

106371

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİŞLİ MEKANİZMA SİSTEMLERİNDE AYNI VE
FARKLI FREKANSLI TİTREŞİMLERDE GEÇİRGENLİK
DEĞERİNİN İNCELENMESİ**

Makine Müh. Ender VARHAN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

106371

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Necati TAHRALI

Prof. Necati TAHRALI

Prof.-Dr. Bahri ŞAHİN

Doç. Dr. F. DİBEKÇİ

İSTANBUL, 2001

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	ii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	iii
ÖNSÖZ	iv
ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vi
1. GİRİŞ	1
2. TİTREŞİMLERİN İNCELENMESİ	2
2.1 Radyal Titreşimler	2
2.2 Burulma Titreşimleri	2
2.3 Frekansları Aynı Olan Titreşimlerin Toplanması.....	3
2.3.1 Radyal Titreşimlerin Toplanması	3
2.3.2 Burulma Titreşimlerinin Toplanması	5
2.4 Frekansları Farklı Olan Titreşimlerin Toplanması.....	6
2.4.1 Radyal Titreşimlerin Toplanması.....	7
2.4.2 Burulma Titreşimlerinin Toplanması.....	11
3. GEÇİRGENLİK ve GEÇİRGENLİĞİN ÖNEMİ	13
4. ÇEŞİTLİ DURUMLARDA GEÇİRGENLİĞİN HESAPLANMASI	15
4.1 Zemine Bağlı Sistemlerde Geçirgenliğinin Hesaplanması.....	15
4.1.1 Zemine Direkt Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik	15
4.1.2 Zemine Yayla Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik	15
4.1.3 Zemine Yay ve Sönüm Elemanıya Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik	16
4.2 Birbirine Bağlı Sistemlerde Geçirgenliğinin Hesaplanması.....	19
4.2.1 Birbirine Rijit Kavramayla Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik.....	19
4.2.2 Birbirine Elastik Kavramayla Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik.....	19
4.2.3 Birbirine Elastik Kavrama ve Sönüm Elemanıya Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik	20
4.3 Bir Sisteme Birden Fazla Zorlayıcı Etki Bulunması Halinde Geçirgenliğinin Hesaplanması.....	21
4.3.1 Sisteme Aynı Frekanslı Farklı İki Zorlamanın Etki Etmesi Durumunda Geçirgenlik	21
4.3.2 Sisteme Farklı Frekanslı İki Zorlamanın Etki Etmesi Durumunda Geçirgenlik	22
5. DIŞLI MEKANİZMA SİSTEMLERİNDE GEÇİRGENLİĞİN İNCELENMESİ	33
5.1 İki Dişli Çarklı Mekanizmada Geçirgenlik	36
5.2 Üç Dişli Çarklı Mekanizmada Geçirgenlik	40
5.3 Dört Dişli Çarklı Mekanizmada Geçirgenlik	44

6.	SONUÇ	48
	KAYNAKLAR.....	49
	ÖZGEÇMİŞ	50



SİMGE LİSTESİ

b	Dişli çark genişliği	[mm]
c	Sönüm katsayısı	[Ns/m]
c_{kr}	Kritik sönüm katsayısı	[Ns/m]
d_0	Dişli çark bölüm daire çapı	[mm]
F	Zorlayıcı kuvvet	[N]
F_{max}	Max. Zorlayıcı kuvvet	[N]
G	Geçirgenlik	[%]
I_z	İzolasyon	[%]
J	Kütle atalet momenti	[Nmms ²]
k	Yay sabiti	[N/mm]
k_k	Elastik kavramanın yay sabiti	[Nmm/rad]
m	Kütle	[kg]
m	Dişli çark modül değeri	[-]
M_b	Zorlayıcı moment	[Nmm]
n	Devir sayısı	[d/d]
P	Güç	[kW]
t	Zaman	[s]
X	Radyal titreşim değeri (yer değiştirme)	[mm]
X_{max}	Titreşimin genliği (max. yer de değiştirme)	[mm]
z	Dişli çark diş sayısı	[-]
$\Delta\omega$	Zorlayıcı frekansların farkı	[rad/s]
$\Delta\nu$	Zorlayıcı frekansların farkı	[rad/s]
φ	Burulma titreşimi değeri	[rad]
φ_{max}	Burulma titreşiminin genliği (max. burulma)	[rad]
ϕ	Faz açısı	[°]
Φ	Faz açısı	[°]
ξ	Sönüm oranı	[-]
ν	Zorlayıcı frekans	[rad/s]
η	Frekans oranı	[-]
ω	Zorlayıcı frekans	[rad/s]
ψ	Faz açısı	[°]

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Radyal titreşimlerin gösterimi.....	2
Şekil 2.2	Burulma titreşimlerinin gösterimi.....	2
Şekil 2.3	Farklı radyal titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi.....	3
Şekil 2.4	Radyal titreşimlerin $t=0$ anında karmaşık düzlemde toplanması.....	4
Şekil 2.5	Radyal titreşimlerin trigonometrik düzlemde toplanması.....	4
Şekil 2.6	Farklı burulma titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi.....	5
Şekil 2.7	Farklı radyal titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi.....	7
Şekil 2.8	Radyal titreşimlerin $t=1$ [sn] anında karmaşık düzlemde toplanması.....	8
Şekil 2.9	Radyal titreşimlerin trigonometrik düzlemde toplanması.....	8
Şekil 2.10	Radyal titreşimlerin $t=1$ [sn] anında karmaşık düzlemde toplanması.....	10
Şekil 2.11	Radyal titreşimlerin trigonometrik düzlemde toplanması.....	10
Şekil 2.12	Farklı burulma titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi.....	11
Şekil 4.1	Zemine direkt bağlı bir makinaya etkiyen kuvvetin gösterimi.....	15
Şekil 4.2	Zemine yayla bağlı bir makinaya etkiyen kuvvetin ve oluşan titreşimin gösterimi.....	15
Şekil 4.3	Zemine yayla ve sönüm elemanı ile bağlı bir makinaya etkiyen kuvvetin ve oluşan titreşimin gösterimi	16
Şekil 4.4	Birbirine rijit kavramayla bağlı iki sistemin gösterimi.....	19
Şekil 4.5	Birbirine elastik kavramayla bağlı iki sistemin gösterimi.....	19
Şekil 4.6	Birbirine elastik kavrama ve sönüm elemanı ile bağlı iki sistemin gösterimi.....	20
Şekil 4.7	Aynı frekanslı farklı zorlamaların etkisindeki bir sistemin gösterimi.....	21
Şekil 4.8	Farklı frekanslı zorlamaların etkisindeki bir sistemin gösterimi.....	22
Şekil 4.9	Toplam kuvvetin zamana göre değişimi.....	25
Şekil 4.10	Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi.....	26
Şekil 4.11	Toplam titreşimin hızının zamana göre değişimi.....	27
Şekil 4.12	Toplam titreşimin ivmesinin zamana göre değişimi.....	28
Şekil 4.13	Geçirgenliğin zamana göre değişimi.....	29
Şekil 4.14	Geçirgenliğin değişim hızının zamana göre değişimi.....	30
Şekil 4.15	Geçirgenliğin değişim ivmesinin zamana göre değişimi.....	31
Şekil 4.16	Geçirgenliğin zamana göre değişimi.....	32
Şekil 5.1	Titreşimlerin geçişinin gösterimi.....	33
Şekil 5.2	İki dişli çarktan oluşan mekanizmadaki kuvvet etkisinin gösterimi.....	36
Şekil 5.3	Toplam kuvvetin zamana göre değişimi.....	37
Şekil 5.4	Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi.....	38
Şekil 5.5	Geçirgenliğin zamana göre değişimi.....	39
Şekil 5.6	Üç dişli çarktan oluşan mekanizmadaki kuvvetlerin etkisinin gösterimi.....	40
Şekil 5.7	Toplam kuvvetin zamana göre değişimi.....	41
Şekil 5.8	Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi.....	42
Şekil 5.9	Geçirgenliğin zamana göre değişimi.....	43
Şekil 5.10	Üç dişli çarktan oluşan mekanizmadaki kuvvetlerin etkisinin gösterimi.....	44
Şekil 5.11	Toplam kuvvetin zamana göre değişimi.....	45
Şekil 5.12	Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi.....	46
Şekil 5.13	Geçirgenliğin zamana göre değişimi.....	47

