

**GİYOTİN SAC KESME TEZGAHI ZEMİN  
TİTREŞİM HAREKETİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes KARABULUT

Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi Ceyhun YILMAZ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

Ekim 2019

**AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**GİYOTİN SAC KESME TEZGAHI ZEMİN**  
**TİTREŞİM HAREKETİNİN ARAŞTIRILMASI**

**Enes KARABULUT**

**Danışman**  
**Dr. Öğr. Üyesi Ceyhun YILMAZ**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**

**Ekim 2019**

## TEZ ONAY SAYFASI

Enes KARABULUT tarafından hazırlanan "GİYOTİN SAC KESME TEZGAHI ZEMİN TİTREŞİM HAREKETİNİN ARAŞTIRILMASI" adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 28/10/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

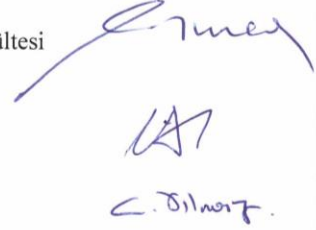
**Danışman** :Dr. Öğr. Üyesi Ceyhun YILMAZ

**İmza**

**Başkan** :Doç. Dr. Mustafa TUNCER  
Kütahya Dumlupınar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

**Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Şükrü ÜLKER  
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

**Üye** :Dr. Öğr. Üyesi Ceyhun YILMAZ  
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi



Afyon Kocatepe Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun  
...../...../..... tarih ve  
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....  
Prof. Dr. İbrahim EROL  
Enstitü Müdürü

**BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI**  
**Afyon Kocatepe Üniversitesi**

**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.**

04/10/2019



Enes KARABULUT

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### GİYOTİN SAC KESME TEZGAHI ZEMİN TİTREŞİM HAREKETİNİN ARAŞTIRILMASI

Enes KARABULUT

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

**Danışman:** Dr. Öğr. Üyesi Ceyhan YILMAZ

Bu çalışmada, giyotin tezgahının üretmiş olduğu kuvvetten dolayı makinenin gövdesinde ve zemindeki titreşim büyüklükleri belirlenmiştir. Dört kanalla ivme ölçerle yer değiştirme, hız ve ivme değerleri ölçülmüştür. Giyotin tezgahının ayaklarında titreşim takozlu ve titreşim takozsuz olarak iki duruma göre titreşim büyüklükleri ölçülmüştür. Tezgahın gövdesinde ve zemindeki titreşim değerleri eş zamanlı olarak ölçülmüş dört kanallı yüksek hassasiyetli datalogger cihazının kartına bilgiler yüklenmiş daha sonra bilgisayar ortamında sonuçlar incelenmiştir. Tezgah ayakları altında belirli rijitliğe sahip titreşim takozları kullanılmıştır. Tezgah kütesine göre titreşim takozlarının seçimi yapılmıştır. Titreşimin istenen değerlere indirilmesiyle üretimde daha çok hassas ve yüksek toleranslı parçaların üretimi mümkün olacaktır. İşçi sağlığı korunacaktır aynı zamanda tezgahların yıpranması azalacaktır. Buradan şu sonuca ulaşmakdayız, titreşim takozu kullanılarak tezgahların zemine bağlanması sonucu düşey titreşim kuvvetinin azaldığını görmekteyiz. Tezgahların zemine bağlantısında titreşim takozlarının kullanılması çok faydalı olacağı kanaatine varılmıştır. Tezgah ve zemin bağlantısında titreşim takozunun kullanılması sonucunda zemine geçen titreşim hareketinin vetezgah gövdesindeki titreşim hareketinin de azaldığı görülmüştür. Ayrıca, tezgah tarafından ortaya çıkan gürültü şiddetinde azalma olmuştur.

**2019,viii+ 61 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** Titreşim, tezgah titreşimi, titreşim takozları, titreşim yalıtımı

## **ABSTRACT**

M.Sc. Thesis

### **INVESTIGATION OF GROUND VIBRATION MOVEMENT IN GUILLOTINE SHEET CUTTING WORKBENCH**

Enes KARABULUT

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Asst. Prof. Ceyhun YILMAZ

In this study, the vibration magnitudes of the workbench body and ground were investigated due to the force caused by the guillotine machine. Displacement, velocity, and acceleration values were measured with a four-channel accelerometer. The magnitude of the vibration on the legs of the guillotine bench was measured in both cases with and without wedges.. The vibrations on the body and floor of the workbench were measured simultaneously. The information was loaded on the card of the four-channel high-precision datalogger, and then the results were analyzed in a computer environment. Vibration wedges with a certain rigidity are used under the bench legs. Vibration wedges were selected according to the machine mass. It will be possible to produce more sensitive and high tolerant parts in production. Workers' health will be protected, and workbench wear will be reduced. As a result, we see that the vertical vibration force is reduced as a result of connecting the workbench to the ground using the vibration mount. It was concluded that the use of vibration wedges in the connection of the workbench to the floor would be beneficial. As a result, it has been observed that the vibration on the floor and vibration on the bench body are reduced by the use of vibration wedge in the workbench and floor connection. Also, the intensity of noise reduction has been revealed by the workbench.

**2019, viii+ 61 pages**

**Keywords:** Vibration, workbench vibration, vibration mounts, vibration insulation

## TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve tezin yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarında dolay tezin danışmanım Sayın

Dr. Öğr. Üyesi ceyhan YILMAZ'a araştırma ve yazım süresince emeği geçen fakülte ğretim elemanlarına ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolay aileme teşekkür ederim.

Enes KARABULUT

Afyonkarahisar 2019

## İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR .....	7
3. MATERYAL VE METOD .....	13
3.1 Titreşim.....	13
3.1.1 Titreşim Kontrolü.....	18
3.1.2 Titreşimlerin İzolasyonu .....	21
3.1.3 Sönümlü Peryodik Sistemler.....	25
3.1.4 Titreşim Kontrolü Elemanları .....	26
3.1.4.1 Yay Elemanları .....	26
3.1.4.2 Sönüm (Damper) Elemanları.....	28
3.1.4.3 Yaylar ve Damperlerin Birleşimleri .....	30
3.2 Materyal .....	31
3.2.1 Deneysel Çalışmada Makina Ayaklarında Kullanılan Titreşim Takozları ....	31
3.2.2 Deneysel Çalışmada kullanılan Giyotin Sac Kesme Tezgahı .....	32
4. BULGULAR .....	38
4.1 Yer Değiştirme Hareketinin Karşılaştırılması .....	40
4.2 İvme Değerlerinin Karşılaştırılması.....	45
4.3 Hız Değerlerinin Karşılaştırılması .....	49
5. TARTIŞMA ve SONUÇ .....	54
6. KAYNAKLAR.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	61



## SİMGELER

### Simgeler

---

$\omega$	Açısal frekans
$m$	Kütlesi
$y(t)$	zemin hareketin frekansı
$c$	Sönüm sabiti
$t$	Zaman
$\omega_n$	Doğal frekans
$F_z$	Lineer frekans
$r$	Frekans oranı
$v$	Hız
Hz	Hertz
$\dot{x}$	Kütlenin yer değiştirme hızı
$\ddot{x}$	Kütlenin yer değiştirme ivmesi
$x_p$	Özel çözüm
$F$	Viskos sönümlenme kuvveti
$k$	Yay sabiti
$x$	Yer değiştirme
$Y$	Yol yüzeyinin genliği
$t$	Zaman

---

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
<b>Şekil 1.1</b>	Tezgahı zemine bağlayan elastik beton. .... 3
<b>Şekil 1.2</b>	Taşlama tezgahı zemin yalıtım elemanları ..... 3
<b>Şekil 1.3</b>	Tezgah ayağına bağlanan ayarlanabilen titreşim takozu..... 4
<b>Şekil 1.4</b>	Üretim tezgahı zemin bağlantısı ..... 5
<b>Şekil 3.1</b>	Tek kütleli bir sistemde serbestlik dereceleri ..... 19
<b>Şekil 3.2</b>	Sabit frekans tahrikli tek kütleli sistemlerde $V_F$ ve $\eta$ arasındaki ilişkiyi veren diagram..... 23
<b>Şekil 3.3</b>	Hızın karesi ile değişen dinamik yüklü tek kütleli sistemde genliklerin yükselmesi..... 26
<b>Şekil 3.4</b>	Standart yay elemanları..... 27
<b>Şekil 3.5</b>	Yüksek yük kapasiteli yay elemanları ..... 28
<b>Şekil 3.6</b>	Sönüm elemanının genel konstrüksiyonu ..... 29
<b>Şekil 3.7</b>	Sönüm elemanlarının gösterimleri ..... 30
<b>Şekil 3.8</b>	Makine titreşim ayakları. .... 31
<b>Şekil 3.9</b>	Tezgahın genel görünüşü. .... 33
<b>Şekil 3.10</b>	Tezgah zemin bağlantılarının takılması. .... 34
<b>Şekil 3.11</b>	Tezgaha ölçme cihazının bağlantısı. .... 35
<b>Şekil 3.12</b>	Tezgah üzerine sensorların bağlanması. .... 36
<b>Şekil 3.13</b>	Sensorun zemine bağlantısı..... 37
<b>Şekil 4.1</b>	Tezgah ayaklarına takozların yerleştirilmesi. .... 39
<b>Şekil 4.2</b>	Dört kanallı titreşim ölçme cihazı..... 39
<b>Şekil 4.3</b>	Dört kanallı titreşim ölçme ile titreşim değerlerinin alınması. .... 40
<b>Şekil 4.4</b>	Tezgah gövdesinin ve zeminin yer değiştirme grafiği. .... 42
<b>Şekil 4.5</b>	Yalıtımsız zemin yer değiştirme hareketi. .... 43
<b>Şekil 4.6</b>	Yalıtımlı ve yalıtımsız zemin yer değiştirme. .... 44
<b>Şekil 4.7</b>	Tezgah tepe noktasını yalıtımlı ve yalıtımsız yer değiştirmeleri. .... 44
<b>Şekil 4.8</b>	Yalıtımlı tezgah ivme değerleri. .... 47
<b>Şekil 4.9</b>	Tezgah üzerinde yalıtımsız ivme değerinin değişimi. .... 47
<b>Şekil 4.10</b>	Yalıtımlı ve yalıtımsız zemin ivme değerleri..... 48

<b>Şekil 4.11</b>	Yalıtımlı hız değerleri. ....	51
<b>Şekil 4.12</b>	Yalıtımsız hız değerleri. ....	51
<b>Şekil 4.13</b>	Tezgah ayaklarının yalıtımlı ve yalıtımsız ivmeleri. ....	52
<b>Şekil 4.14</b>	Tezgahın kesici takımın yalıtımlı ve yalıtımsız hızlarının karşılaştırılması. .....	53

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

<b>Çizelge 3.1</b> DIN 4150 binalarda kısa dönemli titreşimlerin ölçeklenmesinde izin verilen hız ( $v_i$ ) değerleri .....	15
<b>Çizelge 3.2</b> Ayar oranı izolasyon derecesi çizelgesi .....	24
<b>Çizelge 3.3</b> Titreşim takozu mekanik özellikleri. ....	31
<b>Çizelge 4.1</b> Yer değiştirme değerleri (yalıtlımlı). ....	41
<b>Çizelge 4.2</b> Yer değiştirme değerleri (yalıtımsız). ....	42
<b>Çizelge 4.3</b> Yalıtlımlı ivme değerleri. ....	45
<b>Çizelge 4.4</b> Yalıtlımsız ivme değerleri. ....	46
<b>Çizelge 4.5</b> Yalıtlımlı hız değerleri. ....	49
<b>Çizelge 4.6</b> Yalıtlımsız hız değerleri. ....	50

## 1. GİRİŞ

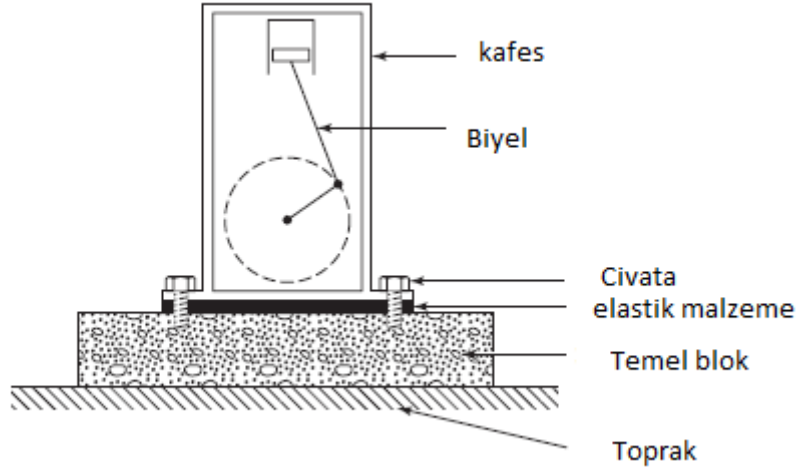
Günümüzde talaşlı üretim alanında tezgahların oluşturmuş olduğu kuvvetlerden dolayı ortaya çıkan ses ve titreşimler problem hale gelmiştir. Endüstride bilimsel ve teknolojik metotların her geçen gün ortaya koymuş olduğu kurallar çerçevesinde tezgahlar üzerinde olumsuzlukların azaltılması ve üretim performansının iyileştirilmesi, çalışanların sağlıklarının korunması gibi amaçlar doğrultusunda tezgah titreşimleri de azaltılması gerekmektedir. Tezgah titreşimleri üretimdeki hassasiyeti de olumsuz yönde etkilemektedir. Talaşlı üretimde bilhassa dairesel ve düzgün parçaların yüzey toleransları hassasiyet bakımından istenen değerlere ulaşılabilmesi tezgah rijitliğine bağlıdır. Titreşim tezgahın rijitliğini de bozmaktadır. Tezgah başında çalışan operatörün de sağlık durumunu olumsuz yönde etkilemektedir. Üretim tezgahının bağlı olmuş olduğu zemine tezgahtan iletilen kuvvetten dolayı bina statiğini de olumsuz yönde etkilemektedir. Binayı yıpranmaktadır. Binaya ve zemine geçen kuvvetler yandaki tezgahlara da iletileceğinden diğer tezgahlarında hassasiyetini olumsuz yönde etkileyecektir. Bunların dışında tezgahın kendi elemanları arasında bağlantı, yatak ve hareketli parçaların deforme olması durumundan dolayı tezgahın yıpranması aşınması ve parçalar üzerinde çatlakların oluşmasına da sebep olacaktır. Bu cihetten konuya bu yönden bakıldığında tezgah titreşimlerinin birçok yönden istenmeyen bir durum olduğu ortaya çıkmaktadır. Üretimde istenen kalitede ve hassasiyette ürün elde etmek için ve yukarıda sayılan olumsuzlukları minimize etmek için tezgah titreşiminin kontrol altına alınması gerekmektedir. Viskoelastik sönümleyici desteği kullanılarak takım tezgâhının titreşim azalması konulu çalışma 2016 yılında yayınlanmıştır. Tezgâh destek sisteminin sönümleme özellikleri salınım titreşimi genliği üzerinde büyük etkiye sahiptir. Rijitliği azaltmadan sönümlemeyi artırmak için takım tezgâhı destekli bir sistem önerilmiştir (Mori *et al.* 2016).

Bu konuda şu ana kadar birçok çalışma yapılmıştır. Günümüzde tezgah ayaklarının yerleştirilen titreşim takozları sayesinde tezgah titreşimlerini minimize etmek ve tezgahın yıpranmasını azaltmak şeklinde çalışmalar yapılmaktadır. Üretim tezgâhlarında çalışma sırasında oluşan kuvvetler tezgâhın salınımına sebep olmaktadır. Bu salınımlar yakında bulunan diğer tezgâhları olumsuz yönde etkilemekte ve gürültü oluşmasına da

sebeptir. Bu olumsuzlukların giderilmesi için tezgâh ayaklarının altına izolasyon malzemesi yerleştirilerek tezgâh titreşim hareketinin zemine geçmesi engellenmektedir. Tezgâh yalıtım malzemesi çok çeşitli ürünlerden yapılmakta, yalıtım malzemesinin seçimi tezgâh kütlesi ve tezgâhın ürettiği kuvvete bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada, torna tezgâhı titreşim yalıtımı üzerinde inceleme yapılmıştır (Eken 2017). İmalat makinalarında temel titreşimleri ve izolasyonunu incelenmiştir. Takım tezgahlarının çalışma sırasında tezgah üzerine gelen kuvvetlerin bu kuvvetler daha çok kesici takım üzerindeki kuvvetlerdir, bu kuvvetlerden dolayı tezgahın titreşim hareketi yapması sonucunda tezgah kütlesinde salınım hareketi meydana gelmektedir. Tezgahın yalıtım yapılması önemi vurgulanmıştır. Pasif titreşim kontrolü üzerinde durmuş matematiksel modelle ve fiziksel olarak titreşim enerjisinin izolasyonunu açıklamaya çalışmıştır. Çalışmada sadece vizkoelastik titreşim izolasyon sisteminin uygulaması yapılmıştır (Çiftkaya 1986).

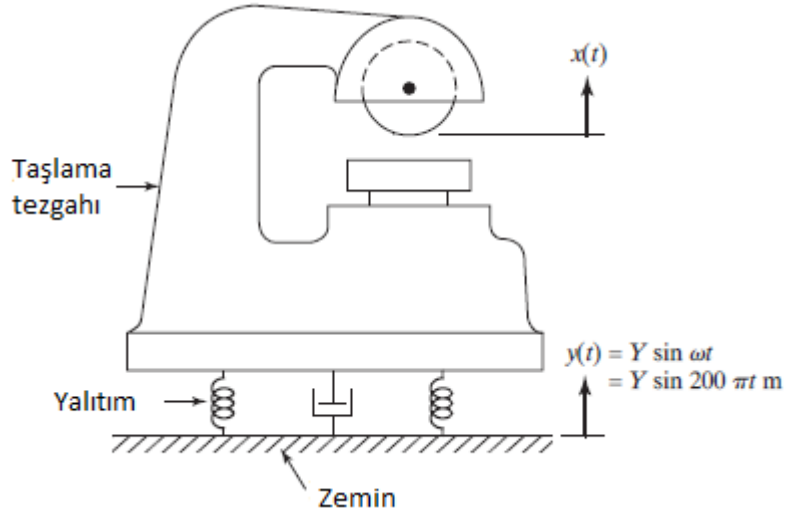
Takım tezgahı titreşimlerini ve tasarım açısından yapı dinamiğinin tezgah parametrelerine etkisini incelemiştir. Çalışma teorik olarak göz önüne alınmış program kullanılarak titreşim büyüklükleri tespiti yapılmıştır sonlu elemanlar programı kullanılmıştır teorik olarak incelenmiştir. Sistemi esnek kabul edilip sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır (Karayel 1996).

Takım tezgâhının esnek ve çok gövdeli bir sistem modeli temel alınarak, düşük frekanslı bir doğrusal yönde çalışabilen bir regülatör oluşturularak entegre kuvvet geri bildiriminden oluşan hiyerarşik bir kontrol cihazı tasarlanmıştır. Burada sunulan deneysel sonuçlar, seçilen 12 yaklaşımın, aktif sönümlenme kavramlarının ciddi bir problemi olan düşük frekans aralığında performans kaybı olmaksızın ilk baskın rezonansın etkisini açıklamaktadır (Braun *et al.* 2007). Tezgahların ayaklarında kullanılan titreşim takozlarının seçimi önemlidir. Tezgahın üretmiş olduğu kuvvete ve kütlesine göre tezgah ayağında kullanılan titreşim takozu seçilir. Titreşim takozlarının yay katsayıları her birinde farklıdır. Tezgahın kütlesi yay katsayısının belirlenmesinde önemli parametredir. Eskiden tezgah altına esnek beton atılarak tezgah titreşimi azaltılması amaçlanmaktaydı (Şekil 1.1). Şimdi teknolojik ürün olan titreşim takozu kullanılmaktadır.



