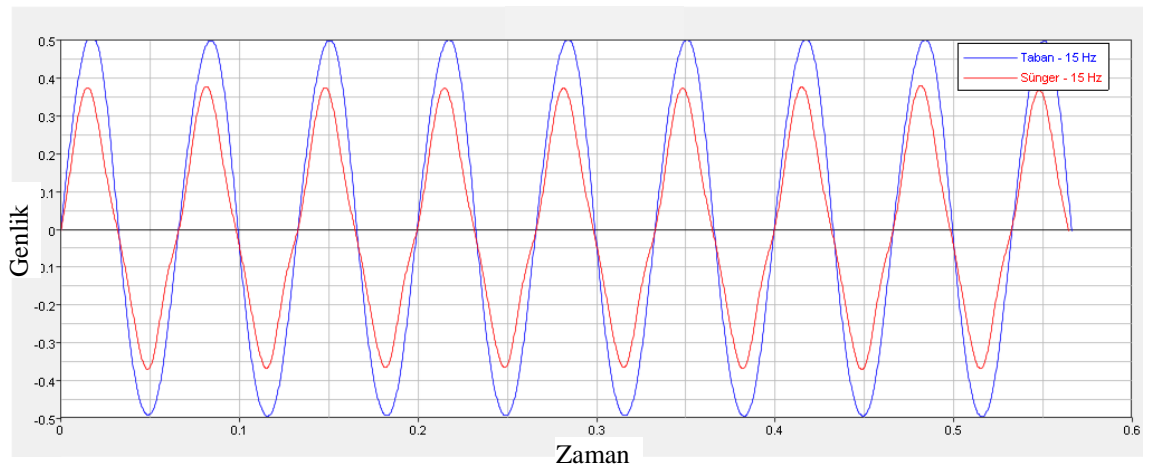


Şekil 4.43. Koltuk tabanına uygulanan 15 Hz'lik ivme girdisi



Şekil 4.44. Koltuk süngeri üzerinden ölçülen 15 Hz'lik ivme çıktısı

15 Hz frekansında yapılan testler neticesinde elde edilen taban ve süngere ait titreşim eğrileri Şekil 4.45'te karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.45. 15 Hz'lik giriş sonucunda taban ve sünger üzerindeki ivme karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikten görüldüğü üzere 15 Hz frekansındaki periyodik bir giriş için taban ve sünger üzerinden okunan pik değerleri karşılaştırıldığında girişteki genliğin 0,505 çıkıştaki genliğin ise 0,376 birim olduğu görülmektedir. Bu değerlere göre koltuğa gelen titreşim etkisi %25,5 oranında azaltılarak sürücüye aktarılmıştır.

Farklı frekanslarda yapılan bu testler sonucunda koltuğun sönümlenme kabiliyetinin %25-38 arasında olduğu belirlenmiştir.