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’de çizim için kullanılan sayısal değerler.....	5
Çizelge 2.2	Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da çizim için kullanılan sayısal değerler.....	9
Çizelge 2.3	Şekil 2.10 ve Şekil 2.11’de çizim için kullanılan sayısal değerler.....	10
Çizelge 4.1	Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15 çizimi için kullanılan sayısal değerler.....	24
Çizelge 4.2	Şekil 4.16 çizimi için kullanılan sayısal değerler.....	24
Çizelge 5.1	5.1,5.2,5.3 bölümlerinde incelenen sistemlerdeki şekillerin çizimleri için kullanılan sayısal değerler	35



ÖNSÖZ

Bu tez, dişli mekanizmalarında oluşan titreşimlerin, dış ortama olan etkisini araştırmak ve bu etkileri kısmen ya da tamamen ortadan kaldırmanın mümkün olup olmadığını araştırmak amacıyla yapılmıştır.

Tezde çeşitli sistem modellemeleri yapılmış ve bu modellemeler sayesinde tüm sistemler için geçerli olabilecek genel ifadeler elde edilmeye çalışılmıştır. Çıkarılan bu ifadeler, sayısal örnekler alınarak diyagram haline dönüştürülmüş, çıkan sonuçların sistem üzerindeki etkileri yorumlanmıştır.

Tezin hazırlanması süresince her türlü yardımlarından dolayı Prof. Necati TAHRALI'ya, tezin son bölümündeki sayısal değerler konusundaki yardımlarından dolayı Doç.Dr. Nizami AKTÜRK'e (Gazi Üniversitesi, Mimarlık Mühendislik Fak.) teşekkür ederim.

Mayıs 2001

Makine Mühendisi
Ender VARHAN

ÖZET

Çeşitli dişli mekanizmalarında merkez bir çıkış dişlisinde oluşan titreşimlerin, dişli mekanizmasını taşıyan gövdeye olan titreşim geçirgenliği incelenmiştir.

Öncelikle titreşimi oluşturan farklı kuvvetler toplanarak tek bir etki halinde hesaplara katılması sağlanmıştır. Bu kuvvetlerin oluşturduğu titreşimlerin geçirgenliği Matlab'da düzenlenmiş özel bir program yardımıyla diyagram haline getirilmiştir.

Bir sisteme, aynı anda frekansları farklı olan birden fazla titreşimin etkide bulunması halinde geçirgenliği kontrol altına almak için, sistemde sadece elastik eleman ve sönüm elemanı kullanmanın yetersiz olduğu görülmüştür.

Aynı yöntemler dişli mekanizma sistemlerinde uygulanmıştır. Dişli mekanizma örneklerinde rulmanlı yataklar kullanıldığından sönüm değeri $c=0$ alınarak hesaplar yapılmıştır. Bu durumda, çıkış milini yataklayan rulmanlı yatakların ayrı ayrı geçirgenliği diyagramlarla gösterilmiştir. Çizilen diyagramlardan titreşimlerin büyük bir bölümünün gövdeye iletildiği ve kontrol altına alınamadığı saptanmıştır.

Anahtar kelimeler: dişli mekanizması, titreşim , geçirgenlik

ABSTRACT

The vibrational transmissibility of the vibrations occurring at the central output gear to the body supporting the gear mechanism in various gear mechanisms is investigated.

First, different forces creating the vibration are gathered so that they are put as a single effect into the calculations. The transmissibility of the vibrations created by these forces are presented as a diagram by the help of a program written in Matlab.

It's seen that it's inadequate to use springs and dampers in the system to control the transmissibility when more than one vibrations with different frequencies affect the system at the same time.

The same procedures are applied to the gear mechanism systems. The damping coefficient is taken as $c=0$ in calculations of the gear mechanism samples since ball bearings are used. In this situation, the transmissibility of the ball bearings of the output shaft are shown separately with diagrams. It's appointed from the diagrams that the most part of the vibrations are transmitted to the body and cannot be controlled.

Keywords: gear mechanism, vibration , transmissibility



1. GİRİŞ

Günümüzde kullanılan bir çok makine, kendisinden beklenen fonksiyonları yerine getirebilmek için kullanıldığı yere göre çeşitli devir sayıları ve momentleri sağlamak zorundadır. İhtiyaç duyulan moment ve devir sayılarını yakalamak çeşitli sistemlerle mümkün olabilir. Bu sistemlerden biri de dişli mekanizma sistemleridir. Çoğu zaman dişli mekanizmalar karmaşık yapıya sahiptir. Dolayısıyla bir dişli mekanizma içinde çok sayıda farklı devirde dönen dişli çark bulunur. Birbiriyle eş olarak çalışan her dişli, çalışma sırasında titreşim oluşturur ve bu titreşimler dişli mekanizmanın gövdesine, diğer dişli çarklara ve dişli mekanizmanın temas halinde olduğu tüm elemanlara iletilir. Bu olaya “titreşim geçirgenliği” denir.