Şekil 1.1 Tezgahı zemine bağlayan elastik beton (Rao 2011).

Tezgahların zemine bağlantısında kullanılan betonla birlikte elastik malzemede kullanılmaktadır. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi beton malzeme üzerine esneyebilen belli bir yaylanmaya sahip k-katsayısı diye isimlendirilen yayın rijitliğini tanımlayan parametre potansiyel enerji depolayabilen önemli değişkendir. Tezgahı titreşim salınımını azaltacaktır.



Şekil 1.2 Taşlama tezgahı zemin yalıtım elemanları (Rao 2011).

Zeminde kullanılan titreşim takozunun, titreşim modeli Şekil 1.2'de gösterildiği gibi yay ve sönüm elemanlarından oluşur. Pasif yalıtım elemanlarının üç elemanı vardır. Bunlardan birisi, yay, kütle ve sönümleme elemanıdır. Bir kütle yer değiştirme

sırasında zemindeki küçük esneklikler süspansiyon sistemi gibi çalışır yani zeminde yay katsayısı ve sönüm elemanı bulunur, her malzemenin yaylanma katsayısı ve sönüm elemanı vardır. Sönüm elemanı malzemeye göre değişir aynı şekilde yaylanma katsayısı da malzeme özelliğine göre değişmektedir. Titreşim alanında problem çözümü için fiziksel model dediğimiz gerçek yapı titreşim modeli olarak isimlendirilen süspansiyon sistemine dönüştürülerek titreşim problemlerinin çözümünde kullanılır (Şekil 1.2). Tezgahın altında gösterilen süspansiyon sistemi titreşim problemlerinde kullanılan modeldir. Bu sistemin içerisinde potansiyel enerji değişimini depo eden yay ve enerji değişimi sırasındaki sistemden enerji absorba eden sönüm elemanı bulunmaktadır. Bu sistemde üçüncü önemli eleman olan kütle kinetik enerji değişimini sağlar, bir süspansiyon sisteminde kütle yaylanma ve sönüm elemanı titreşim sırasında hareketleri model oluşturarak, titreşim problemlerinin çözümünde kullanılan matematiksel modele dönüştürülebilir.

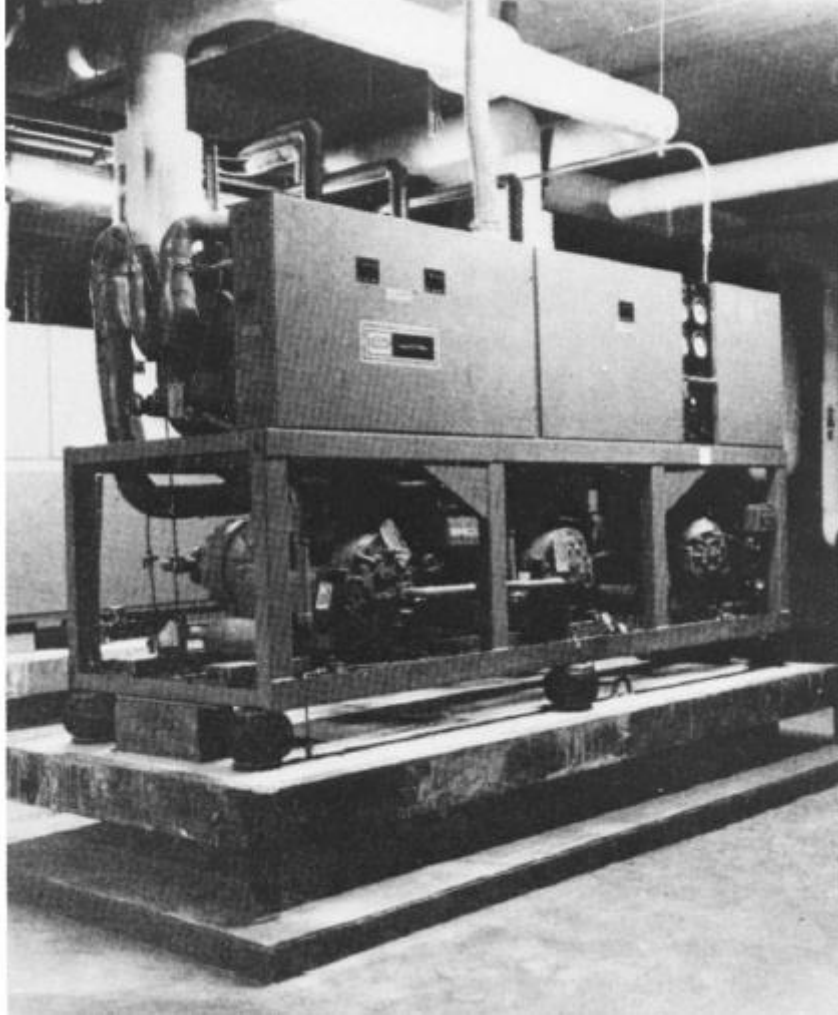


**Şekil 1.3** Tezgah ayağına bağlanan ayarlanabilen titreşim takozu.

Yay ve sönüm elemanının birbirine göre uyumlu olması gerekir. Bunların seçimi de cismin kütlesiyle ilgilidir. Şekil 1.3'de görülen tezgah ayakları altındaki titreşimler için yüksek frekanslı düşük genlik durumunda kullanılan takoz görülmektedir, bu takozlar kütlesi büyük olan tezgahlarda kullanılır. Üretim tezgahları zemine bağlanırken tezgahın konumu ve zemine bağlantı ayakları ayarlı mekanizmalar yardımıyla yerleştirilmektedir. 4 ayaklı veya 6 ayaklı olan tezgahların zemin üzerine eşit kuvvetler altında bağlanmalıdır. Şekil 1.4'de görülen üretim tezgahının zemine bağlantısında her



ayağına eşit kuvvet gelecek şekilde kullanılan aparat görülmektedir. Zemine bağlantı böyle yapılmazsa tezgah titreşimini kontrol etmek imkansızdır. O yüzden geliştirilen ayaklar tezgahın konumuna göre ayarlanabilen şekilde oluşturulmalıdır.



**Şekil 1.4** Üretim tezgahı zemin bağlantısı (Rao 2011).

Ayaklara gelen kuvvetin eşit değerde olması sayesinde tezgah üzerindeki titreşimin belirli ölçüde azalacağı deneyler sayesinde anlaşılmıştır.

Tez çalışmamızda, giyotin tezgahının ürettiği kuvvetten dolayı makinenin gövdesinde ve zemindeki titreşim büyüklükleri dört kanalla ivme ölçerle yer değiştirme hız ve ivme değerleri ölçülmüştür. Giyotin tezgahının ayaklarında titreşim takozu kullanılarak, birde titreşim takozsuz olarak iki duruma göre titreşim büyüklükleri

ölçülmüştür. Bu değerler çizelge halinde gösterilmiştir. Birbiriyle kıyaslamak için aralarında grafikler çizilmiş grafik değerlerden tezgahın titreşim değerleri, titreşim pabuç kullanıldığı zaman daha düşük olduğu gözlenmiştir. Tezgahın gövdesinde ve zemindeki titreşim değerleri eş zamanlı olarak ölçülmüş dört kanallı yüksek hassasiyetli datalogger kartına bilgiler yüklenmiş daha sonra bilgisayar ortamında çözümlenmiştir. Çalışmada titreşim genliği ve ivmesi önem arz ettiğinden daha çok bu değerler üzerinde durulmuştur titreşimin en önemli parametresi ivmedir. İvmenin artması sistemde birçok sıkıntıya sebep olacaktır. Amaç ivmenin makul değerlerde tutulmasıdır.

## 2. LİTERATÜR

Tezgahların dinamik analizlerini yapmak için literatürde iki yaklaşım vardır. Birincisi analitik diğeri de deneysel yöntemlerdir. Analitik yöntemler sistemin matematiksel modelini elde etme temeline dayanır ve bunun için iki farklı yöntem kullanılır. İlk yöntemde tezgah kütlesi rijit kabul edilir. Bu kabul ile birlikte sistem kütlesi, yay ve damper elemanları birbirlerine bağlı ayrı kütlelerden meydana gelir. Bu sistem adi diferansiyel denklemler ile gösterilir. İkinci yöntemde ise tezgah kütlesi elastik kabul edilir. Bu durumda sistem kısmi türevli diferansiyel denklemlerle veya sonlu elemanlarla ifade edilir. Tezde kabul edilebilirlik ve kolaylık açısından ilk yöntem olan rijit kütle kabulü temel kabul edilmiştir. Deneysel yöntemlerde ikiye ayrılır. İlk yöntem modal analizdir. Modal test uygulamalarında çekiç veya shaker kullanılarak sistem tahrik edilir sistem üzerindeki herhangi bir nokta ivme alıcı yardımıyla sinyaller alınarak sinyal kuvvetlendiriciden geçildikten sonra uygulanan kuvvetin şiddeti de dikkate alınarak FFT analizörden geçirilerek sonuçlar sayısal değerler olarak elde edilir. modal test yönteminde cisimler rijit olarak göz önüne alınır, cismin üzerine shaker'dan farklı kuvvet türleri kullanılabilir. Her kuvvet türü sistemi uyaracaktır bazı kuvvet türleri sistemin anlaşılması için faydalıdır, elde edilen sonuçta frekans bazlı sistemin frekans cevabı olarak elde edilir. Bu cevaptan hangi modlarda sistem rezonansa girdiği görülebilir takım tezgahları için bunu yapmak çok zordur ufak parçalar için bu metodun uygulanması daha uygundur (Eken 2017).

Üretim tezgâhlarında çalışma sırasında oluşan kuvvetler tezgâhın salınımına sebep olmaktadır. Bu salınımlar yakında bulunan diğer tezgâhları olumsuz yönde etkilemekte ve gürültü oluşmasına da sebep olmaktadır. Bu olumsuzlukların giderilmesi için tezgâh ayaklarının altına izolasyon malzemesi yerleştirilerek tezgâh titreşim hareketinin zemine geçmesi engellenmektedir. Tezgâh yalıtım malzemesi çok çeşitli ürünlerden yapılmakta, yalıtım malzemesinin seçimi tezgâh kütlesi ve tezgâhın ürettiği kuvvete bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada, torna tezgâhı titreşim yalıtımı üzerinde inceleme yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda yalıtım malzemesi kullanmadan tezgâh gövdesinin ve zeminin titreşim değerleri ölçülmüş daha sonra tezgâh ayaklarına yalıtım malzemesi konularak tezgâh ayaklarının ve zeminin eş zamanlı olarak yer değiştirme ve ivme

değerleri ölçülmüştür. Bu değerler Kartezyen koordinatları oluşturularak çizelge halinde sayısal değerler ile zamana bağlı gösterilmiştir. Değerler arasında grafikler oluşturulmuş yer değiştirme ve ivme grafiklerinin birbirlerine göre uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Torna tezgâhı ayakları ile zemin arasına ivme ve yer değiştirmede büyük farkın olduğu görülmüştür. İzolasyon malzemesi kullanılarak yapılan ölçümlerin izolasyonsuz ölçümlerden daha küçük olduğu görülmüştür. Tezgâh ayaklarında kullanılan titreşim sönümleyici sayesinde zemine geçen titreşim miktarının azaldığı gözlemlenmiştir (Eken 2017).

Kesme problemleri için üç farklı çözüm yaklaşımı sunulmaktadır. Sezgisel çözüm yaklaşımlarında parçalar stok malzemelerine belirli bir sıralama kuralı çerçevesinde atanmaktadır. Tek kesme planı oluşturma yaklaşımında stok malzemeleri tek tek ele alınarak kesme planları ardışık bir şekilde oluşturulmaktadır. Kesme planları bu şekilde iteratif olarak oluşturulurken, siparişin karşılanmayan kısmı için sonraki aşamalarda oluşturulacak kesme planları dikkate alınmamaktadır. Kesme planlarını bir arada oluşturma yaklaşımında ise tüm stok malzemeleri bir arada ele alınmakta ve kesme planları aynı anda oluşturulmaktadır. Ancak bu yaklaşımda problemin çok büyük olması nedeniyle genellikle tam sayıllık şartları kaldırılarak doğrusal programlama modeli ile çözüme gidilmekte; daha sonra değişkenlerin tam sayıya yuvarlanması gerekmektedir.

Titreşime maruz kalan el-kol üzerinde etki eden kuvvetlerin ve el tutamak noktalarında oluşan etkileri denenmiştir. Laboratuvar ortamında yedi sağlıklı erkek denek üzerinde 8-1000 Hz frekansta geniş şekilde çalışılmıştır. Ölçümler üç farklı çapta (30 mm, 40 mm ve 50 mm) sahip tutamaklar ile yapılmıştır. Ele etki eden kuvvetler dokuz ayrı tutuş şekli ile araştırılmıştır. Pozisyonlar bilek ve kolun doğal duruşu ile 90 derece arasında uygulanmıştır. El ile tutamak arasındaki basınç dağılımı da ölçülmüştür. Bu ölçümler tutma kuvveti, itme kuvveti ve tutamak boyutlarının değişik versiyonları ile yapılmıştır. El ve kol tarafından ortaya çıkan gücün büyüklüğünün tutamak boyutu ile güçlü bir ilişki içerisinde olduğu gözlenmiştir. Büyük tutamaklar daha fazla enerji kaybını sağlar. Sonuçlar güç kayıpları kavrama kadar itme kuvveti ile etkilendiğini de ortaya koymaktadır (Aldien *et al.* 2006).

Titreşim, bir mekanik sistemin hareketini ve konumunu tanımlayan büyüklük şiddetinin zamanla değişimidir. Bir eksantrik pres ağırlık merkezi olmayan bir noktadan tahrikli olup üç farklı titreşim hareketi oluşturmaktadır. Doğrusal bir yer değiştirmenin yanında, açısal kafa vurma ve yalpalama hareketleri oluşmaktadır. Bu üç harekette ayrı ayrı titreşimleri hesaplanmış ve her üç harekete göre inceleme yapılmıştır. Bu hareketlerin yanında zemine etki eden kuvvetinde değişimi incelenmiştir. Bu incelemeler üç farklı pasif titreşim kontrolü ile yapılmıştır. Bunlar; vizkoelastik sönümlenme, dinamik absorber kullanımı ve histeretik sönümlenme yöntemidir. Ayrıca Coulomb sürtünmesinin titreşim davranışları üzerindeki etkisinde incelenmiştir (Gürsoy 2008).

1986 yılında Çiftkaya tarafından yapılmış olan çalışmada, İmalat makinalarında temel titreşimleri ve izolasyonunu incelemiştir. Takım tezgahlarının çalışma sırasında tezgah üzerine gelen kuvvetlerin bu kuvvetler daha çok kesici takım üzerindeki kuvvetlerdir, bu kuvvetlerden dolayı tezgahın titreşim hareketi yapması sonucunda tezgah kütlelerinde salınım hareketi meydana gelmektedir. Tezgahın yalıtım yapılmasının önemi vurgulanmıştır. Pasif titreşim kontrolü üzerinde durmuş matematiksel modelle ve fiziksel olarak titreşim enerjisinin izolasyonunu açıklamaya çalışmıştır. Çalışmada sadece vizkoelastik titreşim izolasyon sisteminin uygulaması yapılmıştır.

Karayel, takım tezgahı titreşimlerini ve tasarım açısından yapı dinamiğinin tezgah parametrelerine etkisini incelemiştir. Çalışma teorik olarak gönlü alınmış program kullanılarak titreşim büyüklükleri tespiti yapılmıştır sonlu elemanlar programı kullanılmıştır teorik olarak incelenmiştir Sistemi esnek kabul edip sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır (Karayel 1996).

Arpacı 1984 yılında yaptığı çalışmada, dinamik absorberlerde titreşim kontrolü üzerinde doktora tezini yayınlamıştır. Klasik kütle yay dinamik absorberleri yerine kiriş biçimli dinamik absorber incelenmiş, kiriş ve plak titreşimleri incelenmiştir. Malzemelerin her birinin yaylanmasından dolayı yaylanma kat sayısı ve hareketi durduran sönümlenme sabiti vardır. Bu bakımdan her malzeme sunum sistemli olarak göz önüne alınabilir.

Visco elektrik sönmeyecek desteği kullanarak tezgahlarda titreşimin azalması üzerinde

çalışmıştır tezgahların sönümlenme özellikleri salınım titreşimi genlik üzerinde büyük etkiye sahiptir sönümleyici sayesinde tezgahın salınımı azaltılmıştır bu çalışmada çeşitli takım tezgahlarında önerilen sönümlenme sistemi uygulanmıştır daha önce uygulanmış olan makineden daha büyük tezgahlar için etkili olduğu gösterilmiştir rijitlik katsayısı uygulanan makine veya tezgah arasında farklılık gösterebilir sönüm katsayısının belirlenmesinde göz önüne alması gereken önemli bir etken olduğu düşünülmüştür (More 2016).

Küçük yapısal sönüm katsayıları, üretim süreci üzerinde olumsuz etkilerine neden olur. Bu titreşimler kütlelerin eklenmesiyle yapının sertliğini arttırarak işlenir. Bu hem maddi hem de enerjide yüksek kaynak tüketimine yol açtığı için sürdürülebilir imalatın ihtiyaçlarına ters etki yapmaktadır. Yakın zamanda yapılan araştırma faaliyetleri, kontrol entegre edilmiş aktif titreşim önleme ve sönümlenme yöntemlerine dayanan radikal kütle indirilmesi ile daha yüksek kaynak verimliliğine yol açmıştır. Bu kontrol yöntemleri, makinenin mevcut durumuna göre kaçınma veya azaltma yöntemi parametrelerinin ayarlanması için kontrol edilen takım tezgâhlarının dinamik davranışlarını açıklayan bilgilere dayanır. Makine titreşimlerine düzgün bir şekilde baş etmek için, yukarıda bahsedilen titreşimden kaçınma ve azaltma yöntemlerine gerekli girdiyi sağlayan, büyük hafif makine aletlerinin dinamik davranışının genel poz bağımlı modeline yaklaşımı tanımlanmaktadır. Tezgâhların bağımlı dinamik davranışının son durumuna genel bir bakış ve titreşim önleme ve azaltma için en yaygın yöntemlerin ardından başlar. Hafif bir makine alet yapısının deneysel modal analizinin sonuçlarına dayanarak, ilgili bağımlılık gösterilir ve dinamik davranışı türetmek için ilgili parametreler çıkarılır. Ardından, tezgâhın dinamik davranışını modellemek için genel bir model yapısı tanıtıldı. Model parametrelerini farklı ayrı makineye güncelledikten sonra dinamik davranış modeli ve gerçek makine aleti yapısı karşılaştırılır. Son olarak, modelin hafif makine takımlarının gerçek titreşim azaltılmasına nasıl katkıda bulunduğu açıklanmaktadır (Apprich *et al.* 2015).

Paralel kinematik hareket üreten takım tezgâhlarının aktif titreşim kontrolüne adaptronic yaklaşımı konulu makaleyi 2008 yılında yayımlanmıştır. Son yıllarda giderek azaltılmış kütlesi nedeniyle son derece dinamik uygulamalarda avantaj

sağlamak için takım tezgâhlarında giderek daha hafif bileşenler kullanılmaktadır. Bu hafif sistemlerin en büyük dezavantajı, işleme sürecinin kendisinden kaynaklanan yapısal titreşimlere duyarlılığıdır. Dahası, paralel kinematik yapılar durumunda dinamik tepki, çalışma alanındaki mekanizmanın gerçek pozu üzerinde doğrusal olmayan bir şekilde bağlıdır. Bu yazıda düzlemsel paralel kinematikli bir takım tezgâhının aktif titreşim kontrolü için bir kavram sunulmuştur. Bu amaçla, bir adaptronic çubuk geliştirilmiş ve mevcut makine aletine entegre edilmiştir. Ünite, aktif titreşim kontrolü alanındaki farklı kontrol konseptlerinin uygulanması ve test edilebilmesi için, çubuğun uzunlamasına yönünde kuvvetleri indirebilen ve çeşitli sensörleri indirebilen yüksek güçlü bir kurşunzirkonat-titanat piezo istifleyiciden oluşur. Takım tezgâhının esnek ve çok gövdeli bir sistem modeli temel alınarak, düşük frekanslı bir doğrusal kuadratik regülatör ile kombine edilmiş düşük yetkili Kontrol olarak entegre kuvvet geribildiriminden oluşan hiyerarşik bir kontrol cihazı tasarlanmıştır (Ast *et al.* 2008).