#### **4.3.2.2.Komple koltuk dikey titreşim analizi**

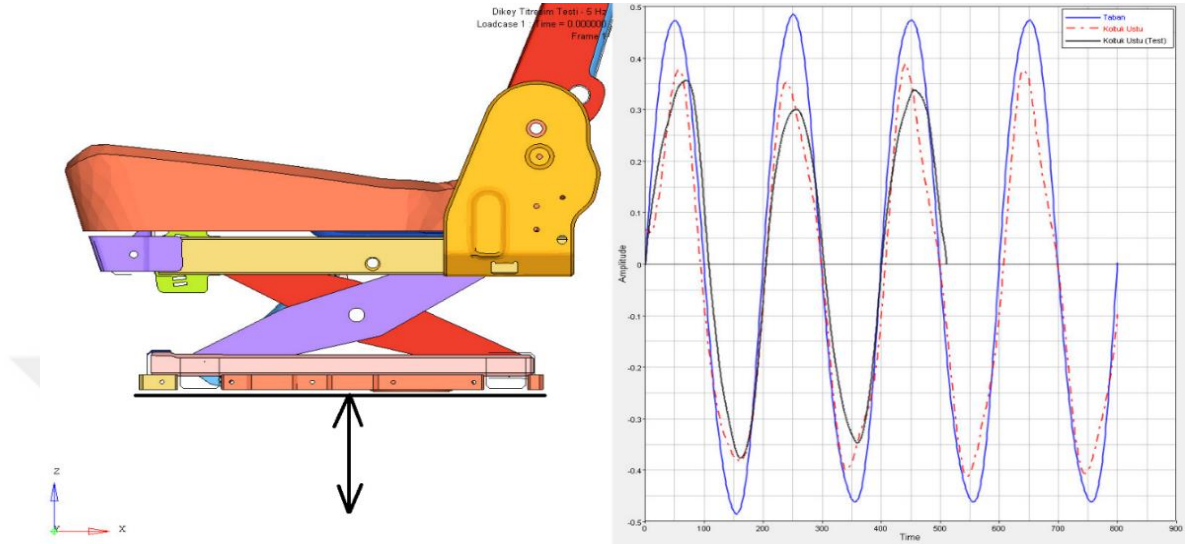
Komple koltuğa yapılan dikey titreşim testleri koltuğun dinamik konfor açısından durumunu ortaya koymuştur. Mevcut bir koltuğun dinamik konfora ait değerlerini öğrenmek için bir önceki adımda anlatılan testler kullanılabilir. Ancak yeni tasarlanan bir koltuğun konforuna ait değerleri öğrenilmek istendiğinde-koltuğu prototip olarak üretmek ve test etmek gerekmektedir. Bu ise uzun ve pahalı bir yöntemdir. O yüzden tasarlanan koltuğun prototibine gerek kalmadan istenen analizlerin üzerinde sorunsuz ve doğruluk oranı yüksek bir şekilde yapılabileceği koltuğa ait bir sonlu elemanlar modelinin olması oldukça önemlidir. Bu çalışmada hazırlanan komple koltuk sonlu elemanlar modeline dikey titreşim testindeki sınır şartları uygulanarak, modelin bu şartlarda ne kadar doğru sonuç verdiği incelenmiştir. Fiziksel testlerle sonlu elemanlar analizini karşılaştırmak için 5 Hz bandında yapılan testler referans alınmıştır. Komple koltuk sonlu elemanlar modeline de aynı periyodik giriş sinyali uygulanarak sonuçlar analiz edilmiştir.

Komple koltuk sonlu elemanlar modeli daha önceki bölümlerde izah edildiği üzere statik bir sınır şartı altında analiz edilip fiziksel test sonuçları ile doğrulanmıştır. Hazırlanan komple modelin tam anlamıyla doğrulanabilmesi için statik şartların yanı sıra bir dinamik sınır şartı altında da fiziksel testle benzer sonuçları verebilmesi gerekmektedir. Yapılan çalışma kapsamında dinamik konfor incelemesi için yapılmış olan testlerden 5 Hz frekans altında sabit genlikli bir darbe girişinin uygulandığı test şartına benzer bir sınır şartı komple koltuk sonlu elemanlar modeline de sınır şartı olarak tanımlanmış ve analiz edilmiştir.

Yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda 5 Hz frekansındaki periyodik bir giriş sinyali için sünger üzerinden okunan değerler sarsıcı testinden elde edilen değerlere yakındır.



Taban ve süngerden alınan verilerin genlik pik değerleri-karşılaştırıldığında da girişteki genliğin 0,486 çıkıştaki genliğin ise 0,320 birim olduğu görülmektedir. Bu değerlere göre koltuğa gelen titreşimin etkisi- %34,1 oranında azaltılarak sürücüye aktarılmaktadır.



Şekil 4.46. 5 Hz'lik dikey yönlü titreşim analizi sonuçları

Şekil 4.46'da sünger üzerinden okunan ivme değeri için hem analiz hem de test sonucu aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafikte mavi renkli eğri tabandan ölçülen giriş sinyalini, kırmızı renkli eğri analiz sonucunda elde edilen koltuk üstüne ait ivme değerlerini ve nihayet siyah renkli eğri ise sarsıcı testinden elde edilen yine koltuk üstüne ait ivme değerlerini göstermektedir. Grafikten de görüldüğü üzere, hazırlanan sonlu eleman modeli statik şartlarda olduğu gibi dinamik şartlar için de fiziksel testlere oldukça yakın değerler vermektedir.