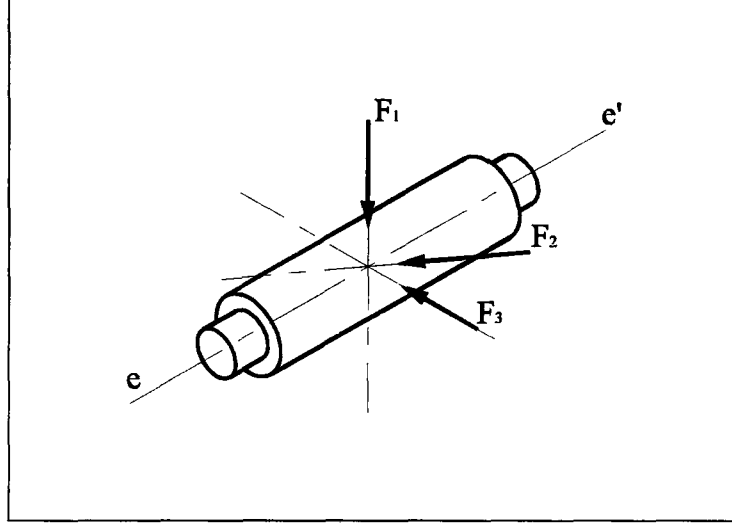
Bu tez çalışmasında incelenen konu da titreşimlerin geçirgenliğinin çeşitli durumlarda gösterdiği değişimdir. Bu değişimden yola çıkılarak oluşan titreşimlerin, mekanizmanın temas halinde olduğu diğer elemanları etkilemesinin önüne geçme yolları bulunabilir.

İstenilen bu amaca ulaşabilmek için öncelikle titreşimler incelenmelidir. Farklı titreşimlerin bulunma olasılığında bu titreşimler karmaşık düzlem ve trigonometrik düzlemde toplanarak tek bir titreşime indirgenmelidir. Böylece tek bir kuvvetin oluşturduğu titreşimler ve titreşimlerin etkileri daha kolay yorumlanabilir.

Tezin ilerleyen bölümlerinde de görüleceği gibi bulunan titreşim ve geçirgenlik ifadeleri çeşitli sayısal değerler kullanılarak diyagramlara dönüştürülmesi, sayısal çözümlere kıyasla olaylar hakkında daha fazla fikir edinmemizi sağlar. Bu tez çalışmasında titreşim ve geçirgenlik değerlerinin zamana göre değişimleri Matlab programı kullanılarak diyagram halinde verilmiştir.

2. TİTREŞİMLERİN İNCELENMESİ

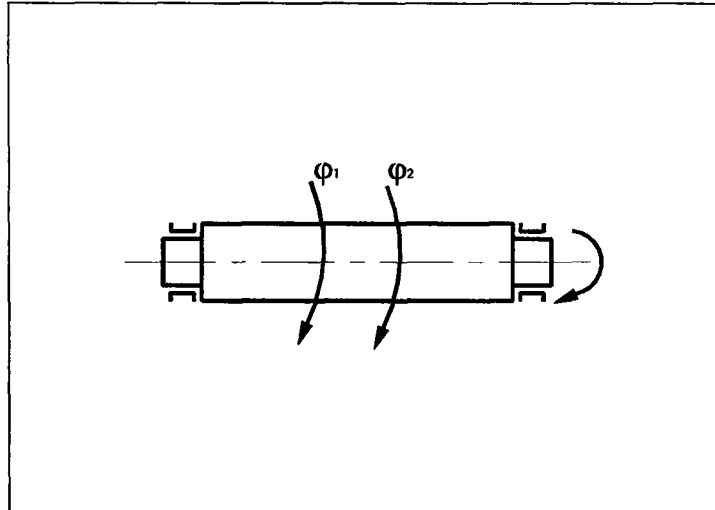
2.1 Radyal Titreşimler



Şekil 2.1 Radyal titreşimlerin gösterimi

Bir sistemde, hareket eksenine dik olarak oluşan titreşimlere radyal titreşimler denir. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi, hareket eksenini ee' dür. F_1 , F_2 , F_3 vektörleri bu eksene dik olduklarından radyal titreşimler meydana getirirler. Bir sisteme birden fazla değişken kuvvetin aynı anda etki etmesi durumunda bir bileşke (toplam) titreşim söz konusudur.

2.2 Burulma Titreşimleri



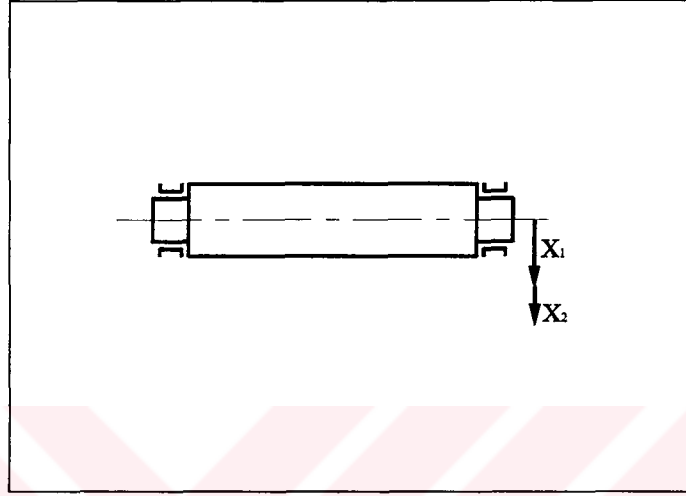
Şekil 2.2 Burulma titreşimlerinin gösterimi

Silindirik bir cisim, eksenini etrafında burulmaya zorlayan momentlerin oluşturduğu titreşimlere burulma titreşimleri denir. Şekil 2.2'de görüldüğü gibi aynı silindirik cisim

üzerinde birden fazla burulma titreşimi varsa bir bileşke (toplam) burulma titreşimi söz konusudur.

2.3 Frekansları Aynı Olan Titreşimlerin Toplanması

2.3.1 Radyal Titreşimlerin Toplanması



Şekil 2.3 Farklı radyal titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_{1\max} \cdot e^{i\omega t} \\ X_2 &= X_{2\max} \cdot e^{i(\omega t - \phi)} \end{aligned} \right\} \text{olduğu kabul edilirse radyal titreşimlerin toplamı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.}$$

$$\Sigma X = R \cdot e^{i(\omega t + \psi)} \quad (2.1)$$

$$X_1 = X_{1\max} \cdot (\cos \omega \cdot t + i \cdot \sin \omega \cdot t)$$

$$X_2 = X_{2\max} \cdot [\cos(\omega \cdot t + \psi) + i \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi)]$$