Takım tezgâhları için Adaptronic Titreşim Sönümlenme üzerine çalışmışlar. Bu çalışmada makine titreşimlerinin aktif sönümlenmesi için güçlü piezo-yığın aktüatörlü yeni tasarlanmış bir adaptronic bileşen sunulmuştur. Özellikle hafif yapılara sahip ve yüksek işleme hızları elde etmek için üretilen paralel kinematikli takım tezgâhları için istenen sistem performansını elde etmek için makine titreşimlerinin aktif sönümlenmesi önemlidir. Dağıtıcı kontrol, entegre kuvvet geribildirimi veya  $H_2 / H_\infty$  kontrolü ve son deneysel sonuçlar gibi farklı kontrol algoritmalarını test etmek için; çok-gövdeli esnek sistemler ile kapsamlı simülasyon çalışmaları, sistem davranışını geliştirme potansiyelini gösterir (Ast *et al.* 2007).

Zhang ve Zhu (2014), International Journal of Machine Tools & Manufacture dergisinde Makine-alet titreşiminin ve ultra hassas işlemede yüzey oluşumundaki etkisi üzerine 2014 yılında bir makale yazmışlar, bu makalede ultra hassas işlemede titreşim (UPM), yüzey üretimini etkileyen önemli bir faktör olan, bir fiziksel onüç fenomendir. Pasif titreşime odaklanarak, bu yazıda titreşim özelliklerine ve titreşimin UPM'deki yüzey üretimine etkisi hakkında en son araştırmalar gözden geçirilir. Araştırmacıların karşılaştıkları fırsatlar ve zorluklar da tartışılır ve gelecekteki ilgili çalışmalar için öneriler yapılır. UPM'de pasif titreşimden etkilenen yüzey kalitesini artırmak için aktif

titreşimin muhtemelen kullanılabilceği bulunmuştur.

Zhou vd. (2016) yaprak yaylı süspansiyon sistemi için amortisör tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu nedenle, aracın sürüş konforu ve sürüş güvenliğine sahip olması için optimum sönümlenme tasarımını elde etmek amacıyla çeyrek araç modelini kullanmışlardır. Sürüş güvenliğine dayalı süspansiyonun optimal sönümlenme oranının matematiksel modeli oluşturmuşlar ve buna dayanarak, süspansiyonlu dinamik sapmanın kök ortalama kare değeri, araç sürüşü için gerçek yol koşulları altında elde edilen yaprak yaylı titreşim genliği ve araç için gerçek yol koşulları altında elde edilen süspansiyon titreşim hızının kök ortalama kare değeri olarak almışlardır. Sürüş, enerji tasarrufu prensibi ile birleştirilmiş ve yaprak yaylı yükleme-boşaltma testinin yük ve deformasyon dizisi verilerinin analiz edilmesi ve işlenmesiyle, yaprak yayının belirli çalışma koşulu altında eşdeğer sönümlenmesi ve süspansiyon için yaprak yayının sağladığı sönümlenme oranı inşa edilmiştir. Daha sonra, kayma süper pozisyon prensibini kullanarak yaprak yay tarafından sağlanan süspansiyon oranıyla sürüş konforuna ve sürüş güvenliğine dayalı süspansiyonun optimal sönüm oranını birleştirerek, en uygun sönümlenme oranını, amortisörün en uygun sönümle eşleşmesiyle sağlamasını yaylı süspansiyon ile elde etmişlerdir. Pratik bir örnekle, yaprak yaylı süspansiyon sistemi için amortisörün en uygun sönümlenme oranı ve hız karakteristiği tasarlanmış ve en uygun sönümlenme eşleştirme yöntemi simülasyon ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak amortisör için teorik tasarım yönteminin kullanılmasının, vücut dikey titreşim ivmesinin ortalamasının karesinin kök değeri, geleneksel deneyim yöntemine göre % 7.67 oranında azaldığını gösterilmiştir. Ayrıca, sonucun doğruluğunu göstermek için araç sürüş konfor testi yapmışlardır. amortisör için 8 teorik tasarım yönteminin kullanılmasının, vücut dikey titreşim ivmesinin kök ortalama kare değeri, geleneksel deneyim yöntemine göre % 6.72 azaldığı bulunmuştur.



### 3. MATERYAL VE METOD

Çalışmada, kullanılan malzeme ve cihazların üzerinde yapılan deneysel çalışmanın hangi metodlar kullanılarak yapıldığını bu bölümde açıklanacaktır.

#### 3.1 Titreşim

Titreşim hakkında teknikte pek çok tanım bulunmaktadır. Bu konuda TSE'nin 1977 yılında yayınlamış olduğu TS 2774 standardı referans alınmıştır TS 2774'e göre titreşim bir mekanik sistemin hareketini ve konumunu tanımlayan büyüklük şiddetinin zamanla değişimidir. Büyüklüğün ortalama bir değerden veya referans değerden zaman içinde sırayla büyük ve küçük olmak üzere değişimidir. Salınım ise çoğu kez bir zamana bağlı bir büyüklüğün şiddetinin bir referans sisteme göre sırayla bir ortalama değerden büyük ve küçük olmak üzere değişimidir. Bu iki tanım ile de titreşim ile salınım arasındaki ilişki anlaşılmaktadır. Vibrasyonlu konveyörler, yüzey işleme vibratörleri, kurutma vibratörleri gibi makinelerin temel çalışma tarzı titreşim hareketidir. Titreşimlerin sistemi olumsuz yönde etkilediği de bilinmelidir.

Son yıllarda teknolojik gelişmelere paralel olarak demir ve alüminyum gibi oldukça sağlam ve elastik malzemelerin makinalarda, dinamik sistemlerde ve sanayide kullanılmasa daha hafif ve daha düzgün çalışan makinaların gelişmesine neden olmuştur. Hafiflik sistemin daha küçük olmasına, elastik; yani kuvvet ve moment etkisinde daha fazla deforme olarak harekete cevap vermesi demektir. Dinamik sistemlerin bu yüksek hız ve elastik özelliğinden kaynaklanan titreşim potansiyeli, dizayn esnasında incelenip gerekli olan tedbirler alınmadığı takdirde, çalışma sırasında sistem elemanlarının yıpranmasına ve kırılmasına neden olmaktadır.

Günümüzde modern mühendisliğin en önemli konularından birisi fiziksel dinamik davranışların analizi yapılarak riskler önceden tahmin edilmelidir. Dinamik davranışların en önemlilerinden biri olan titreşim hareketi, mekanik sistemlerde belirli bir denge veya referans konumu etrafındaki zamana göre salınımı ifade eden bir terimdir. Frekans ve genlik boyutları ile belirlenir. Benzer şekilde sürekli olarak değişen

yüklerin etkisindeki fiziksel bir cismin veya yapının hareketleri de titreşim olarak tanımlanabilir. Çoğunlukla mekanik sistemlerde karşılaşılan titreşimler düzgün formda olmazlar.

Belirli bir zaman aralığında tekrarlanan titreşimler periyodik, belirli bir zaman aralığında belirli bir formda tekrarlanmayan ve gelecekte alacağı şekil ton olarak tahmin edilemeyen titreşimler rastgele olarak isimlendirilir.

Diğer bir sınıflama ise, kuvvetlerin etki şekline göre serbest (geçici), zorlanmış kendi kendini uyaran (besleyen) titreşimler şeklinde tanımlanmıştır. Titreşim bazı durumlar için faydalı bir büyüklük olmasına rağmen bazı durumlarda ise problem doğuran, istenmeyen bir etki olarak ortaya çıkar. Titreşim istenmeyen bir etki olarak ortaya çıkması, proje aşamasında minimize edilebilir. Bu nedenle makine parçalarının titreşim karakteristiklerinin teorik olarak bilinmesi gerekmektedir.

Titreşimin Zararları, Titreşimin önemli birkaç zararı şunlardır;

1. Titreşime maruz kalan makine elemanları sıklıkla deformasyona uğrarlar veya kırılırlar. Makine rezonansa girerse kritik devir sayılarındaki genlikler çok fazla büyük olduğu için, rezonans bölgesinde uzun süre çalışacak olan sistemlerin titreşimleri makineye büyük zarar verecektir.
2. Kritik devir sayılarında ve yüksek genliklerde titreşimlere maruz kalan makineleri işleten veya aynı ortamda bulunan insanlar gürültü ve sarsıntıdan dolayı aşırı derecede rahatsız olmakta ve sağlıkları tehlike altında bulunmaktadır. Örneğin otomobillerdeki amortisör sisteminin amacı, yol pürüzlülüğünden kaynaklanan kuvvetleri yalıtımdır. Titreşim kontrolü iyi yapılmamış bir taşıtta, aracın titreşimlerinin frekansı ile çakışması durumunda rezonans olayı ortaya çıkmaktadır. Bu da yolcularda sarsıntılardan dolayı yorulma, bulantı, iskelet ve kas sisteminde rahatsızlıklar meydana getirmektedir.
3. Titreşimden dolayı makinenin rezonans bölgesinde çalışması esnasında enerji kaybı oluşmaktadır.

4. Yukarıda bahsettiğimiz sebeplerden dolayı, makine mühendislerinin büyük problemi olarak titreşim kontrolü konusu karşımıza çıkmaktadır. Bu yüzden titreşimleri tanımak, ölçmek ve kontrol altında tutmak günümüz makine mühendislerinin ilgilenmesi gereken bir konudur.

Titreşimde müsaade edilen sınırlar değerleri, titreşimler binalara ciddi zararlar verebilmektedir. Birçok araştırmacı ve mühendis binalardaki titreşimin ölçülmesi için çeşitli ölçekler önermişlerdir. Örnek olarak H. W. Koch logaritmik vibrar ölçeğini önermiş, fakat genel bir standart oluşturulmamıştır. Genellikle yapılan titreşim ölçümleri mühendislerin kabullerine dayanmaktadır. İlk geliştirilen kabul değerlendirme ölçeğini Reiher ve Meister adlı iki Alman araştırmacı geliştirmiştir. Pal adını verdikleri bu ölçek ortaya atıldığı zaman uygulamada titreşimlerin binalara verdiği zararın incelenmesinde genel bir doğrulama ve değerlendirme ölçeği bulunmuyordu. Çünkü henüz binalardaki titreşim bir şikâyet sebebi değildi. Reiher – Meister ölçeği revize edilerek ‘K’ sarsıntı katsayısı eklenerek vektörel hıza (velocity) dayalı VDI 2057 standardı oluşturulmuştur. DIN 4150’de bulunan yapı titreşimlerinin ölçeklendirilmesi binanın temeline göre yatay ve dikey hız vektörlerine dayanır. Günümüzde yapılan ölçeklerde en üst tam kata bağlı yatay hız vektörleri de dahil edilmiştir.

**Çizelge 3.1** DIN 4150 binalarda kısa dönemli titreşimlerin ölçeklenmesinde izin verilen hız ( $v_i$ ) değerleri (İnt. Kyn. 1).

Yapı Çeşitleri	İzin verilen hız değerleri ( $v_i$ ) (mm/s)			
	Temel Bazlı Değerler			En Üst Tam Kata Göre Değerler
	Frekanslar			
Çeşitleri	<10 Hz	10-50 Hz	50-100 Hz	Tüm Frekanslar İçin
1 Endüstriyel tesislerde Ve benzeri binalarda	20	20-40	40-50	40
2 Konutlar ve benzeri binalarda	5	5-15	15-20	15
3 binalar (örnek olarak anıtlar ve tarihi eserler)	3	3-8	8-10	8

Bütün bu bilgilerin yanında bina titreşimleri sadece hıza dayanmaz. Diğer faktörlerinde (binanın durumu, toprakaltı, binanın yapı cinsi, vb.) göz önüne alınması gerekir. DIN 4150, standardı düşük frekanslar için yapılacak tasarımı binanın yaşayabileceği en uygunsuz şartlar altında bile kolayca incelenmesine izin verir.

Çizelge 3.1 yeni montajı yapılan makinelerin titreşim seviyeleri belirlenip makinenin titreşim kontrolünün yapılıp yapılmayacağına karar verilir. Günümüzde pek çok durumda yetkililer makinenin ciddi bir titreşim oluşturmadığı durumlarda bile bina için tehlikeli olacağı varsayıp titreşim yalıtımı yapılmasında ısrar etmektedirler.

Yeni geliştirilen hassas makineler için dış kaynaklardan gelen kuvvetlerin değerlendirilmesi için makineyi üreten firma hakkında bilgiye sahip olmak gerekir. Az veya hiç bilgi bulunmadığı zamanlarda dış kaynaklı titreşim seviyesi, makine titreşim seviyesinden düşük olduğu durumda makine için kabul edilebilir.

Diğer bir potansiyel problem ise yay destekli makinelerin dinamik yüklerle hareket etmesi durumudur. Teknikte yeni bir alan olduğu için birçok makine ve teçhizat üretici firmanın yeterli tecrübeye sahip olmadığı bilinmektedir. Genellikle zorlayıcı makineler yerlerinden hiç hareket etmezler.

**Vucudu Etkileyen Mekanik Titreşimler, Titreşim Yönetmeliği;** Resmi Gazete 23 Aralık 2003 - 25325, Madde 1: Bu Yönetmeliğin amacı, işçilerin mekanik titreşime maruz kalmaları sonucu ortaya çıkabilecek sağlık ve güvenlik risklerinden korunmalarını sağlamak için alınması gerekli önlemleri belirlemektir.

El – Kol titreşimi, sekiz saatlik çalışma süresi için günlük maruziyet sınır değeri  $5 \text{ m/s}^2$ , sekiz saatlik çalışma süresi için günlük maruziyet etkin değeri  $2,5 \text{ m/s}^2$  İşçinin el–kol titreşimine maruziyeti, bu yönetmelik ek'inin A bölümünün 1 inci maddesi hükümlerine göre değerlendirecek veya ölçülecektir. Bütün vücut titreşimi sekiz saatlik çalışma süresi için günlük maruziyet sınır değeri  $1,15 \text{ m/s}^2$  sekiz saatlik çalışma süresi için günlük maruziyet etkin değeri  $0,5 \text{ m/s}^2$  olacaktır. İşçinin bütün vücut titreşimine maruziyeti bu yönetmeliğin ek'inin B bölümünün 1 inci maddesinin hükümlerine göre

değerlendirilecek veya ölçülecektir.

Maruziyet değerlendirmesi El – kol titreşimine maruziyet düzeyinin değerlendirmesi, sekiz saatlik bir referans döneme A(8) normalize edilen, frekans ağırlıklı ivme değerlerinin karelerinin toplamının (rms) (toplam değer) kare kökü cinsinden ifade edilen, TS ENV 25349 Mekanik Titreşim–İnsanın El'le geçen titreşime maruz kalmasının ölçülmesine ve değerlendirilmesine ait kılavuz – standardına göre gündelik maruziyet değeri belirlenir. Maruziyet düzeyi değerlendirilmesi, kullanılan iş ekipmanından yayılan titreşim düzeyi hakkında üretici tarafından kullanma kılavuzunda belirtilen bilgiler, yapılan çalışmadaki gözlem ve Ölçüm sonuçlarına göre yapılır.

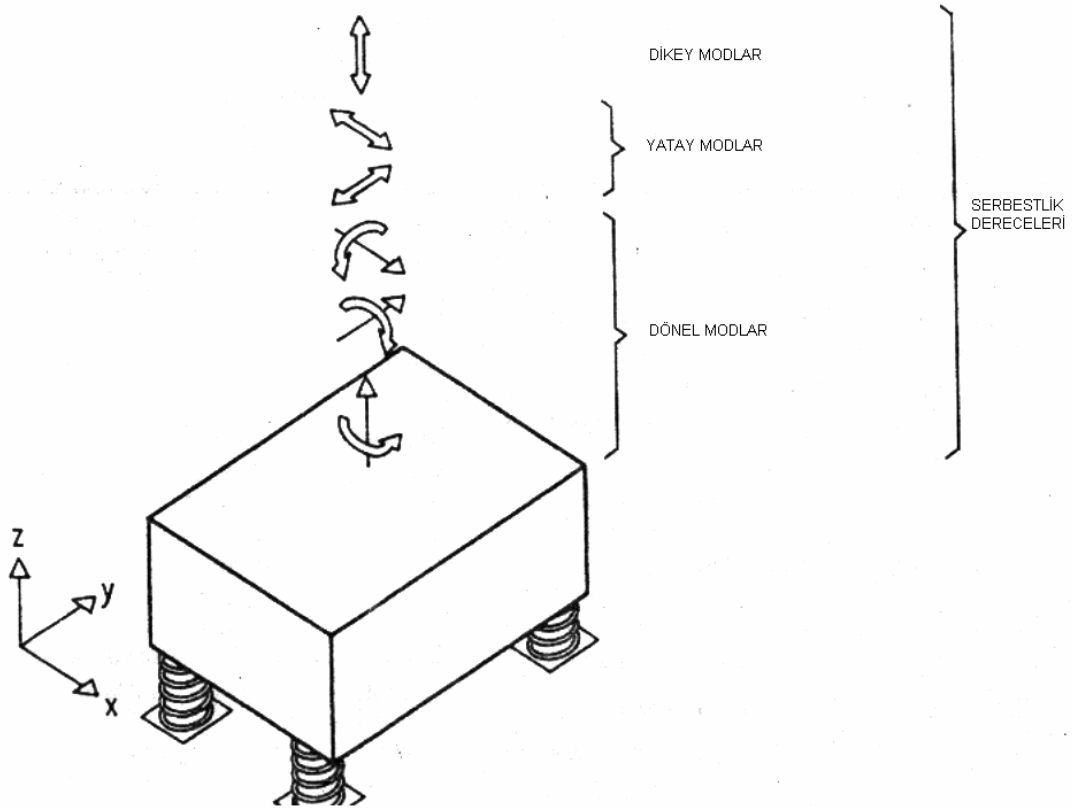
Kullanılan yöntemler mekanik titreşime maruz kalan işçilerin kişisel maruziyetini belirleyebilecek nitelikte olacaktır. TS ENV 25349 standartına göre, kullanılan cihazlar ve yöntemler, ölçülecek mekanik titreşimin karakteristiğine, çevresel etkilere ve ölçüm aygıtlarının özelliklerine uyumlu olacaktır. Çift elle kullanılan aygıtlarda, ölçümler her el için yapılacaktır. Maruziyet, her iki eldeki en yüksek değer esas alınarak belirlenecek ve diğer el ile ilgili bilgiler de verilecektir. Mekanik titreşim, elle yapılan ölçümleri veya göstergelerin okunmasını etkiliyor ise, bu Yönetmeliğin 6 ncı maddesinin (d) bendinin 4 numaralı alt bendi dikkate alınacaktır. Dolaylı riskler Mekanik titreşim özellikle yapıların dayanıklılığını veya bağlantı yerlerinin güvenliğini etkiliyor ise, bu Yönetmeliğin 6 ncı maddesinin (d) bendinin 4 numaralı alt bendi dikkate alınacaktır.