## 5. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Çalışmada prototip olarak üretilmiş bir ticari araç sürücü koltuğunun statik ve dinamik şartlar altında sürücü konforuna etkileri incelenmiştir. Yapılan fiziksel testler neticesinde koltuğun statik koltuk konforu ve sürüş esnasındaki dinamik sürüş konforu hakkında fikir sahibi olunmuştur. Ayrıca fiziksel testlerden elde edilen veriler koltuğun sonlu elemanlar modelinin kurulmasında kullanılmıştır. Kurulan komple koltuk sonlu elemanlar modeli hem yasal gereklilikler hem de üretici firma kültüründe mevcut farklı test beklentilerinin analiz edilmesinde kullanılabilirlikte yeterlidir. Bu sebeple gerçek koltuğu doğru bir şekilde temsil eden bir sonlu elemanlar modeli elde etmiş olmak bu çalışmanın önemli sonuçlarından biridir.

### 5.1 Statik Konfor Sonuçlarının Değerlendirmesi

Bu çalışmada statik konfor testleri için en ağır dilimde bulunan %95'lik erkek ölçüleri referans alınarak 100 kg'lık bir yük uygulanmıştır. Bunun sebebi; literatürde bulunan bir araştırma sonuçlarına göre %95'lik dilime giren Amerikan erkeklerinin 40-50 yaş aralığında yaklaşık 115 kg ağırlığında olmaları ve vücut ağırlığının 5/7'si yani 82 kg'nın oturağa iletilmesidir. Bir mühendislik yaklaşımı olarak daha doğru bir ürüne ulaşmak amacıyla hedef kütle %20 emniyet katsayısı kadar arttırıldığında koltuğa uygulanması gereken yük yaklaşık 100 kg olarak belirlenmiştir.

Yapılan çalışmada komple koltuk basma testinde 100 kg yük uygulanırken kalça formu ile koltuk süngeri arasına basınç pedi konularak oluşan basınç dağılımı ölçülmüştür (Şekil 4.31). Bu sonuçlara göre ischia bölgesinde okunan en yüksek değerin 96,5 gr/cm<sup>2</sup> olduğu görülmektedir. Bu değerle, prototip olarak üretilmiş olan koltuğun Çizelge 3.1'de verilen konfor değerlendirme kriterlerine göre “**çok iyi**” düzeyinde konforlu bir koltuk olduğu belirlenmiştir.

### 5.2. Dinamik Konfor Sonuçlarının Değerlendirmesi

Bu tez çalışması kapsamında dinamik konfor değerlendirme yapabilmek için 5, 10 ve 15 Hz sabit frekanslı ve genlikli periyodik giriş sinyalleri ile 9 adet test yapılmıştır. Bu testlerden elde edilen ivmelerin karekök ortalama değerleri Çizelge 5.1'de gösterilmiştir. Çizelgede tabana uygulanan giriş ivmesine ait rms değerleri, sünger üzerinden alınan

ivmelere ait rms değerleri ve koltuğa ait SEAT değeri hesaplanarak gösterilmiştir. İvmeölçerlerden elde edilen ivme değerleri Hypergraph programı kullanılarak rms değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 5.1. Sürüş konforu test sonuçları

Test No	Frekans [Hz]	Taban RMS	Sünger RMS	SEAT Value
1	5	0,363	0,252	0,694
2	5	0,36	0,246	0,683
3	5	0,361	0,249	0,690
4	10	0,359	0,245	0,682
5	10	0,358	0,242	0,676
6	10	0,356	0,243	0,683
7	15	0,36	0,238	0,661
8	15	0,355	0,235	0,662
9	15	0,356	0,237	0,666
Ortalama Değerler		0,359	0,243	0,677

Yapılan 9 testin ortalamasına göre sürücüye aktarılan ivmenin rms değeri 0.243 m/s<sup>2</sup>'dir. Çizelge 3.2'de verilen ISO 2631 standardında yer alan sürüş konforu değerlendirme endeksine göre incelenen koltuk "**konforlu**" çıkmıştır.