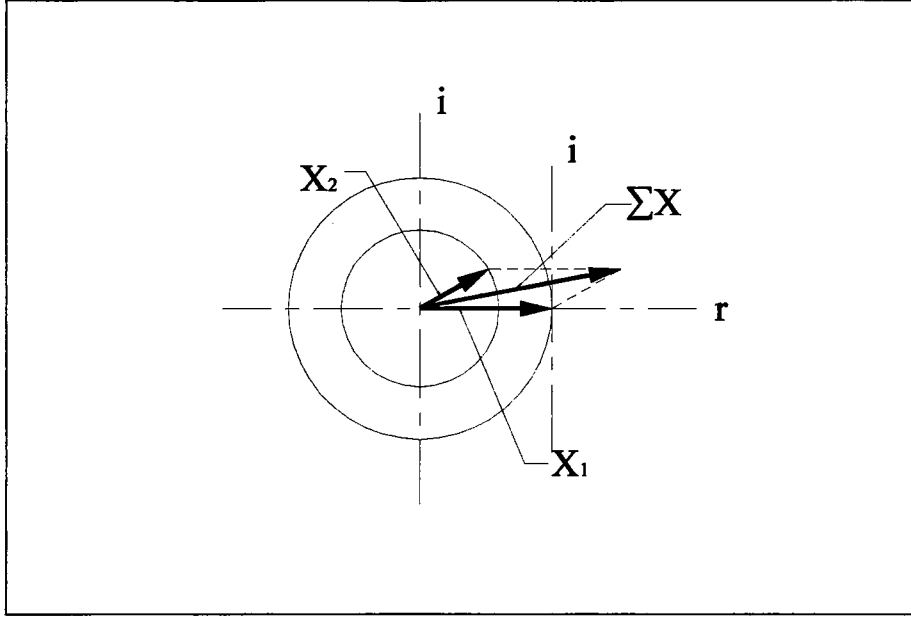
$$\Rightarrow \Sigma X = X_1 + X_2 = A \cdot \cos \omega \cdot t + i \cdot B \cdot \sin \omega \cdot t$$

$$\Sigma X = \sqrt{A^2 + B^2} \cdot e^{i(\omega t + \psi)}$$

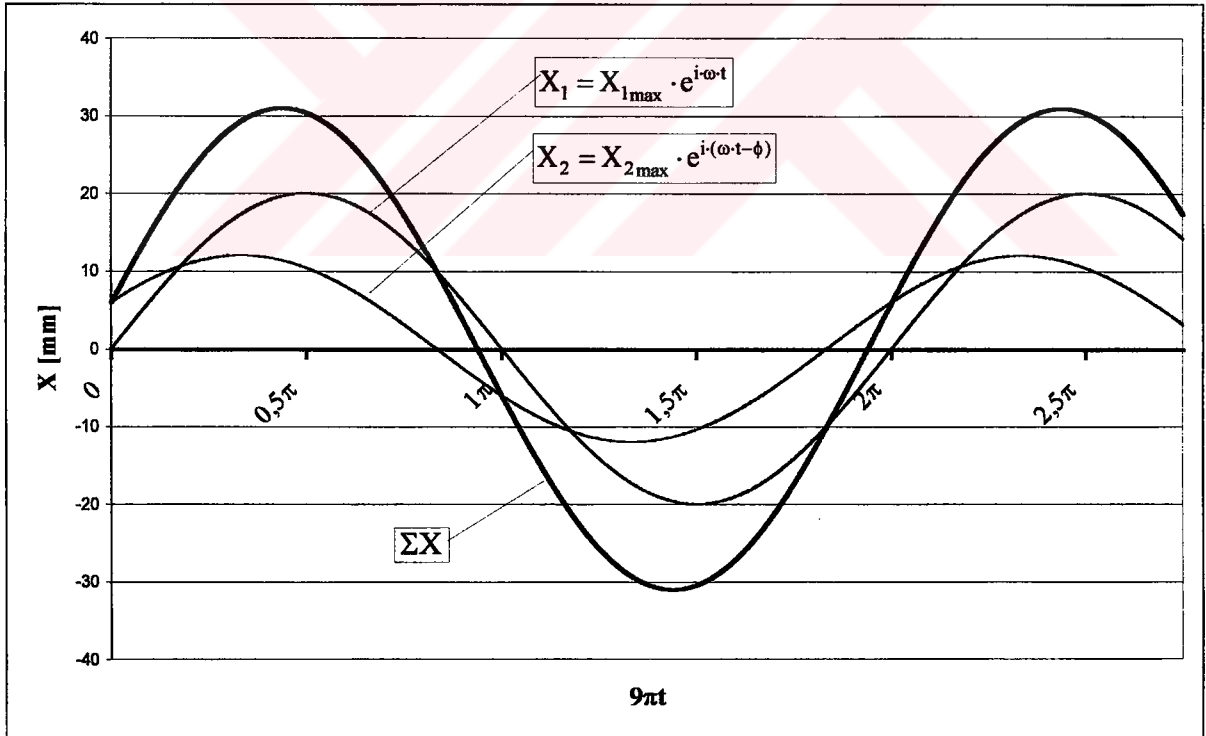
$$\rightarrow R = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$\rightarrow \psi = \arctg \frac{B}{A}$$

* Şekil 2.3'de görülen sistemde, milin dönme eksenine yatay eksene paralel kalacak şekilde milin radyal titreşimlere maruz kaldığı kabul edilerek işlemler yapılmıştır.



Şekil 2.4 Radyal titreşimlerin t=0 anında karmaşık düzlemde toplanması



Şekil 2.5 Radyal titreşimlerin trigonometrik düzlemde toplanması

* Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de çizim için çeşitli sayısal değerler alınmıştır. Bu sayısal değerler, Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1 Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’de çizim için kullanılan sayısal değerler

$X_{1\max} = 20 \text{ [mm]}$	$\omega = 9 \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
$X_{2\max} = 12 \text{ [mm]}$	$\varphi = 30^\circ$

Bir titreşimin hız ve ivme değerlerinin bulunması, o titreşimin daha iyi analiz edilmesini sağlar. Hız ve ivme değerlerindeki ani değişiklikleri görmek, titreşimlerin izolasyonunun daha sağlıklı yapılmasını sağlar.

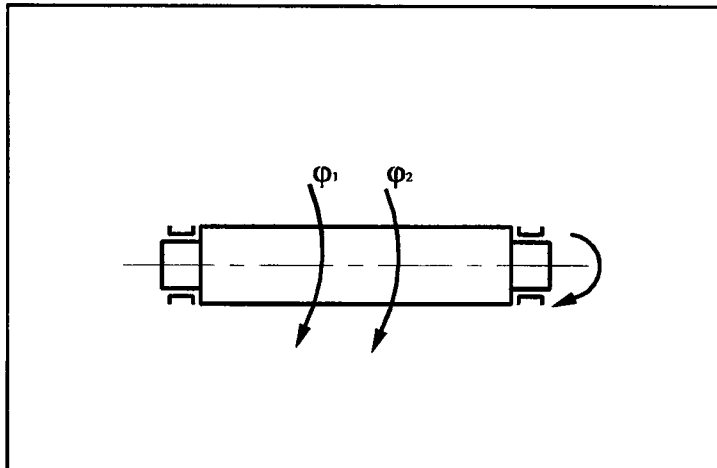
Bir titreşimin hız ifadesi, toplam yer değiştirme ifadesinin (2.1) birinci türevidir, ivme ifadesi de toplam yer değiştirme ifadesinin ikinci türevidir. Buna göre toplam titreşimin hız ve ivme vektörleri de aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\frac{d\Sigma X}{dt} = R \cdot i \cdot \omega \cdot e^{i(\omega t + \psi)} \text{ Hız Vektörü} \quad (2.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\Sigma X}{dt^2} &= \omega^2 \cdot i^2 \cdot R \cdot e^{i(\omega t + \psi)} = -\omega^2 \cdot R \cdot e^{i(\omega t + \psi)} \\ \frac{d^2\Sigma X}{dt^2} &= -\omega^2 \cdot (\Sigma X) \end{aligned} \right\} \text{ İvme Vektörü} \quad (2.3)$$

2.3.2 Burulma Titreşimlerinin Toplanması

Temel olarak burulma titreşimlerinin toplanması, radyal titreşimlerin toplanmasıyla aynı esasları içerir. Yöntem olarak hiçbir farkı yoktur. Titreşim türlerinin farklı olması sonucu değiştirmemektedir.