Kişisel koruyucular El-kol titreşimine karşı kullanılan kişisel koruyucu donanım, bu Yönetmeliğin 7 nci maddesinin (b) bendinde belirtilen önlemler ile ilgili programlara dahil edilebilir. Maruziyetin önlenmesi veya azaltılması teknik ilerlemeler göz önünde bulundurularak, mekanik titreşime maruz kalmaktan kaynaklanan riskler öncelikle kaynağında yok edilecek veya en aza indirilecektir. Bu tür risklerin önlenmesi ve azaltılmasında, İş Sağlığı ve Güvenliği Yönetmeliğinin 6 ncı maddesinin (b) bendinde belirtilen genel prensiplere uyulacaktır. b) Bu Yönetmeliğin 4 üncü maddesi uyarınca yapılan risk değerlendirmesinde 5 inci maddenin (a) bendinin (2) numaralı alt bendi ile (b) bendinin (2) numaralı alt bendinde belirtilen maruziyet etkin değerlerinin aşıldığının tespit edilmesi halinde, işveren, mekanik titreşime ve yol açtığı risklere maruziyeti en aza indirmek için özellikle aşağıdaki hususları dikkate alarak teknik ve organizasyon

önlemleri ile ilgili program yapacak ve uygulayacaktır. Mekanik titreşime maruziyeti azaltan başka çalışmayla yöntemleri,yapılacak iş dikkate alınarak mümkün olan en az titreşim oluşturacak uygun ergonomik tasarım ve uygun iş ekipmanı seçimi, titreşimin zarar verme riskini azaltmak için, bütün vücut titreşimini etkili bir biçimde azaltan oturma yerleri ve el-kol sistemine aktarılan titreşimi azaltan el tutma yerleri ve benzeri yardımcı donanım sağlanması, İşyeri, işyeri sistemleri ve iş ekipmanları için uygun bakım programları, İşyerlerinin ve çalışma yerlerinin tasarımı ve düzeni, İşçilere, mekanik titreşime maruz kalmayı en aza indirecek şekilde iş ekipmanını doğru ve güvenli bir biçimde kullanmaları için uygun bilgi, eğitim ve talimat verilmesi, maruziyet süresi ve şiddetinin sınırlanması,yeterli dinlenme sürelerini kapsayan uygun çalışma programı, maruz kalan işçiyi soğuktan ve nemden koruyacak giysi sağlanması. İşçiler, hiçbir durumda maruziyet sınır değerlerini aşan titreşime maruz kalmayacaklardır. Bu yönetmelik gereği alınan önlemlere rağmen maruziyet sınır değeri aşılmış ise, işveren, maruziyeti sınır değerin altına indirecek önlemleri derhal alacaktır. Maruziyet sınır değerinin aşılmasının nedenleri belirlenecek ve sınır değerin yeniden aşılmasını önlemek için gerekli koruma ve önleme tedbirleri alınacaktır. İşveren, Yönetmeliğin bu maddesindeki önlemleri, İş Sağlığı ve Güvenliği Yönetmeliğinin 15 inci maddesinde belirtilen özel risk grubundaki işçilerin durumlarına uygun hale getirecektir.

### **3.1.1 Titreşim Kontrolü**

Teknikte titreşim kontrolü aktif ve pasif titreşim kontrolü olarak ikiye ayrılır. Aktif titreşim kontrolünde makinelerin oluşturduğu titreşimin çevreye yayılmasının engellemesine çalışılmaktadır. Pasif kontrolünde ise hassas makinelerin dış kaynaklı titreşimlerden korunmasına çalışılmaktadır. Bu iki yaklaşımda da makine veya cihazlar elastik parçalarla desteklenmelidir. Bu duruma da makinenin ve temelini oluşturduğu temel kütle ve bunu elastik olarak destekleyen elemanlardan titreşim yapan sistem adı verilir (Şekil 3.1). Bazı durumlarda bu sisteme sönüm elemanlarının da eklenmesi gerekir.



Şekil 3.1 Tek kütleli bir sistemde serbestlik dereceleri (İnt. Kyn. 1).

Titreşim kontrolü sistemlerinin tasarımında makinenin ve temelinin kütlesi, makine elastik olsa bile, tek ve rijit bir kütle olarak gözönüne alınır. Çünkü kullanılan elastik destekler makine ne olursa olsun her zaman daha esnek davranış gösterir. Titreşim yapan sistemler, serbestlik dereceleri ve doğal frekansları ile karakterize edilirler. Bir sistemde serbestlik derecesi sayısı kadarda doğal frekansı bulunur. Şekil 3.1’de görülen tek kütleli sistemin altı serbestlik derecesi vardır. Başka bir deyiş ile altı serbestlik derecesinin üçü x, y ve z ekseninde öteleme, kalan üçüde x, y ve z eksenleri etrafında dönme hareketlerinden gelmektedir. Bu durumda da sistemin altı tane doğal frekansı bulunmaktadır. Eğer sistem düşey yönde hareket ettirilip bırakılırsa, sistem salınımlar yapmaya başlayacak ve doğal frekansı bu düşey serbestlik derecesinden meydana gelecektir.

Eğer sistemde sönüm elemanı bulunmuyorsa sisteme etki edecek hareket ile sistem salınımlar yapmaya başlayacak ve salınım hareketi aynı özellikleriyle devam edecektir. Sönüm elemanları bu salınım hareketlerini yapan enerjiyi ısı enerjisine çevirip

sistemden uzaklaştırmaya yarar ve sistemin salınım hareketini durdurur. Her sistemde elastik dayanaklardaki malzeme sönümünden ve hava direncinden kaynaklı belli bir sönüm özelliği bulunmaktadır. Yüksek sönüm değerlerine ihtiyaç duyulduğu zamanlarda kullanılacak özel sönümleyiciler ile salınım hareketlerini çok daha kısa bir sürede sonlandırır.

Zorlanmış bir kütlenin matematiksel denklemi

$$m \times \ddot{z} + k \times z = F(t) \quad (3.1)$$

Denklemdaki;  $F(t)$  uygulanan dinamik kuvveti,  $k \times z$  yay kuvvetini ve  $m \times \ddot{z}$  ise atalet kuvvetini ifade eder. Uygulanan dinamik kuvvet  $F(t)$ , sistemin titreşmesine yol açar. Dinamik kuvvet santrifüj makinesi veya türbinler gibi kaynaklardan oluşan harmonik, yüksek hızlı presler gibi kaynaklardan oluşan periyodik veya deprem veya metro gibi kaynaklardan oluşan gelişigüzel (random) karakterli olabilir. Kuvvet sistem içinden veya dış kaynaklı olarak oluşabilir. Yay (destek) kuvveti  $k \times z$  elastik desteğin oluşturduğu  $k$  yay sabiti ve  $z$  kütle yerdeğiştirmesine bağlı olan kuvvettir. Statik yüklerin oluşturduğu  $F(t)$  yayda bir statik yerdeğiştirmeye neden olur. (Şekil 3.1)

$$F(t) = k \times z \quad (3.2)$$

Atalet kuvveti  $m \times \ddot{z}$  statik dengeye ek olarak dinamik denkleme eklenmesi gereken bir kuvvettir. Araç sürücüleri kavislerden geçerken, tümsekleri çıkarken ve otoyollarda yüksek hızlara çıkıldığı gibi durumlarda atalet kuvvetlerini hissederler. Bu kuvvet sistem kütlesi  $m$  ve sistem ivmesi  $\ddot{z}$  'ne bağlıdır.

Titreşim yapan sistemlerin dinamik davranışlarını incelediğimizde Şekil 3.1'deki atalet kuvvetlerinin uygulanan kuvvetlere olan etkisini göz önüne alalım. Eğer atalet kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlerle aynı yönde ise yay kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlerden daha büyüktür. Burada titreşim izolasyonu bulunmamaktadır ve sistem yaylarda yükseltici etkisi gösterir. Eğer atalet kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlere karşı yönde ise yay kuvvetleri uygulanan dinamik kuvvetlerden daha



küçüktür. Titreşim kontrolü yapmak demek sadece makinelerin altına elastik destek koymaktan ibaret değil, doğru elastik elemanları seçmek demektir. Elastik elemanların seçiminde doğal frekans değerleri çok önemlidir. Sistemin doğru doğal frekans değerleri altında yapılması için yay özellikleriyle belirlenen doğal frekans sistemin önemli karakteristiğidir.

Değişik amaçlar için yapılacak titreşim izolasyonunda (örnek olarak periyodik veya şok amaçlı izolasyonlarda) değişik parametrelere görede dizayn yapılabilmektedir. Fakat bütün durumlarda izolasyon doğru doğal frekansın belirlenmesidir. doğal frekans, aşağıdaki homojen diferansiyel denklemin çözülmesi bize dikey konumdaki serbestlik derecesinin doğal frekansı

$$m \times \ddot{z} + k \times z = 0 \quad (3.3)$$

eşitliği kullanılarak sistemin lineer frekansı

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{k_z/m} \quad (3.4)$$

bulunur.

### 3.1.2 Titreşimlerin İzolasyonu

Makineler genellikle dengesiz olup (örnek olarak dönen makineler, pistonlu makineler veya tam dengelenmemiş hareketli kütleler) periyodik titreşim hareketi yaparlar. Kısa süreli bir periyodun ardından dinamik sistem tahrik frekansında titreşmeye başlar. Sisteme etki eden en basit tahrik kuvveti harmonik kuvvettir. Harmonik kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (3.5)$$

Formülde bulunan  $\omega$  değeri açısal uyarı frekansını temsil etmektedir. Sönümsüz sistemlerde yer değiştirme;

$$|x| = \frac{|F|}{k-m \times \omega^2} \quad (3.6)$$

Sistemde vektörel hızı;

$$|v| = |\dot{x}| = \frac{|F|}{k-m \times \omega^2} \times \omega \quad (3.7)$$

Sistemde ivme;

$$|a| = |\ddot{x}| = \frac{|F|}{k-m \times \omega^2} \times \omega^2 \quad (3.8)$$

eşitliği ile bulunur.

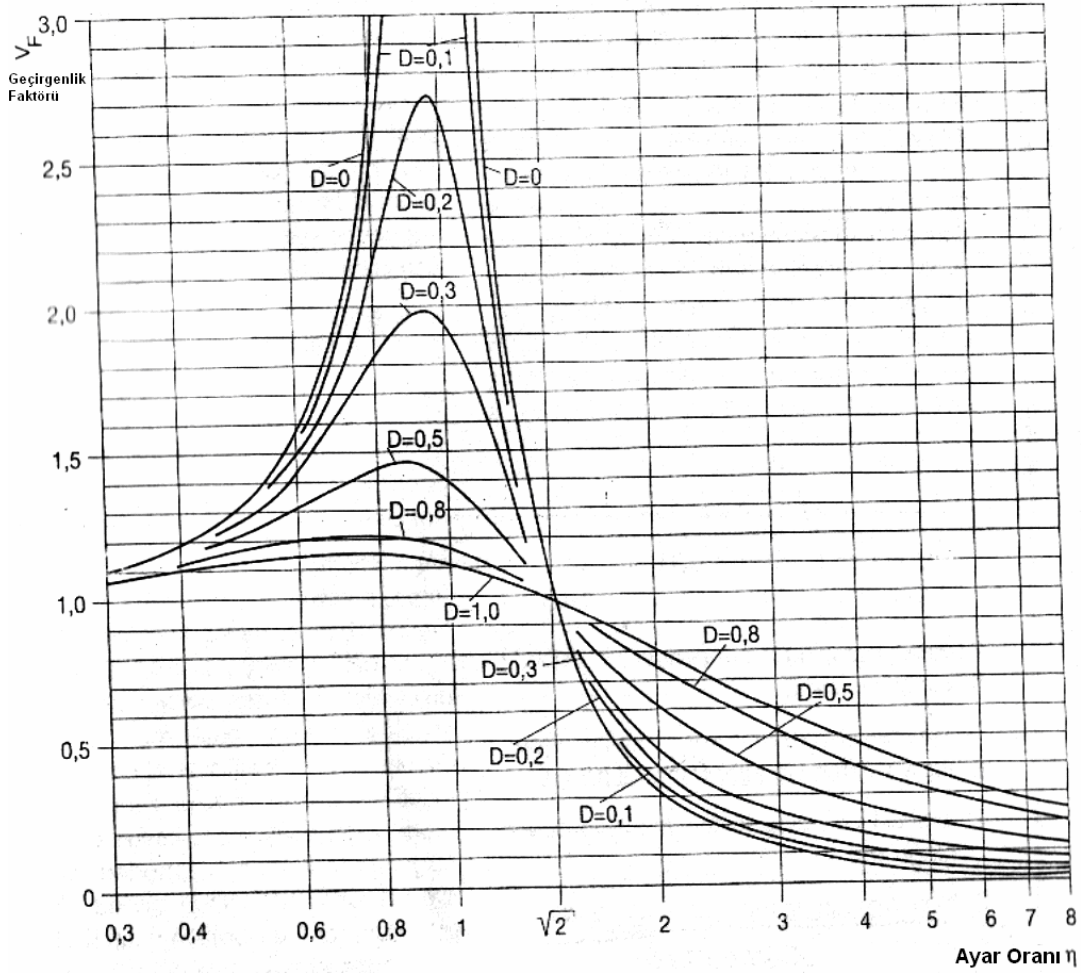
Tüm dönel ve pistonlu makinelerde dengelenmemiş kuvvet  $F$  makine hızının karesi ile orantılıdır. Yay sisteminin geçirdiği kuvvet  $F_k$  aşağıdaki gibi bulunur.

$$F_k = k \times x = \frac{k \times F}{k - m \times \omega^2} \quad (3.9)$$

$F$  iletilen kuvvetin,  $F$  tahrik kuvveti ile bölünmesi ile iletkenlik faktörü bulunur.

$$V_F = \left| \frac{F_k}{F} \right| = \left| \frac{1}{k - m \times \omega^2} \right| = \left| \frac{1}{1 - \Omega^2/\omega^2} \right| = \left| \frac{1}{1 - \eta^2} \right| \quad (3.10)$$

Yukarıda  $\eta$  ile ifade edilen ayar (tuning) frekansı tahrik frekansı ile doğal frekansın oranı olarak tanımlanır  $\Omega$  sistemin uyarı frkansı, sisteme dışardan gelen frekans olarak bilinir.  $\omega$  ise sistemin özelliğinden ortaya çıkan doğal frekansıdır.



**Şekil 3.2** Sabit frekans tahrikli tek kütleli sistemlerde  $V_F$  ve  $\eta$  arasındaki ilişkiyi veren diagram (İnt. Kyn. 1).

Şekil 3.2 incelendiğinde  $V_F$  eğrilerinin  $\eta > \sqrt{2}$  olduğu durum için analizde yayın geçirdiği kuvvet  $F_k$ , tahrik kuvveti  $F$ 'den daha küçüktür. Bu durumlarda yay izolasyon görevini yapar.  $\eta > \sqrt{2}$  durumunda izolasyon derecesi  $I$  aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$I|\%| = \left| \frac{F - F_k}{F} \right| \times 100 = (1 - V_F) \times 100 \quad (3.11)$$

Eğer sistemdeki sönüm ihmal edilirse izolasyon derecesi;

$$I|\%| = \frac{\eta^2 - 2}{\eta^2 - 1} \times 100 \quad (3.12)$$

şeklinde bulunur.

Yukarıda verilen denkleme göre  $\eta = 5$  'e kadar olan ayar oranları için izolasyon değerleri ortalama olarak aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

**Çizelge 3.2** Ayar oranı izolasyon derecesi çizelgesi (İnt. Kyn. 1).

$\eta$	$\sqrt{2}$	2	3	4	5
$I$ [%]	0	66,7	87,5	93,3	95,8

Büyük  $\eta$  değerlerinde sistemde dengelenmemiş  $o$   $m$  kütlesi, radius değeri  $r$  ve yer değiştiren toplam kütle olan  $m$  ile;

$$x = m_o \times r / m \quad (3.13)$$

yer değiştirme tanımlanabilir. Eğer sistemdeki dengesizlik eksantriklikten kaynaklanıyorsa yukarıdaki formülde  $e$  eksantriklik olmak üzere  $r=e$  alınır. İyi dengelenmiş, yüksek hızlı makinelerde  $e= 10$  [ $\mu m$ ] olarak alınabilir.

Şekil 3.2'de doğal frekansın tahrik frekansından daha büyük olduğu durumda ise ( $\eta < 1$ ) sistemde titreşim kontrolü bulunmamaktadır. Hatta sistem rijit yapısından dolayı daha kötü bir hal alıp sistemdeki elastik destek titreşimler için bir yükseltici işlevi de görürler.

Bazı yayınlarda yüksek ve düşük tuning değerleri ile doğal frekans ile tahrik frekansının ilişkisi incelenmektedir. Düşük tuning durumunda elastik desteğin doğal frekansı tahrik frekansından daha küçük olduğu durumdur. Bu bağlamda yüksek tuning durumunda doğal frekans, tahrik frekansından daha büyüktür. Makine mühendisliği terminolojisinde düşük tuning durumu supercritical sistem (tahrik frekansı doğal frekanstan daha büyük olduğu durum) ve yüksek tuning durum ise subcritical sistem (tahrik frekansı doğal frekanstan daha küçük olduğu durum) olarak ifade edilirler.

Düşük tahrik frekansının bulunduğu sistemlerde elastik destek tasarımı yapılırken doğal frekansın tahrik frekansından mümkün olduğu kadar uzak seçilmesi gereklidir. Böyle

sistemlerde yüksek tuning değerleri seçmek mantıklı olur. Bu sayede titreşim izolasyonu yapılırken tahrik frekansının birinci dereceden dinamik kuvvetlerini ihmal edip, yüksek dereceli dinamik kuvvetlerini işleme katmamıza yarar. Örnek olarak frekanslarının makine hızına bağlı olduğu durumlarda, düşük hızlı makinelerde birinci dereceden kuvvetler daha önemli olup bunların oldukça iyi dengelenmesi gerekmektedir.