SEAT değeri sürücüye iletilen ivmenin, koltuğa gelen ivmeye oranıdır. Bu sebeple bu değerin olabildiğince düşük olması istenir. Literatürdeki alışmalar incelendiğinde benzer tipteki koltuklar için 0,50 ile 0,70 arasında değerler bulunmaktadır. Özellikle aktif süspansiyonlu koltuklarda en iyi değerlere ulaşılmıştır. Bu alışma kapsamında testlere tabi tutulan koltuğa ait ortalama SEAT değeri ise 0,677 bulunmuştur. Bu da genel çerçevede kabul edilebilir bir değerdir.

Bu alışma kapsamında tasarım kriterleri göz önünde bulundurularak tasarlanan ve bu tasarıma bağlı kalınarak üretilen prototip koltuğa ait statik ve dinamik konfor değerlendirmeleri yapılmıştır. Sonuçlara göre prototip koltuğun; konfor kriterleri ve literatürdeki benzerleri dikkate alındığında konforlu bir koltuk olduğu gözlemlenmiştir.

Ayrıca bu çalışmada koltuğa ait doğru bir sonlu elemanlar modeli kurmak için nasıl bir yol izlenmesi gerektiği açıklanmıştır. Elde edilen bu model koltukta kullanılacak yeni hammadde ve ürünlerin etkisini görebilmek için kullanılabilir. Ayrıca komple koltuk modeli hazırlamada kullanılan bu metot yeni çalışmalara da yol gösterecektir.



## KAYNAKLAR

**Anonim, 2015.** Erkeklerin yaşa bağlı olarak ağırlıklarının ortalaması grafiği. <http://halls.md/average-weight-men/>-(Erişim tarihi: 01.12.2015).

**Anonim, 2015.** Suspa, Softline Technical Information. [http://www.suspa.com/fileadmin/3\\_bilder/Bilderpool/DOWNLOAD-files/Kataloge/Industrie/softline\\_E.pdf](http://www.suspa.com/fileadmin/3_bilder/Bilderpool/DOWNLOAD-files/Kataloge/Industrie/softline_E.pdf)-(Erişim tarihi: 01.12.2015).

**Basri, B., Griffin, M.J. 2014.** The application of SEAT values for predicting how compliant seats with backrests influence vibration discomfort. *Applied Ergonomics*, 45: 1461-1474

**Blood, R.P., Ploger, J.D., Yost, M.G., Ching, R.P., Johnson, P.W. 2009.** Whole body vibration exposures in metropolitan bus drivers: A comparison of three seats. *Journal of Sound and Vibration*. 329: 109-120

**Bouzara, M., Richard, M.J., Rakheja, S. 2004.** Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics*, 43: 97-118.

**Ciloglu, H., Alziadeh, M., Mohany, A., Kishawy, H. 2015.** Assessment of the whole body vibration exposure and the dynamic seat comfort in passenger aircraft. *International Journal of Industrial Ergonomics*. 45: 116-123

**Çay, İ.C. 2006.** Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümlenme elemanları üzerine bir araştırma. *Doktora Tezi*, Ankara Üniv. Fen Bilimleri Enst. Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.

**Çakır, Ç. 2006.** Pasif ve yarı aktif kamyon kabini süspansiyon sistemleri tasarımı ve optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniv., Fen Bilimleri Enst. İstanbul.

**Düven, E. 2007.** Taşıtlar için aktif süspansiyon denetiminin geliştirilmesi. *Doktora Tezi*, Uludağ Üniv. Fen Bilimleri Enst. Elektronik Müh. Anabilim Dalı, Bursa.

**Els, P.S. 2005.** The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 42:47-64.

**Esim, E. 2010.** Süspansiyon sistemlerinin PID ile kontrolü. *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniv. Fen Bilimleri Enst. Mekatronik Müh. Anabilim Dalı, Kayseri.

**Giacomin, J., Hacaambwa, T.M. 2001.** Performance of ISO2631 and BS6841 comfort criteria for evaluating automobile road vibrations. *Department of Mechanical Engineering. The University of Sheffield*.

**International Standard, ISO 2631-1 1997.** Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration, Second Edition, 1997-05-01.