Şekil 2.6 Farklı burulma titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_{1\max} \cdot e^{i \cdot \nu \cdot t} \\ \varphi_2 &= \varphi_{2\max} \cdot e^{i(\nu \cdot t - \psi)} \end{aligned} \right\} \text{ olduğu kabul edilirse burulma titreşimlerin toplamı aşağıdaki şekilde}$$

hesaplanabilir.

$$\Sigma\varphi = R \cdot e^{i(\nu \cdot t + \psi)} \quad (2.4)$$

$$\varphi_1 = \varphi_{1\max} \cdot [\cos \nu \cdot t + i \cdot \sin \nu \cdot t]$$

$$\varphi_2 = \varphi_{2\max} \cdot [\cos(\nu \cdot t + \psi) + i \cdot \sin(\nu \cdot t + \psi)]$$

$$\Rightarrow \Sigma\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = A \cdot \cos \nu \cdot t + i \cdot B \cdot \sin \nu \cdot t$$

$$\Sigma\varphi = \sqrt{A^2 + B^2} \cdot e^{i(\nu \cdot t + \psi)}$$

$$\rightarrow R = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$\rightarrow \psi = \arctg \frac{B}{A}$$

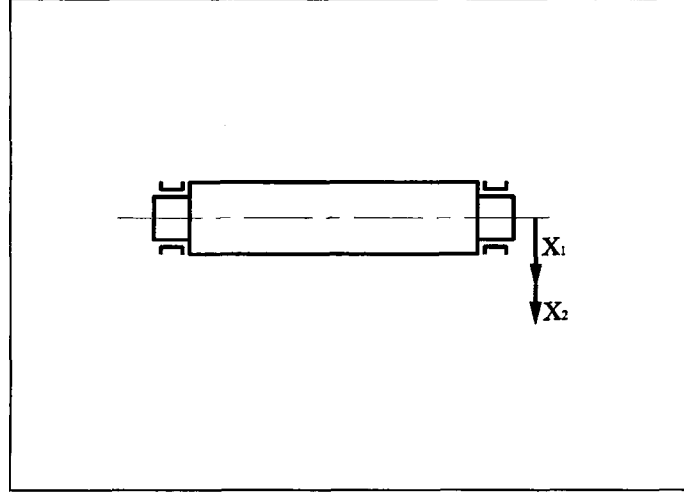
$$\frac{d\Sigma\varphi}{dt} = R \cdot i \cdot \nu \cdot e^{i(\nu \cdot t + \psi)} \text{ Hız Vektörü} \quad (2.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\Sigma\varphi}{dt^2} &= \nu^2 \cdot i^2 \cdot R \cdot e^{i(\nu \cdot t + \psi)} = -\nu^2 \cdot R \cdot e^{i(\nu \cdot t + \psi)} \\ \frac{d^2\Sigma\varphi}{dt^2} &= -\nu^2 \cdot (\Sigma\varphi) \end{aligned} \right\} \text{ İvme Vektörü} \quad (2.6)$$

2.4 Frekansları Farklı Olan Titreşimlerin Toplanması

Günümüzde kullanılan bir çok sistem, kendisinden beklenen fonksiyonları yerine getirebilmesi için karmaşık yapıya sahiptir. Dolayısıyla sistemi oluşturan her bir eleman çok sayıda değişik zorlamalara maruz kalmaktadır. Bir önceki bölümde incelenmiş olan aynı frekanstaki zorlamalar çok özel durumlar için geçerli olduğundan bu bölümde incelenecek olan farklı frekanstaki titreşimler daha fazla önem arz etmektedir. Ancak farklı frekanslardaki titreşimlerin oluşturduğu etkiler, aynı frekanstaki titreşimlerin etkileriyle karşılaştırılması sonucu daha kolay açıklanabilmektedir.

2.4.1 Radyal Titreşimlerin Toplanması



Şekil 2.7 Farklı radyal titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_{1\max} \cdot e^{i\omega_1 \cdot t} \\ X_2 &= X_{2\max} \cdot e^{i\omega_2 \cdot t} \end{aligned} \right\} \text{ olduğu kabul edilirse ve } \omega_2 > \omega_1 \text{ olarak alınır, radyal titreşimlerin}$$

toplamı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$$

$$\Sigma X = X_1 + X_2 = X_{1\max} \cdot e^{i\omega_1 \cdot t} + X_{2\max} \cdot e^{i\omega_1 \cdot t} \cdot e^{i\Delta\omega \cdot t}$$

$$\Sigma X = e^{i\omega_1 \cdot t} \cdot (X_{1\max} + X_{2\max} \cdot e^{i\Delta\omega \cdot t})$$

$$\Sigma X = e^{i\omega_1 \cdot t} \cdot (X_{1\max} + X_{2\max} \cdot \cos \Delta\omega \cdot t + i \cdot X_{2\max} \cdot \sin \Delta\omega \cdot t) \quad (2.7)$$

(2.7) ifadesinde aşağıdaki gibi bir dönüşüm yapılarak sonuca ulaşılabilir.

$$A(t) = X_{1\max} + X_{2\max} \cdot \cos \Delta\omega \cdot t$$

$$B(t) = X_{2\max} \cdot \sin \Delta\omega \cdot t$$

$$\rightarrow R = \sqrt{A^2(t) + B^2(t)}$$

$$\Rightarrow R(t) = \left[X_{1\max}^2 + 2 \cdot X_{1\max} \cdot X_{2\max} \cdot \cos \Delta\omega \cdot t + X_{2\max}^2 \cdot \cos^2 \Delta\omega \cdot t + X_{2\max}^2 \cdot \sin^2 \Delta\omega \cdot t \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$R(t) = \left[X_{1\max}^2 + 2 \cdot X_{1\max} \cdot X_{2\max} \cdot \cos \Delta\omega \cdot t + X_{2\max}^2 \cdot (\cos^2 \Delta\omega \cdot t + \sin^2 \Delta\omega \cdot t) \right]^{\frac{1}{2}}$$