### 3.1.3 Sönümlü Peryodik Sistemler

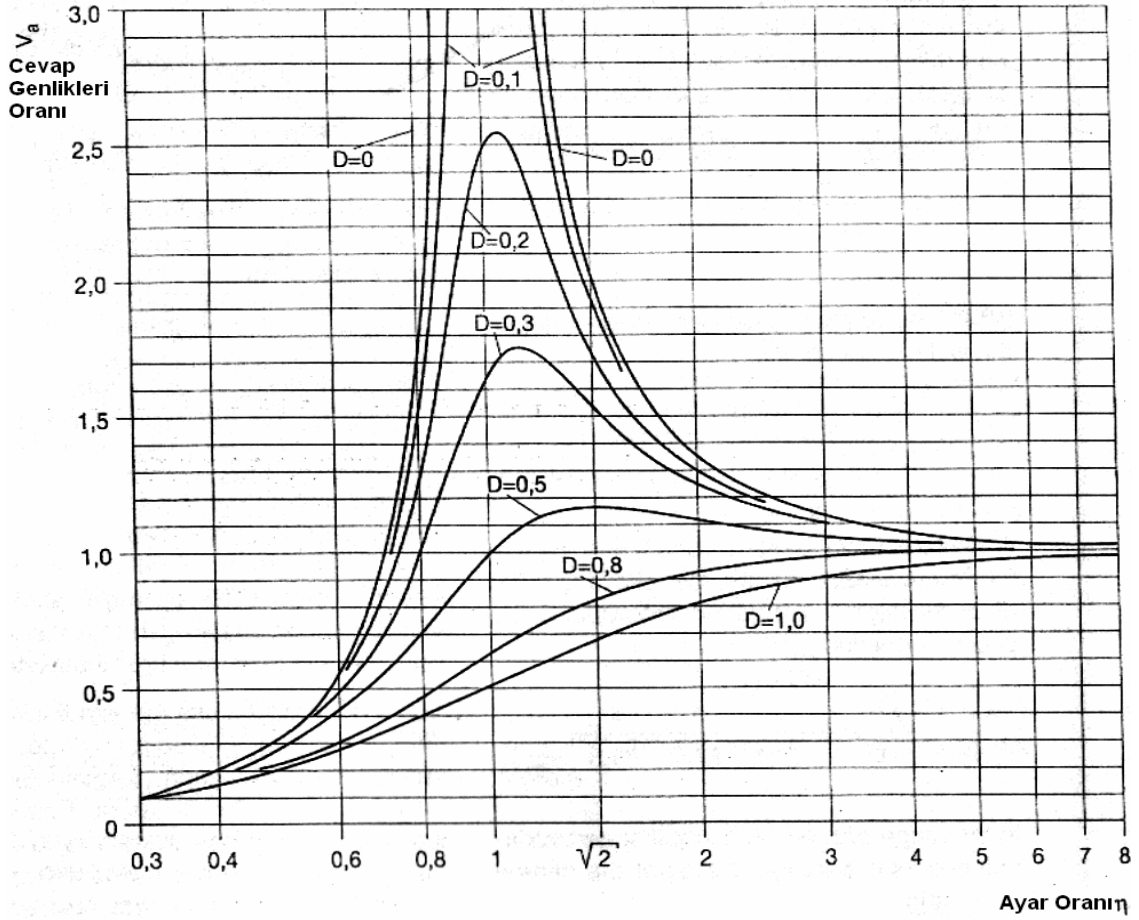
Şekil 3.2’de gösterildiği gibi yay destekli sistemde bulunan sönüm;  $x$ ,  $v$  ve  $a$  değerlerinde belli bir azalma olmasına yol açar. Ama frekansın sönüm sabitide titreşim izolasyon etkinliği  $\eta > \sqrt{2}$  durumuna göre azalmaktadır. Bu olay Şekil 5.1’de de görülmektedir. Sönüm derecesi veya sönüm oranı aşığıdaki formülde olduğu gibi kritik sönümün bir kesri olarakta gösterilebilmektedir.

$$D = \frac{c}{2 \times \sqrt{k \times m}} \quad (3.14)$$

Doğru bir izolasyon kontrolünü düşük ayarlı olarak yapabilmek için sistemde açılış ve kapanış işlemlerinde, uyarı frekansı ile sistemin doğal frekansının çakışması durumunda, rezonans bölgelerini aşması gerekmektedir. Kabul edilemeyen tepki genlikleri ve iletilen kuvvetleri engellemek için bu olay olurken sönümün olabildiği kadar yüksek olması gerekir. Bu sönüm hızın kesiri veya hız sabiti olabilir. Sistemin sönümünün hız oranının matematiksel olarak ifadesi Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’deki değişik sönüm oranları için rezonans eğrileri için iletkenlik ( $V_F$ ) aşığıdaki gibidir.

$$V_F = \sqrt{\frac{1 + 4 \times D^2 \times \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4 \times D^2 \times \eta^2}} \quad (3.15)$$

Eğer sistem sönümü hızdan bağımsızsa yukarıdaki ilişki değişecektir. Optimal bir periyodik tahrikli sistem sönüm elemanı aşığıdaki durumları sağlamalıdır. Makine hızı fazında minimum sönümlenme, Rezonans fazında ise maksimum sönümlenme görülür.



**Şekil 3.3** Hızın karesi ile değişen dinamik yüklü tek kütleli sistemde genliklerin yükselmesi (İnt. Kay. 1).

### 3.1.4 Titreşim Kontrolü Elemanları

#### 3.1.4.1 Yay Elemanları

Titreşim kontrolü sistemlerinin elastik komponentleri genellikle helisel çelik yaylardır. Yay elemanları spesifik statik yükler, spesifik doğal frekanslar ve spesifik dinamik yükler için dizayn edilirler. Elemanlar bir veya birden fazla yay içerirler. Standart yay elemanlarının yük kapasiteleri birkaç newtondan 1300 kN' a kadar bir aralıkta bulunmaktadır. Bu elemanlar için dikey yöndeki doğal frekans (genellikle seçim kriteridir) yaklaşık olarak 1.2 Hz ile 6 Hz aralığındadır.



Şekil 3.4 Standart yay elemanları (İnt. Kyn. 1).

Problemlerin çözümü için yay seçimi yaparken uzmanlara danışılmalı veya seçim prosedürü itinalı bir şekilde gözden geçirilmelidir. Sönümlü veya sönümsüz durumlar için yaylara ait makinelerin ağırlık ve hızlarına göre hazırlanmış veri çizelgeleri mevcuttur. Ama basit seçim prosedürü kısıtlıdır. Çünkü iyi dengelenmiş dönen makinelerde olduğu gibi temeldeki dinamik yükler toplam yay destek ağırlığına nazaran küçük kalmaktadır.

Küçük yay elemanları üst ve alttan civatalarla sisteme tutturulabilirler. Bunun yanında çoğu durumda yapışkan pedler ile tutturmak elemanların güvenliği için yeterli gelmektedir. Yayların sıkışmasındaki küçük farklılıklar araya sac parça koyarak çözülebilir. Çoğu durumda bu ayarlama gerekli olmaz.

Küçük yay elemanlarda (Şekil 3.4’de örnekleri görülmektedir.) yayın yüksekliği ayarlanarak sağlanır. Fakat büyük yay elemanlarında (Şekil 3.5’de örnekleri görülmektedir.) ara sacı konulması gereklidir. Optimum titreşim izolasyon sistemlerinde farklı isteklerin çözümünde standart yay elemanlarının kullanılması birçok durumda yetersizdir. İstenilen şartlara uygun özel elemanların tasarımı yapılmalıdır.

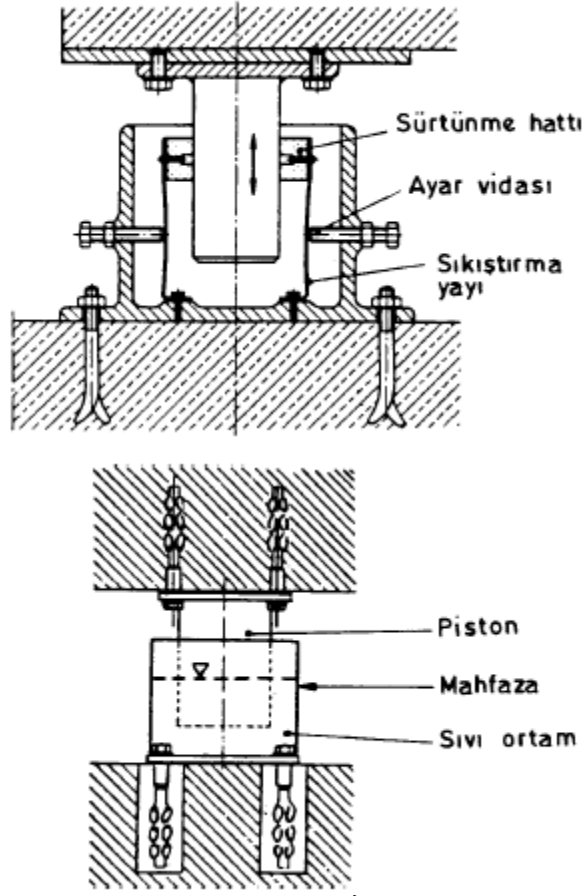


Şekil 3.5 Yüksek yük kapasiteli yay elemanları (İnt. Kyn. 1).

### 3.1.4.2 Sönüm (Damper) Elemanları


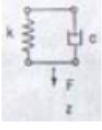
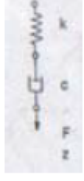
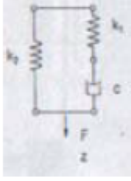
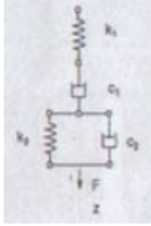
Sönüm elemanlarında amacımız yay destekli sistemlerinin periyodik tahrikli veya şok veya gelişigüzel tahrikli uyarılarda rezonans bölgelerinden geçerken sistemin hareketini sınırlamak veya . Sönüm elemanları; yaylarla paralel çalışarak, mekanik enerjiyi ısıya çevirerek, titreşim genliklerini düşürür.





**Şekil 3.6** Sönüm elemanının genel konstrüksiyonu (İnt. Kyn. 1).

Şekil 3.6’de görülebileceği gibi sönüm elemanları; set gövdeler arasındaki yavaşlamayı değerlendiren titreşim hareketini durduran ile sıvı veya gazlı ortamdaki enerji değişimini değerlendiren titreşim engelleyici araçlar (sıvı, viskoz damperleri) olarak ayrılır. Güç-hız özellikleri; hız, ilerleme, doğrusal veya gerileme olayından soyutlanabilir.

1. Ideal	2. Voight/Kelvin	3. Maxwell
		
$F_D = c \times \dot{z}$	$F = k \times z + c \times \dot{z}$	$\dot{z} = \frac{1}{k} \dot{F} + \frac{1}{c} F$
4. Parametrik Model	5. Parametrik Model	
		
$\frac{1}{k_1} \times \dot{F} + \frac{1}{c_1} \times F = \left(1 + \frac{k_2}{k_1}\right) \times \dot{z} + \frac{k_2}{c} \times z$	$\frac{1}{k_1} \times \ddot{F} + \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_2} \times \frac{k_2}{k_1}\right) \times \dot{F} + \frac{k_2}{c_1 \times c_2} \times F = \ddot{z} + \frac{k_2}{c_2} \times \dot{z}$	

Şekil 3.7 Sönüm elemanlarının gösterimleri (İnt. Kyn. 1).

### 3.1.4.3 Yaylar ve Damperlerin Birleşimleri

Günümüz teknolojisinde yay ve damper elemanları uygun modeller ile birlikte kullanılmaktadırlar. Şekil 3.7’de bu sistemlerin parametrik modelleri gösterilmiştir. Yay ve damperlerin birlikte kullanım alanları aşağıda sıralanmıştır.

- İzolasyon frekanslarından geçmesi sırasında titreşim farkı artımı, bütün olaylarda önlenmesi için,
- Çalışma şartları dengesiz güçlerin artmasına neden olabilecek sıra ile çalışan makineler için,
- Elektrik makineleri tarafından üretilen kısa devre dönme momenti geçici dalgaların emilmesi için,
- Teknik ve ekonomik nedenlerden dolayı uygun olmayan tesisler üzerine esnek olarak monte edilmeleri gereken makine ve sistemlerin sabitleştirilmesi için,
- Şok nedeni titreşimin çabucak azalmasını emniyete almak için,

kullanılmaları gerekir.

### a. Yay – Damper Sistemleri ile Titreşim İzolasyonu Örnekleri

Yay – damper sistemlerinde gelişmelerle birlikte pek çok titreşim probleminde kullanılmaya başlanmıştır. Örnek olarak şok yaratan makineleri yukarı katlara koymak artık mümkündür. Çünkü titreşim kontrolü ile artık hiçbir atalet kütlelerine izin verilmeyip katın taşıyacağı yükler sınırlandırılmıştır. Pistonlu makinelerde yay – damper sistemlerle titreşim kontrolü zorunludur. Özellikle buz dolabı kompresörlerinde rezonans bölgelerini geçmek için çok küçük alanlar bulunduğu için titreşim kontrolü yapılır. Ayrıca yay – damper sistemleri ile acil durum dizel jeneratörlerinin sismik koruması yapılmaktadır. Şekil 3.6’de örnek bir sistem gösterilmektedir.

## 3.2 Materyal

### 3.2.1 Deneysel Çalışmada Makina Ayaklarında Kullanılan Titreşim Takozları



Şekil 3.8 Makine titreşim ayakları.

Deneyde kullanılan takozun çaplarına göre taşımış olduğu yükler verilmiştir. Tezgahın yüküne göre kullanılan takozun hacmi artar. Bu yüzden çapı ve yüksekliğinde artış olur.

Çizelge 3.3 Titreşim takozu mekanik özellikleri.

Kod	L (mm)	W(mm)	H(mm)	Ayar mesafesi	Taşıma kg/adet
DB110	110	110	50	8	1600
DB150	150	150	55	10	3000
DB200	200	200	55	12	5000
DB250	250	250	70	15	6000

Sanayi devriminden hemen sonra hayatımıza hızla karışan makinalar, insanlığın ihtiyaç duyduğu tüm alanlarda iş gücümüzü hafifletiyor ve sağladığı faydalar ile hızla gelişmeye devam eden alanlar oluşturmaya devam ediyor. Tüm bu faydalarla birlikte kullanımı ve bakımı oldukça dikkat isteyen makinalar, uygun ekipman ve yedek parça ihtiyacını da beraberinde getiriyor. Bu ekipmanlar arasında önemli yerlerden birini tutan makina ayakları konusunda da bilgi sahibi olmak gereklidir. hemen hemen her sektörün ihtiyaç duyacağı makinaları daha uzun ömürlü, daha güvenli ve daha pratik kullanmak, onları daha iyi koşullarda muhafaza etmek ve düşük maliyetlerle yatırımlarınızı koruyabilmek için takozlar hakkında kullanmanız gereklidir.

Makina ayakları, özellikle düz bir zemin sağlamayan alanlarda hayat kurtarıcı olmakla birlikte, diğer birçok sorunu da ortadan kaldıran yardımcı ürünlerdir. Bu sorunların belki de en önemlileri, titreşim sorunudur. Özellikle ağır sanayi makinaları için gerekli olan bu ekipmanlar sayesinde, tüm bu dertlerden kurtulmanız oldukça kolay ve ekonomiktir. Plastik makina ayakları, genel olarak polyamid tabanlıdır. Dünyada üretilen ilk sentetik lif olan polyamid için halk arasında, naylon tabiri daha sıklıkla kullanılmaktadır. Bu ürünlerin, dayanıklılığı ve sağlamlığı artırıcı cam elyaf takviyeli çeşitleri de bulunmaktadır. Daha ekonomik ve daha pratik çözümler Titreşim takozlarında kullanılmaktadır.

### **3.2.2 Deneysel Çalışmada kullanılan Giyotin Sac Kesme Tezgahı**

Deneyde kullanılan Giyotin makas sac kesme sırasında aniden darbe oluşmaktadır, düşey yönde oluşan bu kuvvet zemine geçmektedir kuvvetin şiddeti kesme kuvvetine göre değişmektedir. Sac malzeme 2 milimetre yüksekliğinde olmasından ve 1,5 metre boyunda olmasından çok büyük kuvvetin oluştuğu görmüştür bu kuvvet zemine geçmesiyle zeminde bir sarsıntı meydana getirmektedir bu sarsıntının büyük boyutlu olması yanındaki çalışan tezgahları ve kullanıcılara büyük zarar vermektedir bunu engellemek için de mutlaka titreşim takozu kullanılması gerekmektedir. Deneysel çalışmada St37 malzemesi kullanılmıştır.

Tezgah üzerindeki sac malzeme operatör yardımı ile kesilmektedir, kesilme aralıkları

5'er saniye ara ile yapılmıştır. Bunun sebebi de tezgahın salınım hareketi uzun süre devam etmektedir en az 5 saniye sonra ikinci kesim yapılmıştır arka arkaya çok sık aralıklarla kesim yapılırsa ölçüm değerleri doğru olmayabilir. Çünkü bir kesim sırasında tezgahın salınım hareketi belli bir süre durmaz devam eder.

Tezgahın hareketli bittikten sonra ikinci kesimin yapılması doğru bir tercihtir. Bu bakımdan 5 saniye ara verildikten sonra 2. kesim yapılmıştır. Şekil 3.9'da tezgah üzerinde kesilmeye hazır sac malzeme görülmektedir.



**Şekil 3.9** Tezgahın genel görünüşü.

Tezgahın ayakları altına konulan titreşim pabuçları için hidrolik bir kaldırıcı kullanılmıştır. Tezgahın bir tarafı kaldırılmış ve ayakları altına titreşim pabuçları bağlantısı yapılmıştır daha sonra diğer tarafı tezgahın kaldırılarak titreşim pabuçları konulmuştur. Tezgahın bir tarafının kaldırılması Şekil 3.10 da gösterilmiştir.

Tezgah ayakları altına konan titreşim takozları belli bir yaylanma katsayısına sahiptir. Sert bir plastik malzemeden yapılmıştır, bu parçalar tezgahın ağırlığına göre seçimi yapılmıştır. Tezgahın ağırlığı arttıkça yay katsayısı da büyük olan bir titreşim takozu seçilmesi gerekir. Burada tezgahım 2 ton civarında olduğu varsayılarak, 2 ton yükü

taşıyabilecek ve ona göre esneklik oluşumunu ortaya çıkaran pabuçlar seçilmiştir. Pabuçların tezgah ayağına bağlantısı sırasında da zemine homojen bir oturma düzeni oluşturulması gerekir. Yani dört ayağında zemine basması ve tezgahın uyguladığı kuvvetler yönüyle eşit olması gerekir, tezgah düzensiz her yere bağlantısı yapılırsa titreşim sırasında daha büyük salınımlar ortaya çıkacağından bir bunu önlemek için de dört ayağın yere göre bağlantısı eşit şekilde olmalıdır (Şekil 3.10).



**Şekil 3.10** Tezgah zemin bağlantılarının takılması.

Tezgah üzerindeki titreşimleri ölçmek için dört kanallı bir cihaz kullanılmıştır. Bu cihazla yer değiştirme, hız ve ivme değerlerini ölçme imkanı vardır, dört kanalla eş zamanlı titreşim büyüklüklerini ölçmek mümkündür.



**Şekil 3.11** Tezgaha ölçme cihazının bağlantısı.

Dört kanallı titreşim cihazı ile ölçülen değerler kayıt altına alınmaktadır daha sonra bu kayıtlar bilgisayar ekranına aktarılarak nominal değerleri görülmektedir. Tezgah üzerindeki üç noktanın titreşim değerleri ve bir sensör de zemine bağlanmıştır. Sensörlerin alt tabanları metal malzemedir, mıknatıslanma özelliğine sahiptir herhangi bir metal yüzey bağlantısı mümkündür. Tezgahın üzerindeki üç noktaya bu şekilde bağlantı yapılmıştır biri tezgahın tepesine, birisi kesme noktasına ve biriside ayak üzerine bağlantısı yapılmıştır. Zemin üzerine metal bir parça çakılarak metal parçanın üzerine sensör bağlantısı sağlanmıştır. Şekil 3.13 de görüldüğü gibi zemin üzerinde bağlantı yapmak için metal parça görmektedir. Bu parçanın üzerine sensör parçası bağlanmıştır.



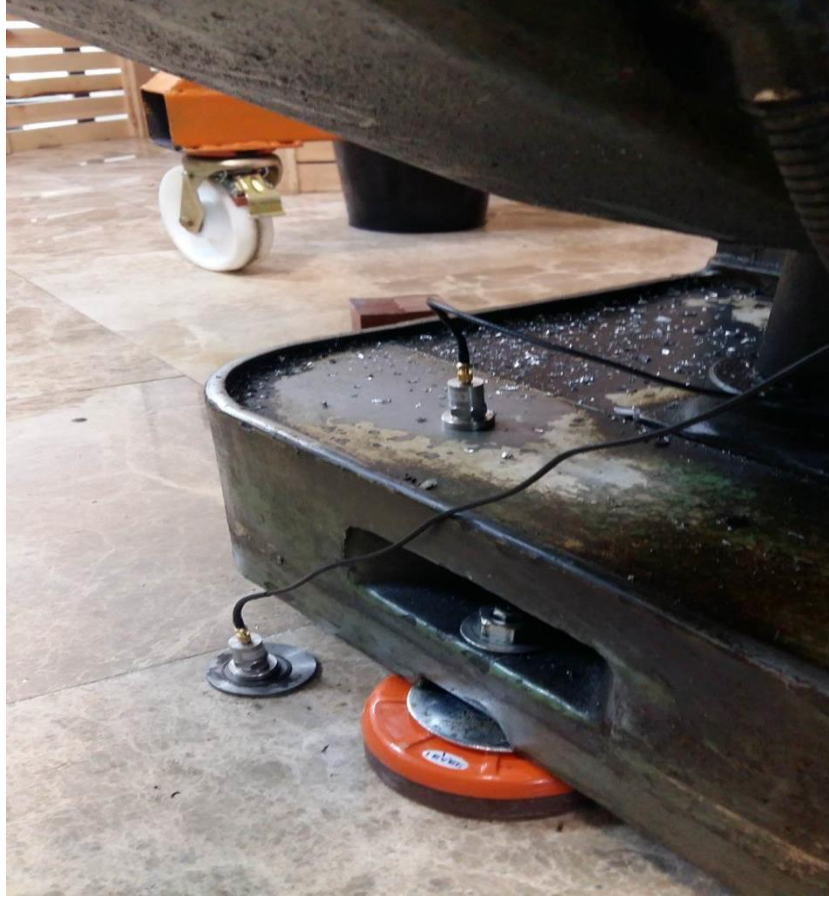
Şekil 3.12 Tezgah üzerine sensorların bağlanması.