- Ippili, R.K., Davies, P., Bajaj, A.K., Hagenmayer, L. 2007.** Nonlinear multi-body dynamic modeling of seat-occupant system with polyurethane seat and H-point prediction. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38: 368-383.
- Karen, İ., Kaya,N., Öztürk, F., Korkmaz, İ. 2011.** Taşıt sürüş konfor özelliklerinin fiziksel testler ile belirlenmesi ve analizi. *Mühendis ve Makina*, 52(615): 69-74.
- Kolich, M. 2007.** A conceptual framework proposed to formalize the scientific investigation of automobile seat comfort. *Applied Ergonomics*. 39: 15-27.
- Kolich, M., Essenmacher, S.D., McEvoy, J.T. 2004.** Automotive seating: the effect of foam physical properties on occupied vertical vibration transmissibility. *Journal of Sound and Vibration*, 281: 409-416.
- Kyung, G., Nussmaum, M.A., Babski-Reeves, K. 2007.** Driver sitting comfort and discomfort (part I): Use of subjective ratings in discriminating car seats and correspondence among ratings. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38: 516-525.
- Lewis, C.H., Griffin, M.J., 2002.** Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 295:311.
- Maciejewski, I., Meyer, L., Krzyzynski, T. 2010.** The vibrations damping effectiveness of an active seat suspension system and its robustness to varying mass loading. *Journal of Sound and Vibration*, 329: 3898-3914.
- Mansfield, N., Sammonds, G., Nguyen, L. 2015.** Driver discomfort in vehicle seats – Effect of changing road conditions and seat foam composition. *Applied Ergonomics*, 50: 153-159
- Mehta, C.R., Tewari, V.K. 2009.** Damping characteristic of seat cushion materials for tractor ride comfort. *Journal of Terramechanics*. 47: 401-406.
- Niekerk,J.L., Pielemeier, W.J., Greenberg, J.A. 2002.** The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort. *Journal of Sound and Vibration* 260: 867–888.
- Qiu,Y., Griffin,M.J. 2004.** Transmission of vibration to the backrest of a car seat evaluated with multi-input models. *Journal of Sound and Vibration*, 274: 297–321.
- Paddan, G.S., Griffin, M.J. 2001.** Effect of seating on exposures to whole-body vibration in vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, 253: 215-241.
- Siefert, A., Pankoke, S., Wölfel, H.P. 2008.** Virtual optimisation of car passenger seats: Simulation of static and dynamic effects on drivers' seating comfort. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38: 410-424.

**Tuncel, O. 2008.** Kamyon kabin süspansiyonunun incelenmesi ve konfor optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniv., Fen Bilimleri Enst. Makine Müh. Anabilim Dalı, İstanbul.

**Türkkan, Y.A. 20014.** Sürüş konforu için taşıt koltuk titreşimlerinin modellenmesi ve analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniv. Fen Bilimleri Enst. Makine Müh. Anabilim Dalı, Bursa.

**Verver, M.M., de Lange, R., van Hoof, J., Wismans, J.S.H.M. 2004.** Aspects of seat modelling for seating comfort analysis. *Applied Ergonomics*, 36: 33-42.

**Westhuizen, A., Niekerk, J.L. 2006.** Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort. *Journal of Sound and Vibration* 295: 1060-1075.

**Wu, X., Griffin, M.J. 1997.** A semi-active control policy to reduce the occurrence and severity of end-stop impacts in a suspension seat with an electrorheological fluid damper. *Journal of Sound and Vibration* 203(5): 781-793.

**Wu, X., Rakheja, S., Boileau, P.E. 1996.** Study of human-seat interface pressure distribution under vertical vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 21: 433-449.

**Zhang, X. 2014.** Measurement and modelling of seating dynamics to predict seat transmissibility. *Doktora tezi*, University of Southampton, Faculty of Engineering and the Environment, Institute of Sound and Vibration Research, Southampton.

**Zhang, X., Qiu, Y., Griffin, M.J. 2015.** Transmission of vertical vibration through a seat: Effect of thickness of foam cushions at the seat pan and backrest. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 48: 36-45.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ertuğrul Samet Ergün

Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 1986

Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu

Lise : Bursa Kız Lisesi 2004

Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Müh. 2008

Yüksek Lisans : Uludağ Ü., Fen Bilimleri Ens, Mak. Müh. ABD

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Martur AŞ, 2010-Halen

Ons Makine, 2007-2009

İletişim : esametergun@hotmail.com