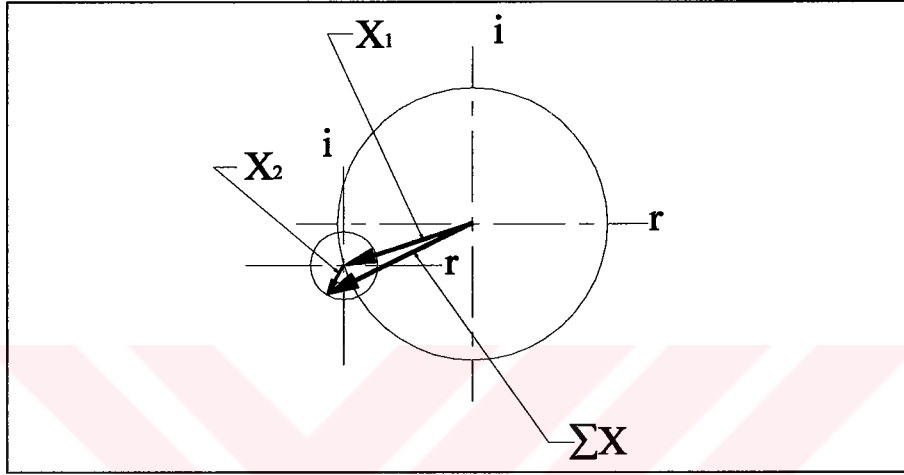
$$R(t) = \left[X_{1\max}^2 + 2 \cdot X_{1\max} \cdot X_{2\max} \cdot \cos \Delta\omega \cdot t + X_{2\max}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

* Şekil 2.7'de görülen sistemde, milin dönme eksenini yatay eksene paralel kalacak şekilde milin radyal titreşimlere maruz kaldığı kabul edilerek işlemler yapılmıştır.

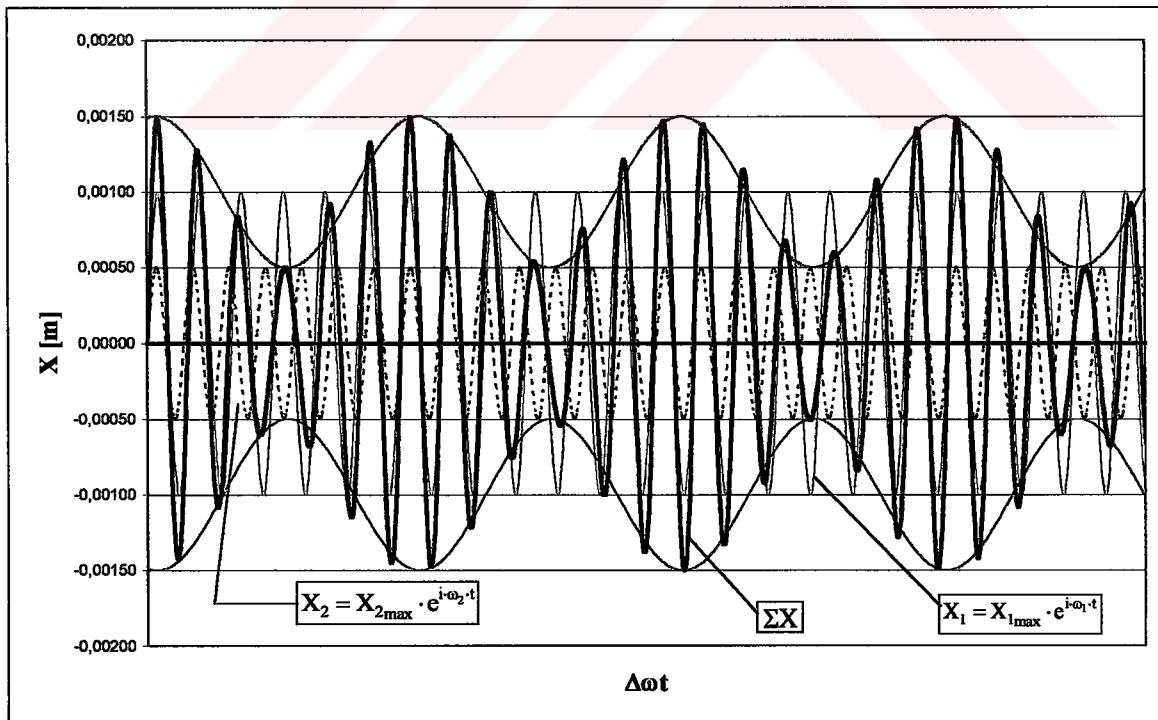
$$\Sigma X = R(t) \cdot e^{i(\omega_1 t + \psi(t))} = R(t) \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \psi(t)) \quad (2.8)$$

$$\rightarrow \psi(t) = \arctg \frac{B(t)}{A(t)}$$

$$\psi(t) = \arctg \left(\frac{X_{2\max} \cdot \sin \Delta\omega \cdot t}{X_{1\max} + X_{2\max} \cdot \cos \Delta\omega \cdot t} \right) \quad (2.9)$$



Şekil 2.8 Radyal titreşimlerin $t=1$ [sn] anında karmaşık düzlemde toplanması



Şekil 2.9 Radyal titreşimlerin trigonometrik düzlemde toplanması

* Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'da çizim için çeşitli sayısal değerler alınmıştır. Bu sayısal değerler, Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’de çizim için kullanılan sayısal değerler

$X_{1\max} = 1 \text{ [mm]}$	$\omega_1 = 19 \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
$X_{2\max} = 0,5 \text{ [mm]}$	$\omega_2 = 22 \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$

Şekil 2.8’de görüldüğü gibi toplam yer değiştirme eğrisi, pozitif ve negatif bölgelerde sinüs eğrisi formundaki iki zarf eğrisinin arasında değişim göstermektedir. Toplam yer değiştirme eğrisinin frekansı, bu zarf eğrilerinin frekansına eşittir.

$X_{1\max} = X_{2\max}$ özel durumunu (2.8) ve (2.9) ifadelerinde uygularsak aşağıdaki durum ortaya çıkar.