Sensörler düşey olarak bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Tezgahın düşey yöndeki titreşim değerleri ölçülmektedir. O yüzden sensörün konumu 3.12 de bağlantı konumları görmektedir.

Titreşim takozları diye isimlendirdiğimiz titreşim elemanları tezgahın gövdesindeki salınımlarını yalıtarak zemine geçmesini engellemektedir. Şekil 3.13 da gösterilmiştir, görülen titreşim takozu tezgahın ayağı ile zemin arasındaki bağlantıyı sağlamaktadır. Ölçüm değerlerinde ve görüldüğü gibi tezgahın Ayağı ile zemin arasındaki titreşim büyüklükleri önemli derecede düştüğü görülmüştür.

Uygun titreşim takozu belirlemek de gerekiyor, bunun için farklı titreşim takozları tezgah ayakları altında denenerek ölçümü yapıldıktan uygun tezgah titreşim takozları tercihi yapılması gerekir.





**Şekil 3.13** Sensorun zemine bağlantısı.

Tezgahların ayaklarında kullanılan titreşim pabuçları açısız olarak sağa sola belli açıda bağlantıya izin vermektedir. Bu özellik tezgahların ayakları ile zemin arasındaki düzgün bağlantı için önemlidir.

#### 4. BULGULAR

Talaşlı üretim tezgahlarının çalışması sırasında kesici ve delici takımlarının dinamik kuvvetler altında tezgah gövdesine belli bir salınım hareketi yaptığı gözlenmiştir. Bu salınım hareketi zemine belli oranda geçmektedir, zemindeki salınım hareketi diğer tezgahların sağlığını bozmakta ve hassas üretim yapan tezgahların hassasiyetini düşürmekte toleranslı çalışmanın yapılmasını zora sokmaktadır. Tezgahın salınım hareketinin zemine geçmesi engellenmelidir veya minimize edilmelidir. Tezgah ile zemin arasında titreşim takozları diye isimlendirilen yalıtım malzemesi kullanılarak tezgahın titreşiminin ve salınımının büyük oranda azaltılması amaçlanmıştır. Bu çerçevede tezgahın üzerindeki üç farklı nokta ve bir de zemin olmak üzere dört farklı nokta dört sensör eş zamanlı olarak tezgah çalışırken çalışma hareketlerini ölçülmüş ve bu değerler nominal HR'ye dönüştürülerek çizelgelerde verilmiştir. Bu çizelgeleri kullanılarak da bazı grafikler elde edilmiştir. Tezgahların kütle ve üretmiş oldukları dinamik kuvvetler göz önüne alınarak titreşim büyüklüğü belirlenmelidir. Bunun yanında tezgah üzerindeki dinamik kuvvetin doğrultusu da önemlidir. Yatay doğrultuda olan kuvvetlerle düşey doğrultuda olan kuvvetler farklı titreşim türüne sebep olacaktırlar. Tezgahın titreşimini ölçerken tezgah üzerindeki oluşan kuvvetlerin niteliği ve özelliği de önemlidir. Bu çalışmada tezgahın üç noktası dikkate alınmıştır. Bunlardan bir tanesi tezgah ayağı, ikincisi kesir takımın olduğu nokta ve üçüncüsü ise tezgahın tepe noktasıdır. Bununla beraber zemin hareketini incelemek için tezgah ayağının hemen yakınındaki bir nokta da seçilmiştir. Salınım hareketlerini algılayan sensör çok hassas olmasından bağlantının sağlam bir noktadan yapılması gerekir. Bunun için zemin üzerinde metal malzeme bağlanarak sensör metal malzeme üzerine yapıştırılmıştır. Tezgahın titreşim hareketi bütün noktalardan aynı anda eş zamanlı olarak alınmıştır. Bu değerler nominal değerlere dönüştürerek çizelge halinde hazırlanarak gösterilmiştir. Daha sonra bu değerler arasında grafikler oluşturulmuş ve alınan titreşim büyüklükleri 3 kategoride gerçekleştirilmiştir. Yer değiştirme, hız ve ivme şeklinde 3 kategori üzerinde alınan bu bilgiler grafiğe dönüştürülmüştür. Bu çalışmada tezgahın yalıtım malzemesi denen titreşim takozu ayaklar ve zemin arasında yerleştirilerek ölçümler alındıktan sonra, bir de yalıtım malzemesi kullanmadan ayakların direk zemine teması pozisyonunda titreşim değerleri ölçülmüştür. Bunlar da birbiriyle kıyaslanarak yalıtımlı ve yalıtımsız durum incelenmiştir.



Şekil 4.1 Tezgah ayaklarına takozların yerleştirilmesi.



Şekil 4.2 Dört kanallı titreşim ölçme cihazı.

Çalışmada Giyotin sac kesme tezgahı kullanılmıştır. 2 milimetre kalınlığındaki bir sac 1 metre boyundaki bir sac kesilmiştir. Kesilme aralıkları 5 saniyedir. Titreşim büyüklüğünün doğru alınması için bu aralık belirlenmiştir. 4 kanallı titreşim ölçme

cihazı eş zamanlı olarak 4 sensörle bütün bilgileri almaktadır. Yer değiştirme, hız ve ivme değerlerini kayıt altına almaktadır. Daha sonra bilgisayar ekranında bu değerler çizelge haline getirilmiştir.



Şekil 4.3 Dört kanallı titreşim ölçme ile titreşim değerlerinin alınması.

#### 4.1 Yer Değiştirme Hareketinin Karşılaştırılması

Yer Değişim Hareketi eş zamanlı olarak 4 noktadan ölçölmüştür. Bir nokta zeminde ve 3 nokta da tezgah üzerinden alınmıştır. Alınan değerler çizelge 4'de gösterilmiştir. Ölçüm yapılırken Giyotin kesme makinesi kullanılmış. Kesme sırasında bir iki saniye kadar kuvvetin etkisi görölmüş bu yüzden herkesimde iki ya da üç nokta titreşim değerleri herkes M sırasında 2 ya da 3 değer alına bilmiştir. Bu yüzden arka arkaya 34 kesim yapılarak titreşim değerleri ölçölmüştür. Ölçme işleminde 4 sensör kullanılmıştır CH1, CH2, CH3 ve CH4 bu sensörlerden C1 sensörü zemine bağlıdır. C2 sensörü

ayağına bağlıdır C3 sensörü Kesici takımın düzlemine bağlıdır C4 tezgah en üst noktasına bağlanmıştır. Bunlar eş zamanlı olarak değerleri almaktadır. Bu değerler ölçüm cihazında sayısal değerlere dönüştürülerek çizelgede gösterilen rakamlar olarak kroki çiziminde kullanılmıştır.

Sensörlerin konumları bu şehir olarak ilgili yerlere bağlantısı yapılarak salınım hareketinin sadece düşey yönde ki değerleri ölçülmüştür Aslında her noktanın yatay yönde de salınım hareketi oluşturma oluşumu vardır, ancak bizim için gerekli olan düşey önündeki titreşim değerleridir.

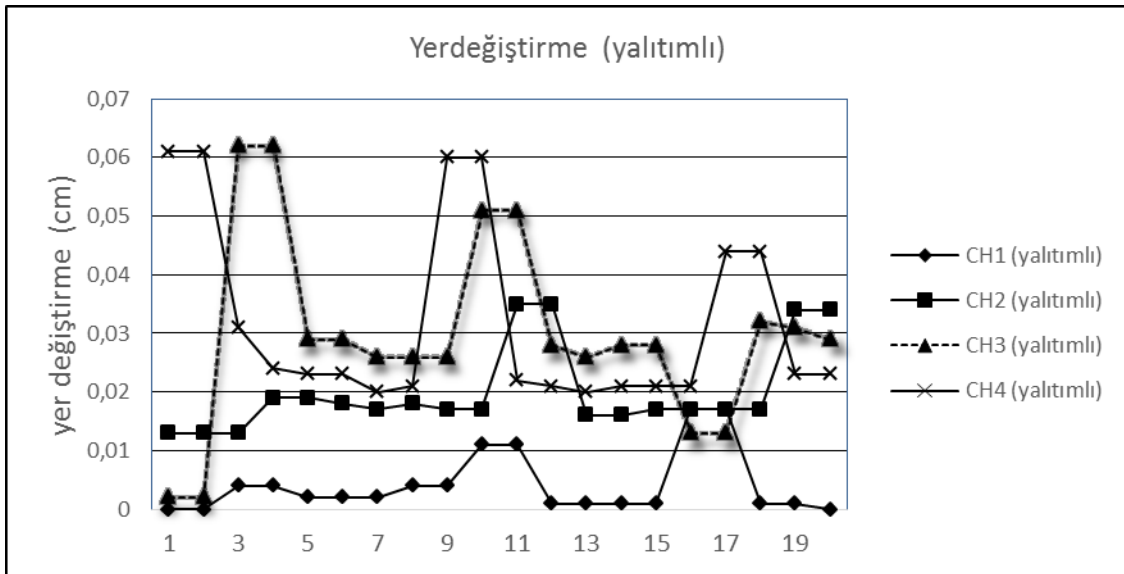
**Çizelge 4.1** Yer değiştirme değerleri (yalıtımlı).

CH1(cm) (yalıtımlı)	CH2(cm) (yalıtımlı)	CH3(cm) (yalıtımlı)	CH4(cm) (yalıtımlı)
0,000	0,013	0,002	0,061
0,000	0,013	0,002	0,061
0,004	0,013	0,062	0,031
0,004	0,019	0,062	0,024
0,002	0,019	0,029	0,023
0,002	0,018	0,029	0,023
0,002	0,017	0,026	0,020
0,004	0,018	0,026	0,021
0,004	0,017	0,026	0,060
0,011	0,017	0,051	0,060
0,011	0,035	0,051	0,022
0,001	0,035	0,028	0,021
0,001	0,016	0,026	0,020
0,001	0,016	0,028	0,021
0,001	0,017	0,028	0,021
0,017	0,017	0,013	0,021
0,017	0,017	0,013	0,044
0,001	0,017	0,032	0,044
0,001	0,034	0,031	0,023
0,000	0,034	0,029	0,023

Tezgah üzerindeki yer değiştirme hareketleri yalıtımsız olarak da ölçülmüştür. Tezgah ayağı doğrudan zemine temas etmektedir. Bir önceki şartlardatezgah çalıştırılmış çalıştırılan tezgahın 3 noktadan ve zemindeki yer değiştirme hareketleri titreşim cihazı ile ölçülerek Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.2** Yer değiştirme değerleri (yalıtımsız).

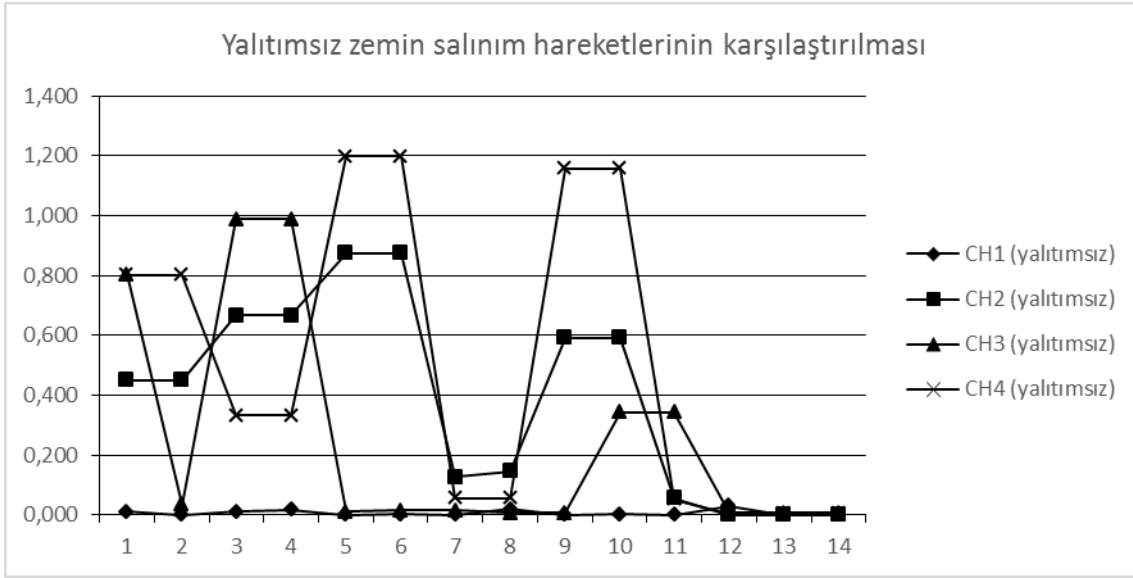
CH1(cm) (yalıtımsız)	CH2(cm) (yalıtımsız)	CH3(cm) (yalıtımsız)	CH4(cm) (yalıtımsız)
0,010	0,451	0,803	0,801
0,000	0,451	0,034	0,801
0,010	0,666	0,989	0,332
0,017	0,666	0,989	0,332
0,000	0,875	0,011	1,199
0,002	0,875	0,014	1,199
0,001	0,126	0,014	0,056
0,020	0,146	0,007	0,056
0,000	0,591	0,007	1,158
0,002	0,591	0,344	1,158
0,001	0,056	0,344	0,051
0,030	0,001	0,007	0,005
0,001	0,001	0,007	0,005
0,001	0,001	0,006	0,005



**Şekil 4.4** Tezgah gövdesinin ve zeminin yer değiştirme grafiği.

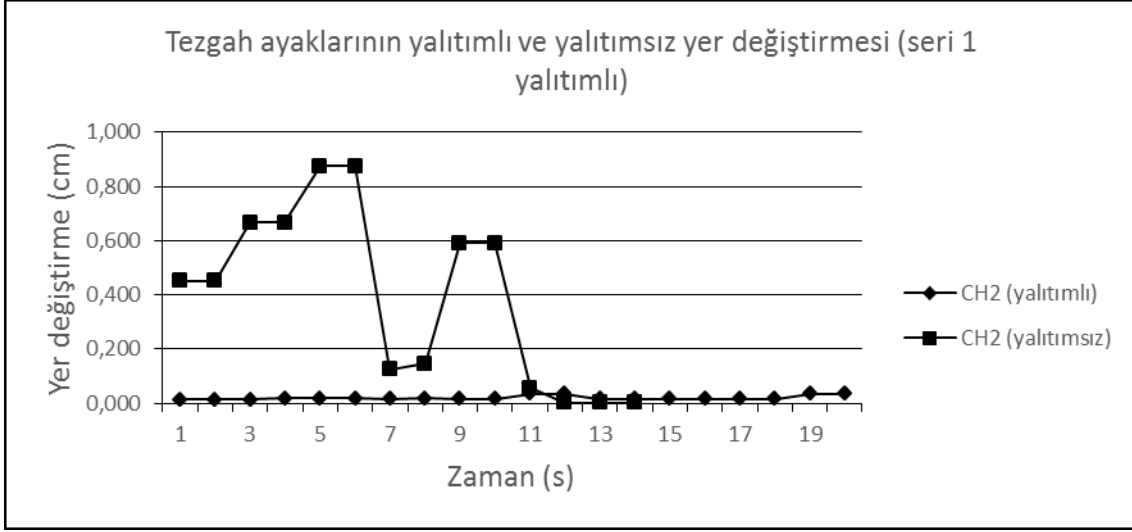
Yalıtımlı durumda tezgahın yer değiştirme hareketi Şekil 4.4'de verilmiştir. Burada tezgahın ayak yer değiştirme değerleri Tepe noktasındaki yerleştirme diğerlerinden küçüktür zemin yer değiştirme miktarı da tezgah ayağındaki yerleşme miktarından küçüktür yalıtımlı yer değiştirme ile yalıtımsız yer değiştirme Şekil 4.2'de karşılaştırıldığında yalıtımlı olan zemin hareketi yalıtımsız olan Tezgahtaki zemin hareketinden daha küçüktür ve aynı zamanda tezgahında bütün noktalarına bakılırsa

yalıtlımlı olan tezgahın yer değiştirme değerleri yalıtlımsız olan tezgahın yer değiştirme değerlerinden oldukça küçüktür. Yalıtlımlı tezgahı Tepe noktasının diğer değiştirme miktarı 0,07 iken yalıtlım soran tezgahın yer değiştirme Tepe noktasının yer değiştirme miktarı 1,2 olarak ölçülmüştür Buda yalıtlımlı olan tezgahın gövdesinin de yerleşme miktarının yani Salman'ın az olduğunu göstermektedir. Pik değerleri dikkate alındığında yalıtlımsız tezgahın çok yüksek oranda yerleşim miktarına sahip olduğu yalıtlımlı olan tezgahın Salim hareketini oldukça düştüğü Sıfıra yakın bir de düştüğü görmektedir.



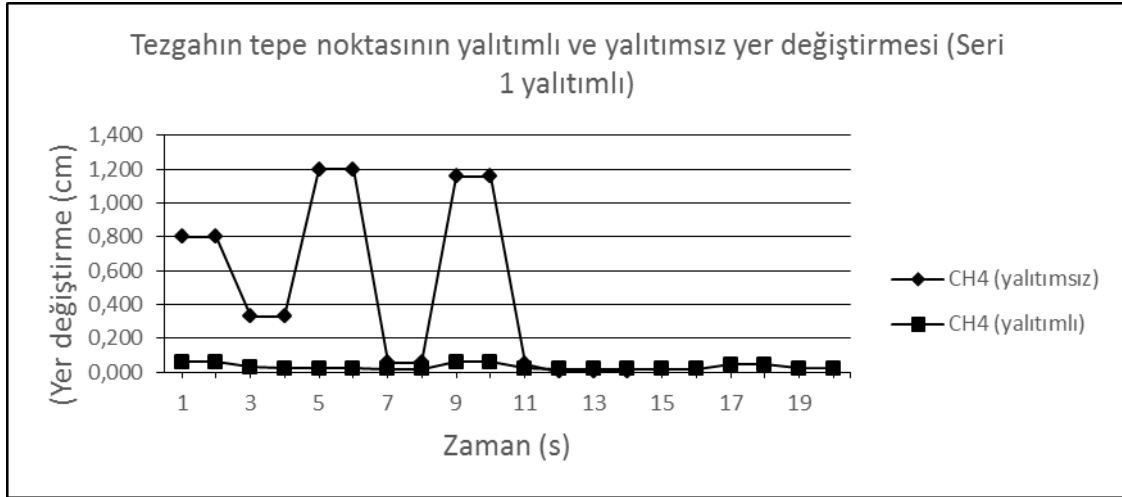
şekil 4.5 Yalıtlımsız zemin yer değiştirme hareketi.

Yalıtlımsız yer değiştirme değerleri, yalıtlımlı yer değiştirme değerlerine göre daha yüksek çıkmıştır. Bilhassa makine üzerindeki üç noktanın yer değiştirme değerleri oldukça yüksek değerlere ulaşmıştır. Bunun sebebi de titreşim takozlarının etkisidir, düşey eksenindeki yer değiştirme değerlerine bakıldığında yalıtlımsız yer değiştirme rakamları oldukça yüksektir. Zemindeki yer değiştirme değerleri de çok net olarak gösterilmemiştir. şekil 4.5'de grafikte ölçek değerler değiştirilerek zemindeki yalıtlımlı ve yalıtlımsız iki değer karşılaştırılmıştır. şekil 4.5'de yalıtlımlı yer değiştirme değerleri grafikte gösterilmıştir.



Şekil 4.6 Yalıtımlı ve yalıtımsız zemin yer değiştirme.

Yalıtımlı ve yalıtımsız yer değiştirme zemin üzerindeki salınım hareketini Şekil 4.6'da gösterildiği gibi yalıtımlı olan ölçüm değerleri çok küçük olması, yaratılmışız değerin oldukça yüksek değerlere çıkması titreşim takozu etkisini göstermektedir. Titreşim takozunun kullanılması zemine geçen yer değiştirme hareketinin oldukça azalmasında olumlu etki sağladığı görülmüştür.



Şekil 4.7 Tezghah tepe noktasını yalıtımlı ve yalıtımsız yer değiştirmeleri.

Tezghahın üst noktasında yalıtımlı ve yalıtımsız yer değiştirmenin karşılaştırılması şekil 4.7'de gösterilmiştir. Yalıtımlı tezghah üst noktasında yer değiştirme değerleri diğerine göre oldukça küçüktür, tezghah ayağında kullanılan titreşim takozu olumlu yönde etkisi



görülmüştür, titreşim takozu kullanmadan alınan ölçüm değerinde tezgahın üst noktasındaki yer değiştirme değerinin çok yüksek değerlere çıktığı görülmüştür.

## 4.2 İvme Değerlerinin Karşılaştırılması

Çizelge 4.3 Yalıtımlı ivme değerleri.

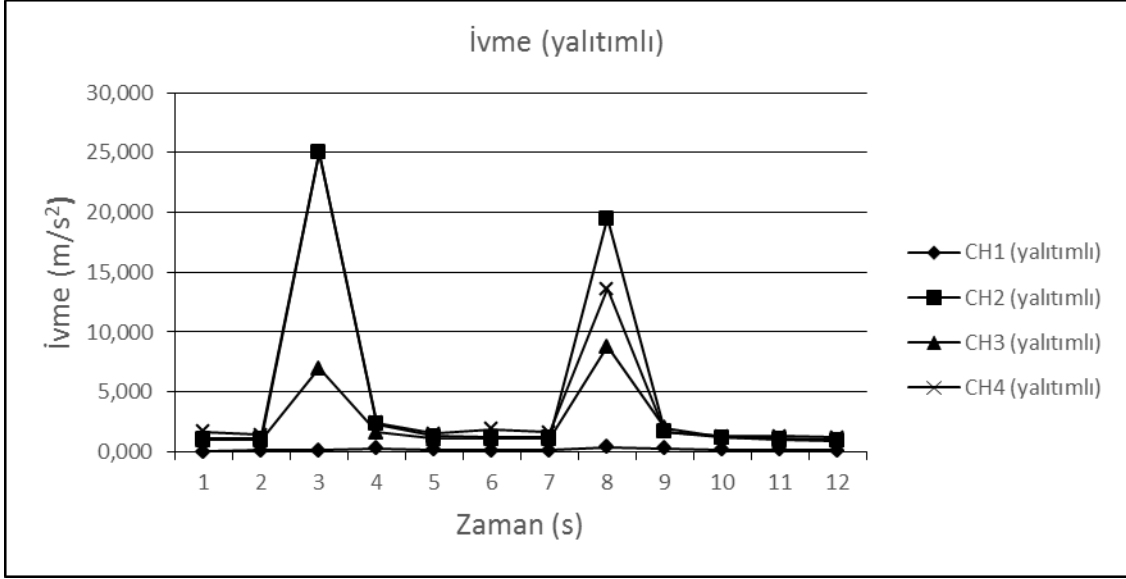
CH1 (yalıtımsız)	CH2 (yalıtımsız)	CH3 (yalıtımsız)	CH4 (yalıtımsız)
0,200	1,900	1,500	0,900
0,200	1,900	1,500	0,900
0,200	1,200	0,900	0,800
3,800	30,600	17,100	6,800
1,200	1,900	2,300	1,700
0,500	1,400	1,000	1,100
0,400	1,100	0,900	0,900
0,300	1,100	0,900	0,900
0,200	1,200	1,000	0,900
1,300	33,000	13,600	24,800
1,000	2,800	1,600	2,700
0,600	1,400	1,100	1,200
0,200	1,100	0,900	0,900
0,200	1,300	1,200	0,900
2,400	27,800	5,900	36,600
0,900	1,500	1,700	1,400
0,500	1,300	1,000	1,100
0,400	1,200	1,000	1,000

Neredeyse gözle salınım hareketi görülebilecektir. Bu hareket, tezgahın üst noktasının bu denli büyük yer değiştirmesi üretim yapılan ürünün hassas işlenmesine engel olacaktır.

**Çizelge 4.4** Yalıtımsız ivme değerleri.

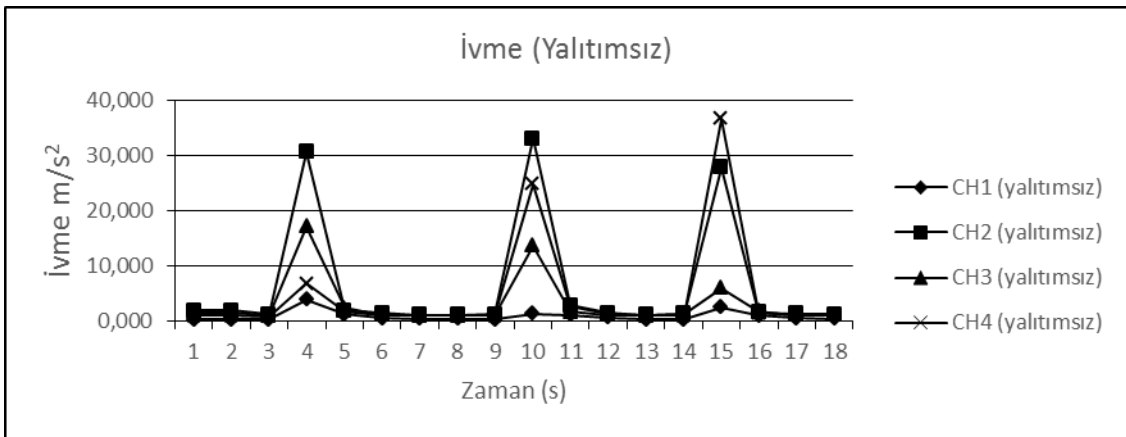
CH1 (yalıtımlı)	CH2 (yalıtımlı)	CH3 (yalıtımlı)	CH4 (yalıtımlı)
0,040	1,100	1,000	1,700
0,100	1,100	1,000	1,400
0,100	25,000	7,000	25,000
0,300	2,300	1,600	2,400
0,200	1,300	1,100	1,500
0,100	1,200	1,100	1,900
0,100	1,200	1,100	1,600
0,400	19,500	8,800	13,600
0,300	1,700	2,000	1,700
0,200	1,200	1,200	1,300
0,200	1,100	1,000	1,300
0,100	1,000	0,900	1,200

Çizelge 4.3’de yalıtımlı ivme değerleri gösterilmiştir. İvme değerleri titreşim hareketi için en önemli parametrelerdir titreşim hakkında önemli dataları bu çizelgeden alabiliriz, çizelge değerleri kullanılarak ivme grafikleri elde edilmiştir. Bu grafikler aşağıda çizilerek anlatılmıştır. İvme değerlerinden tezgah üzerindeki oluşan kuvvetleri de bulabiliriz, ivmenin büyük olması tezgahın o noktasının yorucu bir kuvvet altında veya dinamik kuvvet altında kaldığını söyleyebiliriz, tezgahın yıpranmasını da bu değerler belirler aynı zamanda bir enerji kaybının oluştuğunu da bu grafiklerden çıkartabiliriz titreşim büyüklüğünün en önemli parametre değeri olan ivmenin bilinmesi titreşimde birçok problemin çözümüne yardımcı olacağı için titreşim çalışmalarında İvme değerinin yeri oldukça önemlidir. Çizelge 4.4’de yalıtımsız değerleri verilmiştir, yalıtımlı ve yalıtımsız değerleri grafiklerle gösterilerek karşılaştırılmıştır.



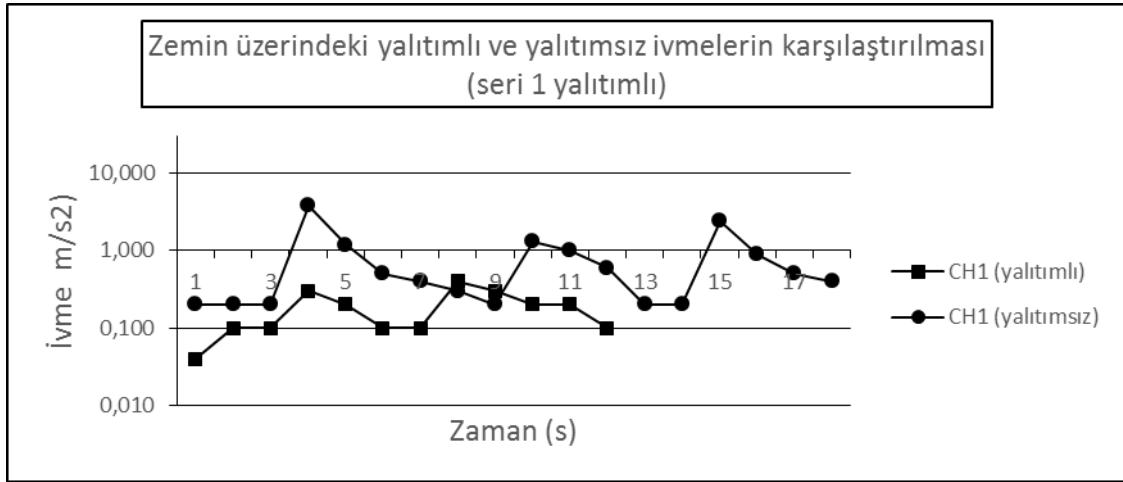
Şekil 4.8 Yalıtımlı tezgah ivme değerleri.

Yalıtımlı tezgahın ivme değerleri incelendiğinde Şekil 4.8’de görüldüğü gibi, titreşim takozu kullanılarak tezgah üzerindeki sayısal değerlerin çok küçük olduğu görülmektedir. Tezgahın ayağı ile üst noktasının ivmesi aşağı yukarı birbirine çok yakın değerlerdir yalıtım malzemesi titreşim takozu kullanıldığı için tezgahın genelinde 3 noktasında ivme değerlerini yalıtımsız tezgaha göre küçük olduğu gözlenmiştir. Buradan titreşim takozunun kullanılmasıyla Tezgahtaki titreşim ivmelerinin oldukça küçük değerlere indiği görülmüştür. Böylece titreşim takozunun tezgah için çok faydalı bir eleman olduğu görülmektedir.



Şekil 4.9 Tezgah üzerinde yalıtımsız ivme değerinin değişimi.

Tezgah ayağında titreşim takozu kullanmadan tezgah operasyonu sırasında ölçülen 3 nokta ve zemindeki titreşim değerlerine göre çizilen grafik Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Zemin üzerindeki temas eden ayakta titreşim ivmesi oldukça yüksek değerlere ulaşmıştır, son denemede tezgahın üst noktasının titreşim değerleri maksimum değere çıkmıştır, titreşim yalıtımsız değerler ile karşılaştırıldığında yalıtımsız değerlerin yalıtımlıya göre yüksek olduğu grafiklerden görülmektedir. Yalıtımsız grafikte ivme daha yüksektir bu grafik de net olarak görülmektedir. Bundan sonraki grafiklerde 2 zemin inmesini karşılaştırma yaparak birbiri arasındaki farkı görme fırsatı olacaktır, buradan yalıtımlı ile yalıtımsız tezgahın ivmeleri farklı olduğu görülmektedir. Tezgahayağında titreşim takozu kullanıldığında titreşim değerlerinin titreşim ivmelerinin daha az olduğu görülmektedir.



Şekil 4.10 Yalıtımlı ve yalıtımsız zemin ivme değerleri.

Tezgahların zeminde oluşturdukları ivme değerleri karşılaştırılmıştır. Birisi titreşim takozlu iken zemine geçen ivme değeri, diğeri de titreşim takozu kullanmadan operasyon sırasında zemine geçen titreşim ivme değerleridir Şekil 4.10'a bakıldığında yalıtımsız tezgahın zemine iletmış olduğu ivme değerleri yalıtımlıya göre daha yüksek çıkmıştır. Bundan şunu çıkarabiliriz, tezgah çalışırken zeminle tezgah arasındaki titreşim takozunun kullanması zemine daha az salınım geçmekte, titreşim takozu belli bir oranda salımı yutmakta kuvvetlerin bir kısmını absorbe etmektedir. Böylece zemindeki titreşim değeri de düşmektedir, Demek ki tezgah altında kullanılan titreşim takozu büyük faydası vardır. Zemindeki ivme değerini belli oranda küçülmüştür,

titreşim takozu kullanılmadan yapılan operasyonda zemine geçen kuvvet fazla olduğundan dolayı zemindeki ivmede bu oranda yüksektir, her ikisinin değerine bakıldığında titreşim takozu kullanılan ölçüm değerlerinde ivme değeri daha az olduğu görülmektedir.

### 4.3 Hız Değerlerinin Karşılaştırılması

Çizelge 4.5 Yalıtımlı hız değerleri.

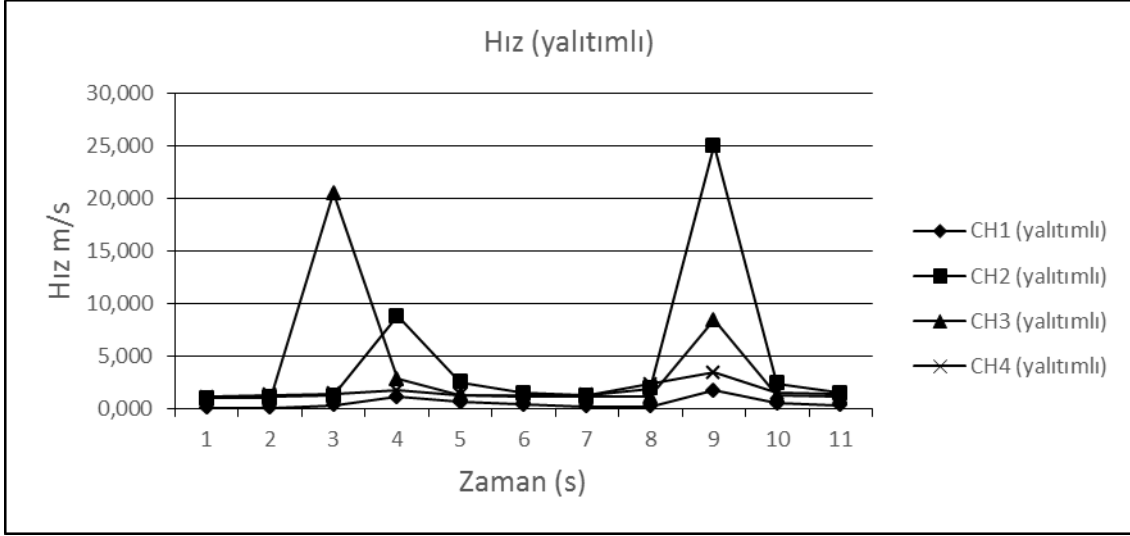
CH1 (yalıtımlı)	CH2 (yalıtımlı)	CH3 (yalıtımlı)	CH4 (yalıtımlı)
0,100	1,000	1,000	1,100
0,100	1,100	1,000	1,300
0,300	1,200	20,500	1,400
1,100	8,800	2,800	1,700
0,600	2,500	1,300	1,300
0,400	1,500	1,100	1,300
0,200	1,200	1,100	1,300
0,200	1,900	1,100	2,300
1,700	25,000	8,400	3,400
0,500	2,400	1,200	1,500
0,300	1,500	1,100	1,400

Hız değerleri titreşimde enerji değişimini belirlemek için kullanılır.  $m/s^2$  olarak dört noktanın hız değerleri Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da verilmiştir.

**Çizelge 4.6** Yalıtımsız hız değerleri.

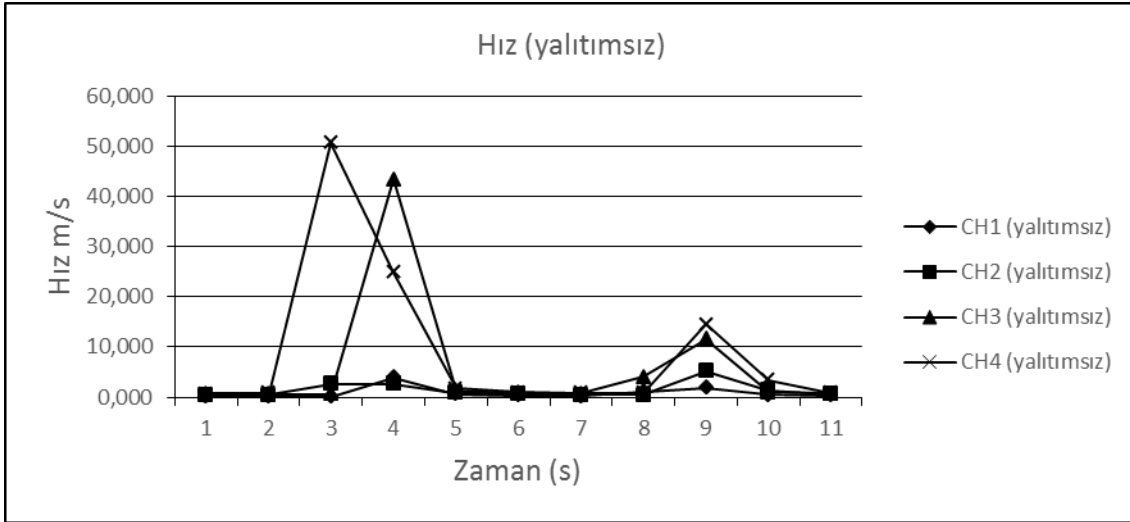
CH1	CH2	CH3	CH4
(yalıtımsız)	(yalıtımsız)	(yalıtımsız)	(yalıtımsız)
0,100	0,500	0,600	0,700
0,100	0,500	0,600	0,800
0,100	2,700	0,600	50,700
3,900	2,700	43,400	24,900
0,600	0,900	1,400	1,800
0,400	0,700	0,900	1,000
0,200	0,500	0,700	0,800
1,100	0,500	4,100	0,900
1,900	5,200	11,600	14,500
0,500	1,300	1,000	3,400
0,400	0,600	0,700	0,900

Tezgah operasyon sırasında her noktasının salınım oluşturmasından dolayı belli bir hıza sahiptir hızlı değerlerinin de ölçülerek Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da sayısal değerleri gösterilmiştir. Bu değerler Çizelge 4.5'deki yalıtımlı tezgah için alınan değerler Çizelge 4.6 da ise yalıtımsız hız değerleri ölçülerek çizelge haline getirilmiştir sonra bu değerler kıyaslanmış, buna göre aşağıdaki grafikler hazırlanmıştır. Yalıtımlı ve yalıtımsız tezgah hızları şekillerde gösterilmiştir, diğerlerinde olduğu gibi hız değerleri de yalıtımlı olan tezgahın hız değerleri daha küçük makul sınırlarda çıkmıştır. Yalıtımsız hız değerleri de yalıtımlıya göre daha yüksek değerlerde olduğu çizelgedeki değerlenen görmektedir.



Şekil 4.11 Yalıtımlı hız değerleri.