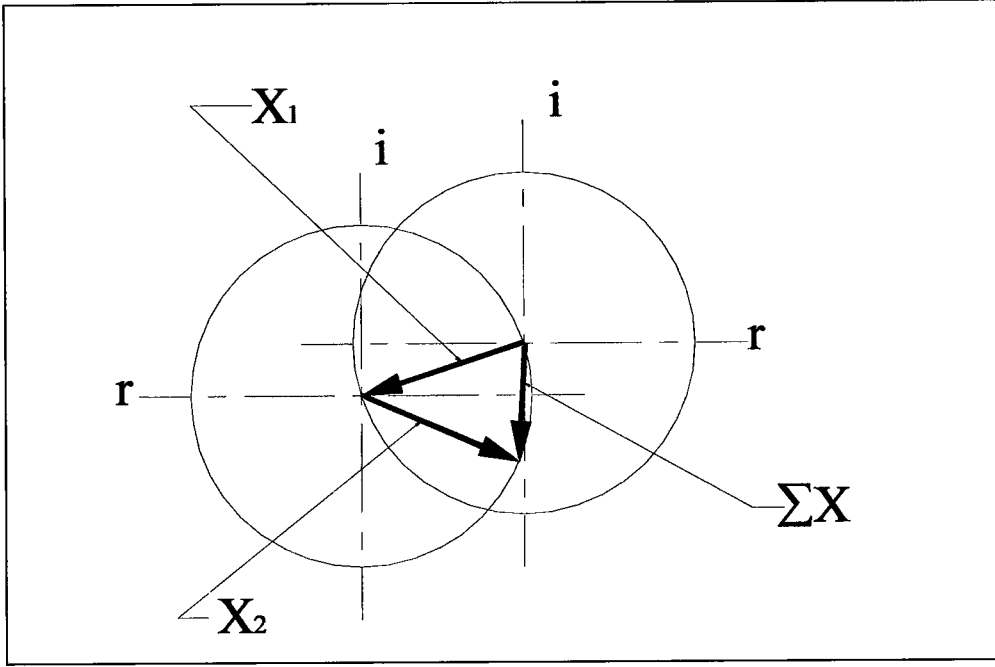
$$\psi(t) = \arctg \left(\frac{X_{2\max} \cdot \sin \Delta\omega \cdot t}{X_{2\max} \cdot (1 + \cos \Delta\omega \cdot t)} \right)$$

$$\psi(t) = \arctg \left(\frac{2 \cdot \sin \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right) \cdot \cos \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right)}{1 + \cos^2 \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right) - \sin^2 \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right)} \right)$$

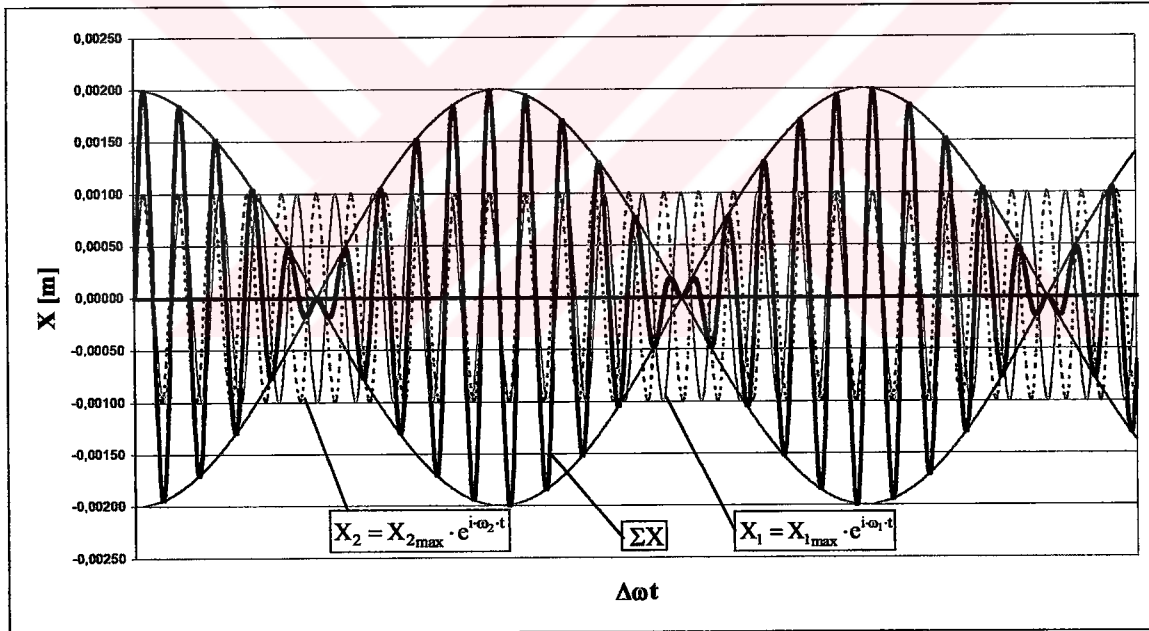
$$\rightarrow \frac{2 \cdot \sin \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right) \cdot \cos \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right)}{1 + \cos^2 \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right) - \sin^2 \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right)} = \text{tg} \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right)$$

$$\Rightarrow \psi(t) = \arctg \left[\text{tg} \left(\frac{\Delta\omega \cdot t}{2} \right) \right] = \frac{\Delta\omega \cdot t}{2}$$

$$\Sigma X = R(t) \cdot e^{i \left(\omega_1 + \frac{\Delta\omega}{2} \right) t} = R(t) \cdot \sin \left[\left(\omega_1 + \frac{\Delta\omega}{2} \right) \cdot t \right] \quad (2.10)$$



Şekil 2.10 Radyal titreşimlerin $t=1$ [sn] anında karmaşık düzlemde toplanması



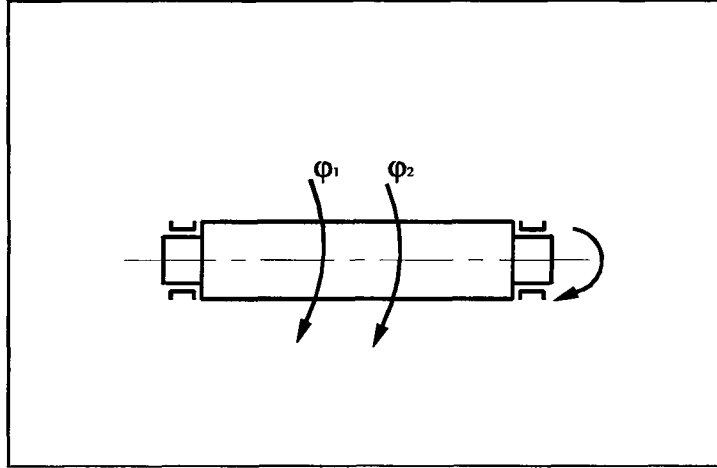
Şekil 2.11 Radyal titreşimlerin trigonometrik düzlemde toplanması

Çizelge 2.3 Şekil 2.10 ve Şekil 2.11'de çizim için kullanılan sayısal değerler

$X_{1\max} = 1$ [mm]	$\omega_1 = 19 \cdot \pi$ $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
$X_{2\max} = 1$ [mm]	$\omega_2 = 21 \cdot \pi$ $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$

* Şekil 2.10 ve Şekil 2.11'de çizim için çeşitli sayısal değerler alınmıştır. Bu sayısal değerler, Çizelge 2.3'de verilmiştir.