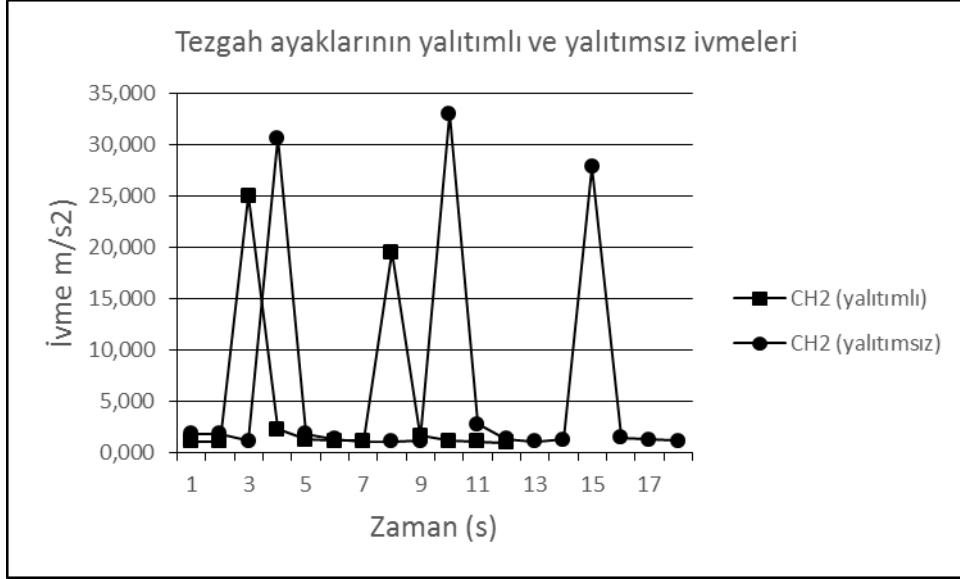
Yalıtımlı değerleri Şekil 4.11’de verilmiştir. Bu grafikte tezgahın üst noktasındaki hız değeri düşük ayaktaki hız değeri yüksek olduğu görülmektedir zeminde oluşacak hız değerleri de istenen sınırlar içinde kalmıştır. Titreşim için hızları pek fazla önemsenmezse de çıkan değerler uygun sınırlar içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.12 Yalıtımsız hız değerleri.

Yalıtımsız hız değerleri Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Bu değerler yalıtımlıya göre belli oranda bütün noktalarda yüksek çıkmıştır. Zeminde de yüksek çıkmıştır, aşağı yukarı 1,5 katından daha fazla bir değere ulaşmıştır. Yalıtımsız değerlerde yine titreşim takozu etkisinin olduğu açık bir şekilde görülmektedir titreşim takozu kullanılan tezgahın

operasyonu sırasında bütün noktadaki hız değerleri düşük çıkmıştır. Titreşim takozu kullanılması hız değerleri için de önemli olduğu görülmüştür.



Şekil 4.13 Tezgah ayaklarının yalıtımlı ve yalıtımsız ivmeleri.

Tezgah ayaklarının değerleri Şekil 4.13'de karşılaştırılmıştır. Grafik incelendiğinde yalıtımlı ve yalıtımsız değerlerinin farklı oldukları görülmektedir, yalıtımlı tezgahın ayaklarındaki ivme değerleri diğerinden daha küçüktür. Tezgahın ayaklarındaki kullanılan titreşim takozunun tezgahın genel yapısını yani gövdesini ve bütün noktalarını olumlu yönde etkilediği görülmektedir. Tezgah ayağının da zemine yakın olması sonucunda zemine geçen titreşim ivmesi azalacaktır. Titreşim takozu kullanılmayan tezgahta titreşim ivmesinin yalıtımlıya göre yüksek olduğu grafikten görülmektedir.





**Şekil 4.14** Tezgahın kesici takımın yalıtımlı ve yalıtımsız hızlarının karşılaştırılması.

Tezgahın Kesici alet seviyesindeki hız değerleri ölçülmüştür. Yalıtımlı yalıtımsız iki durumda kesici takımın hızları ölçülmüş, Şekil 4.14'deki grafikde gösterilmiştir. Yalıtımlı değerle yalıtımsız değer farklı olduğu grafikten görülmektedir. Kesici takımın hız değerlerine bakılırsa yalıtımsız olan daha yüksek değere sahiptir, yalıtımlı olan tezgahın hız değerleri düşüktür yani titreşim takozunun olumlu bir yönü kesici takımın hız değerlerinin diğerine göre daha düşük olmasını sağlamaktadır. Bu da tezgahın işleme sırasında daha uygun işleme ortamını sağlar, yüksek hassasiyetli ve tolerans da parçanın imalatını gerçekleştirir.

## 5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Endüstride üretim yapan tezgahlarda kesme kuvvetinden dolayı tezgah sarsıntıları meydana gelmektedir. Yüksek değerlerdeki sarsıntı hareketleri tezgah üretimine olumsuz yönde etkiyecektir. Sarsıntı değerlerinin azaltılması veya minimize edilmesi gerekmektedir. Üretim tezgahlarının titreşimi tamamen yok edilemez fakat minimize edilebilir, endüstride kullanılan talaşlı üretim tezgahları operasyon sırasında kesici parçalar iş parçasını işlerken birtakım kuvvetler oluşturur. Bu sırada kuvvetin şiddetine göre tezgah en az üç yönde kuvvete maruz kalır. İlk olarak yatay kuvvetler oluşur ve bu yatay kuvvetler tezgah üzerinde iki yönde meydana gelir. Bir diğeri de düşey kuvvetler oluşturur. Yatay kuvvetler tezgahı zemine göre sağa sola salınım yaptırır, düşey kuvvet ise zemine geçtiği için zeminde salınım yapmasını sağlar zemindeki salınım belli bir değerin üstüne çıktığı zaman hem binaya hem de yanındaki diğer üretim tezgahlarına zarar verir. Yani ürün üretimini olumsuz yönde etkileyecektir. Üretilen parça hassas ise zemindeki salınım tezgahın üretimini olumsuz yönde etkileyeceğinden, istenen toleransı elde etmek zorlaşır aynı zamanda zemin salınımları insan sağlığını da olumsuz yönde etkiler. Bununla birlikte bağlı olmuş olduğu zemini de sarsıntıya maruz bırakacaktır. Bu sarsıntıyı minimize etmek yani azaltmak için teknolojide bazı metotlar geliştirilmiş ve günümüzde tezgahların salınımını azaltacak parçalar yapılmıştır.

Bu çalışmada sac kesme giyotini üzerinde inceleme yapılmış, sac kesme sırasında düşey kuvvet oluştuğundan binada sarsıntıya sebep olmaktadır. Düşey kuvvet tezgah ayaklarından zemine geçmektedir ve zemin de bu kuvvete reaksiyon göstermektedir. Bununla birlikte zeminde sarsıntısı oluşmaktadır. Zemindeki sarsıntı kuvvetinin şiddeti tezgahın kütlesine ve kuvvetin uyarı frekansına bağlı olarak değişmektedir. Uyarı frekansı zeminin doğal frekansına eşitse, rezonans olacağından zeminde daha büyük sarsıntı oluşmasına sebep olacaktır. Bu sarsıntının azaltılması için titreşim takozları kullanılmıştır. Titreşim takozları yaylanma özelliğine sahip özel bir malzemedir yapılmıştır. Bunlar tezgah kuvvetlerinin bir kısmını sönümleyerek geçişini engellemektedir. Bu amaç doğrultusunda tezgahın 4 ayağı ile zemin arasına titreşim takozu yerleştirilerek tezgah çalıştırılmıştır. Titreşim takozu kullanmadan yapılan

operasyondaki ölçüm değerleri alınmış, sonra da titreşim takozu kullanılarak tezgahın operasyonu sırasında ölçümler alınmıştır. Bu iki ölçüm değerleri karşılaştırılmıştır. Tezgahın ayaklarına titreşim takozu kullanılarak yapılan ölçüm değerleri yalıtımlı, tezgahın doğrudan zemine bağlantısındaki yapılan ölçüm değerleri yalıtımsız olarak tanımlanmıştır.

Ölçüm için 4 sensörlü (İvme alıcı) titreşim aleti (datalogger) kullanılmış, tezgahın en üst noktası kesme noktası ve tezgah ayağı ile zeminde 4 adet sensörle eş zamanlı titreşim değerleri alınmıştır. Bu değerler; yer değiştirme, hız ve ivme büyüklükleri olarak kaydedilmiştir. Bu noktaların sarsıntıları cihaz tarafından transform yapılarak sayısal değerlere dönüştürülmektedir. Değerler çizelge halinde yer değiştirme, hız ve ivme olarak toplam altı çizelgede gösterilmiştir.

İvme alıcıların titreşim değerlerini tam alabilmesi için bağlantı noktalarına sağlamca yerleştirilmesi gerekir. Bu malzemelerin bu cihazların alt noktasında sıkılaşma olmasından tezgah üzerindeki metal yüzeylere tam düşey olarak bağlanmıştır. Zemindeki beton üzerine sağlam bağlanması mümkün değildir, bunun için zemin delinerek metal parça çakılmış ve metal parça üzerine ivme alıcılar düşey konumda bağlanmıştır. İvme alıcılar CH1, CH2, CH3 ve CH4 olarak isimlendirilmiştir. CH1 isimli ivme alıcı zemine bağlanmış, CH2 ivme alıcı tezgah ayağına, CH3 kesici takım yanına ve CH4 de tezgahın üst noktasına bağlanmıştır. Titreşim büyüklükleri bu konumda ölçülmüştür. Giyotin sac kesme makinesi üzerinde 1 metre boyunda 2 milimetre yüksekliğinde sac malzeme kesilmiştir. Sac malzemenin kesilmesi beşer saniye ara ile gerçekleştirilmiştir. Çünkü daha sık aralıklarla gerçekleştirirse zemin rezonansa girebilir, bu durumda daha büyük kuvvetlerin oluşması kaçınılmaz olacaktır. Bu yüzden beşer dakika ara ile kesim işlemi yapılmıştır. Kesme sırasında kuvvet düşey olduğu için zemin yönündedir, yan kuvvetler oluşmamıştır. Çok az yan kuvvetler olsa da bu kuvvetlerin olumsuz bir etkisi görmemiştir.

Tezgah altında kullanılan titreşim takozunun yaylanma katsayısı büyük olsa esneme az olacağından tezgahtaki kuvvet iletimi ve salınım hareketi doğrudan zemine geçecektir. Yay katsayısı çok yumuşak olsa salınım hareketi zemine daha az geçecek ama tezgah zemin üzerinde daha büyük salınım hareketi yapacaktır.

Bu durumun her ikisinde istenilmez bu bakımdan uygun yay katsayısına sahip titreşim takozunun seçilmesi gerekir. Titreşim takozunun bünyesinde sönümleme yapan elemanda olmasından yay katsayısı sönüm elemanı bir süspansiyon sistemi gibi çalışmaktadır. Tezgahın gövdesinin üzerinde birbirine bağlı parçalar olmasından her bir parça farklı yaylanma katsayısına sahip olmasından dolayı birbirine göre seri ve paralel bağlı durumdadır. Eşdeğer yay katsayısı bulunarak tezgahın gövdesinin yaylanma katsayısı bulunur. Tezgah gövdesinin salınımının minimize edilmesi tezgah üzerindeki uzuvların malzeme özelliklerine bağlı olduğu görülmektedir. Bu yüzden tezgah ayağına yerleştirilen titreşim takozunun belirlenmesinde tezgah gövdesinin özellikleri de göz önüne alınmalıdır. Tezgah kütesinde bu çalışmada önemli bir parametredir. Titreşim değerlerinin belirlenmesinde bilindiği gibi 3 parametreden birisi tezgah gövdesidir.

Tezgahın operasyonu sırasında alınan titreşim değerleri datalogger içerisinde bulunan Hard diske yüklenmiştir, daha sonra bu hard disk bilgisayara yüklenerek sayısal çizelgeler oluşturulmuştur. Bu sayısal değerler yer değiştirme, ivme ve hız değerlerinden oluşmaktadır. Bunlardan yalıtımlı ve yalıtımsız olmak üzere toplam 6 çizelge elde edilmiştir. Bu değerler kullanılarak yalıtımlı ve yalıtımsız değerleri kıyaslayacak şekilde grafikler çizilmiş ve zemin üzerinde yer değiştirme, ivme ve hız değerlerinin yalıtımlı ve yalıtımsız değerleri karşılaştırılmıştır.

Grafiklere bakıldığında tezgahın üst noktasında en fazla yer değiştirme olduğunu görülmektedir, sonra kesici alet noktasında ondan sonra ayakta ve en az salınım hareketinin zeminde olduğunu görülmektedir. Bu sıralama bütün değerlerin yalıtımlı ve yalıtımsız operasyon sırasında görülmüştür, yalıtımlı ve yalıtımsız yer değiştirmeyi karşılaştırdığımızda yalıtımsız yer değiştirme değerleri yaklaşık 10 kat yalıtımlı değerlerden daha büyük rakamlara ulaşmıştır. Buradan tezgah ayağı altında kullanılan titreşim takozunun çok fayda sağladığı görülmektedir. İvme değerlerine bakıldığında yalıtımsız değerlerin, yalıtımlı değerlerden bir buçuk kat fazla olduğu görülmektedir. Hız değerleri ise yalıtımsız olan hız değerleri, yalıtımlı değerlerin iki katından fazladır. Tezgah üzerindeki bütün noktalar göz önüne alındığında yalıtımlı ve yalıtımsız değerler karşılaştırılınca aynı noktada dikkate alınırsa yalıtımsız olan titreşim değerlerinin yalıtımlı olandan daha yüksek olduğu gözlenmiştir.

Önemle üzerinde duracağımız kısım ise, zeminle tezgah ayağı arasındadır. Zemindeki titreşim hareketine yalıtımlı ve yalıtımsız duruma göre bakılması gerekir. Yalıtımsız durumda zeminin hareketi yalıtımlıya göre daha yüksektir. Yani buradan tezgah ayağı altında kullanılan titreşim takozunun faydasının olduğu ve tezgahtaki kuvvetlerin zemine geçmesini engellediği görülmüştür.

Grafiklerde görüldüğü gibi sönümlü durum ile tezgahın sönümsüz durumu karşılaştırıldığında tezgahın sönümlü ölçüm değerlerinin sönümsüz ölçüm değerlerinden küçük oldu görülmektedir. Tezgah sönümlü çalıştırıldığında tezgahın düşey yönde uygulamış olduğu kuvvetin büyük bir kısmını titreşim takozları filtre ederek tezgahın düşey öndeki hareketini de azaltmaktadır. Titreşim takozlarının kullanılmasındaki en önemli amaç tezgahın enerjisini yutarak hareketinin azalmasını sağlamaktır. Bununla birlikte tezgahın genlik değerini titreşim genliği değerine düşürmektedir. Titreşim takozları tezgahın kütesinin sahip olduğu enerjiyi yutarak tezgah kütesinin hareketini durdurmaya çalışmaktadır. Bu yüzden tezgah kütesine göre uygun titreşim pabucu kullanılırsa tezgahın yer değiştirmesi, ivmesi ve hızı gibi titreşim büyüklük değerlerinde oldukça azalma olduğu görülmektedir. Grafiklere bakıldığında yer değiştirmede %100 üzerinde azalma, hızda %100'e yakın azalma ve ivmede ise yüzde %50 azalma oldu görülmektedir.

Bu sonuçlardan, tezgahın çalışma sırasında gövdesinde salınım hareketinde de azalma olduğu görülmektedir. Tezgahın en fazla salınım hareketinin olduğu nokta üst noktadır. Bu çalışmada kullanılan titreşim takozu sayesinde tezgahın gövdesinde de salınım hareketinin azaldığı görülmüştür. Bu da tezgahın yüksek hassasiyette kesme işlemi yapmasına yardımcı olacaktır. Aynı zamanda çalışan operatöründe iş kazalarından korunması mümkün olacaktır. Tezgahın gövdesine oluşan titreşim hareketi azaltılmıştır. Böylece üretimde daha çok hassas ve yüksek toleranslı parçaların üretimi mümkün olacaktır. İşçi sağlığı korunarak aynı zamanda tezgahın yıpranması da azalacaktır. Bina yıpranması da aynı oranda azalacaktır.

Buradan şu sonuca ulaşmaktayız, titreşim takozu kullanılarak tezgahların zemine bağlanması sonucu düşey titreşim kuvvetinin azaldığını görmekteyiz. Bunun yanında,

tezgah gövdesinde toplamda %100'e varan salınım hareketi azalması görmekteyiz. Böylece tezgahların zemin bağlantısında titreşim takozları kullanılmasının çok faydalı olacağı kanaatine varılmıştır. Sonuç olarak, tezgah ve zemin bağlantısında titreşim takozunun kullanılması sonucunda zemine geçen titreşim hareketinin büyük oranda azaldığı ve tezgahın çalışması sırasında gövdesindeki titreşim hareketinin de azaldığı görülmüştür.

## 6. KAYNAKLAR

- Aldien, Y., Marcotte, P., Rakheja, S., Boileau, P.-É., 2006, Influence of hand forces and handle size on power absorption of the human hand–arm exposed to z-axis vibration, *Journal of Sound and Vibration*, **290**: 1015-1039.
- Apprich, S., Wulle, F., Lechler, A., Pott, A., and Veri, A. (2016). Approach for a General Pose-dependent Model of the Dynamic Behavior of Large Lightweight Machine Tools for Vibration Reduction, *Procedia Cirp*, 41: 812-817.
- Ast, A., Braun, S., Eberhard, P., and Heisel, U. (2007). Adaptronic Vibration Damping for Machine Tools, *Manufacturing technology*, **56**: 379-382.
- Arıcı A. A., (1984). Dinamik Absorberlerde Titreşim Kontrolü, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.
- Çiftkaya M. A., (1986). İmalat Makinalarında Temel Titreşimlerin İzolasyon Etüdü, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- Eken, C., (2017). Üretim tezgâhlarında zemin titreşimi ve yalıtımı üzerine bir araştırma, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Afyonkarahisar.
- Demirhan Dinçer Gürsoy, D. D., (2008). Bir Eksantrik Presin Pasif Titreşim Kontrolü Yöntemleri İle Titreşim İzolasyonu, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- Karayel D., (1996). Takım Tezgahı Titreşimleri ve Tasarım Açısından Yapı Dinamiğinin Tezgah Parametrelerine Etkisi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul.

Mori, K., Kono, D., Yamaji, I. and Matsubara, A. (2016). Vibration Reduction of Machine Tool Using Viscoelastic Damper Support, *Procedia Cirp*, **46**: 448-451.

Singiresu, S.Rao. (2011). Mechanical vibrations, 5th ed. Pearson Education, Inc., publishing as Prentice Hall, 1 Lake Street, *Upper Saddle River*, NJ 07458, Tokyo.

Sweeney, P.E., Paternoster, E.R., 1992. Cutting and packing problems: a categorized, application-oriented research bibliography. *The Journal of the Operational Research Society*, **43**: 691-706.

Zhang, X., Liu,K., Kumar, S., A. and Rahman, M. (2014). A study of the diamond tool wear suppression mechanism in vibration-assisted machining of steel, *Journal of metarials processing technology volume 214*: 496-506.

Zhou, C., Pan, L., Yu, Y., Zhao, L., (2016). Optimal damping matching for shock absorber of vehicle leaf spring suspension system. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, **32**: 106-113.

### **İnternet Kaynakları**

1) <http://www.gerb.com>, 11.09.2019



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Enes Karabulut  
Doğum Yeri Ve Tarihi : Eskişehir 21.02.1994  
Yabancı Dil : İngilizce  
İletişim (Telefon / e-Posta) : 0553 645 13 65

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Afyon Lisesi, Fen Dalı (2009-2012)  
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü  
(2013-2017)  
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı (2017-2019)

**Çalıştığı Kurum (Kurumlar ve Yıl) : Nur Branda, Afyonkarahisar (2017-2019)**