2.4.2 Burulma Titreşimlerinin Toplanması



Şekil 2.12 Farklı burulma titreşimlerin aynı anda etkisinin gösterimi

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_{1\max} \cdot e^{i \cdot v_1 \cdot t} \\ \varphi_2 &= \varphi_{2\max} \cdot e^{i \cdot v_2 \cdot t} \end{aligned} \right\} \text{ olduğu kabul edilirse ve } v_2 > v_1 \text{ olarak alınırsa, burulma titreşimlerin}$$

toplamı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\Delta v = v_2 - v_1$$

$$\Sigma \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = \varphi_{1\max} \cdot e^{i \cdot v_1 \cdot t} + \varphi_{2\max} \cdot e^{i \cdot v_1 \cdot t} \cdot e^{i \cdot \Delta v \cdot t}$$

$$\Sigma \varphi = e^{i \cdot v_1 \cdot t} \cdot (\varphi_{1\max} + \varphi_{2\max} \cdot e^{i \cdot \Delta v \cdot t})$$

$$\Sigma \varphi = e^{i \cdot v_1 \cdot t} \cdot (\varphi_{1\max} + \varphi_{2\max} \cdot \cos \Delta v \cdot t + i \cdot \varphi_{2\max} \cdot \sin \Delta v \cdot t) \quad (2.11)$$

(2.11) ifadesinde aşağıdaki gibi bir dönüşüm yapılarak sonuca ulaşılabilir.

$$A(t) = \varphi_{1\max} + \varphi_{2\max} \cdot \cos \Delta v \cdot t$$

$$B(t) = \varphi_{2\max} \cdot \sin \Delta v \cdot t$$

$$\rightarrow R = \sqrt{A^2(t) + B^2(t)}$$

$$\Rightarrow R(t) = \left[\varphi_{1\max}^2 + 2 \cdot \varphi_{1\max} \cdot \varphi_{2\max} \cdot \cos \Delta v \cdot t + \varphi_{2\max}^2 \cdot \cos^2 \Delta v \cdot t + \varphi_{2\max}^2 \cdot \sin^2 \Delta v \cdot t \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$R(t) = \left[\varphi_{1\max}^2 + 2 \cdot \varphi_{1\max} \cdot \varphi_{2\max} \cdot \cos \Delta v \cdot t + \varphi_{2\max}^2 \cdot (\cos^2 \Delta v \cdot t + \sin^2 \Delta v \cdot t) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$R(t) = \left[\varphi_{1\max}^2 + 2 \cdot \varphi_{1\max} \cdot \varphi_{2\max} \cdot \cos \Delta v \cdot t + \varphi_{2\max}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Sigma \varphi = R(t) \cdot e^{i(v_1 \cdot t + \psi(t))} = R(t) \cdot \sin(v_1 \cdot t + \psi(t)) \quad (2.12)$$

$$\rightarrow \psi(t) = \arctg \frac{B(t)}{A(t)}$$

$$\psi(t) = \arctg\left(\frac{\varphi_{2\max} \cdot \sin \Delta v \cdot t}{\varphi_{1\max} + \varphi_{2\max} \cdot \cos \Delta v \cdot t}\right) \quad (2.13)$$

$\varphi_{1\max} = \varphi_{2\max}$ özel durumunu (2.12) ve (2.13) ifadelerinde uygularsak aşağıdaki durum ortaya çıkar.

$$\psi(t) = \arctg\left(\frac{\varphi_{2\max} \cdot \sin \Delta v \cdot t}{\varphi_{2\max} \cdot (1 + \cos \Delta v \cdot t)}\right)$$

$$\psi(t) = \arctg\left(\frac{2 \cdot \sin\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right)}{1 + \cos^2\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right) - \sin^2\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right)}\right)$$

$$\rightarrow \frac{2 \cdot \sin\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right)}{1 + \cos^2\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right) - \sin^2\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right)} = \operatorname{tg}\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right)$$

$$\Rightarrow \psi(t) = \arctg\left[\operatorname{tg}\left(\frac{\Delta v \cdot t}{2}\right)\right] = \frac{\Delta v \cdot t}{2}$$

$$\Sigma\varphi = R(t) \cdot e^{i\left(v_1 + \frac{\Delta v}{2}\right) \cdot t} = R(t) \cdot \sin\left[\left(v_1 + \frac{\Delta v}{2}\right) \cdot t\right] \quad (2.14)$$

3. GEÇİRGENLİK ve GEÇİRGENLİĞİN ÖNEMİ

Geçirgenlik, bir sistemde iletilen titreşimin, sistemi zorlayan titreşime oranıdır. Yani bir sistemde oluşan titreşimin kendi içindeki elemanlara ve bağlandığı yere ne kadar iletildiğini gösteren bir büyüklüktür. Geçirgenlikle izolasyon iç içe olan kavramlardır. Sistemdeki titreşimler çeşitli sebeplerle izole edilerek geçirgenlik minimum düzeye indirilmeye çalışılır.

Titreşimler insan, makine ve çevre sağlığı açısından izole edilmelidir. İnsan bünyesi titreşimlere karşı aşırı duyarlı ve hassastır. Titreşimlerin insan üstünde dikkat dağılması, sıkıntı ve stres gibi etkileri vardır. Titreşime maruz kalma süresi arttıkça, baş dönmesi, bulantı gibi etkiler de ortaya çıkar ve bu durum dayanılmaz bir hal alır. Bu yüzden titreşim oluşturan bir sistemle insan direkt temas halindeyse bu sistemde izolasyon şarttır. Aksi halde bu sistemin sıhhatli kullanılması imkansızdır. Örneğin bir taşıtın motoru ve tahrik sistemi çok değişken frekans ve genliklerde titreşimler yapmaktadır. Bu titreşimlerin izole edilmemesi durumunda özellikle taşıtı kullanan kişi çok rahatsız bir ortamda bulunmuş olur. Bir taşıtta sadece tahrik sistemini izole etmek yeterli değildir. Seyir halindeyken çeşitli yol şartlarında ve engebeli yerlerde tekerleklerden taşıta iletilen titreşimler de izole edilmelidir. Çünkü engebeli yolda oluşan titreşimlerin frekansları küçüktür fakat genlikler büyük olduğundan taşıtta bulunanlar aşırı sarsılırlar. Bu durumda taşıtı kullanan kişi yola odaklanamaz ve hayati tehlikeler ortaya çıkar.

Bir eksantrik presi düşünelim. Presin her vuruşunda büyük kuvvetler oluşur ve bu kuvvetler titreşimlere yol açar. Bağlandığı zeminle izolasyonu olmayan (direkt zemine bağlı) bir eksantrik pres, çalışma esnasında bütün titreşimi zemine iletir. Dolayısıyla bulunduğu ortamdaki her şey eksantrik presini oluşturduğu titreşimin etkisi altındadır. Aynı ortamda bu titreşimler yüzünden hassas yüzey işlemleri yapmak mümkün değildir. Ayrıca bu preste çalışan operatör de bu titreşimlere maruz kalır.

Titreşim oluşturan bir sistemin kendi içinde de izolasyonlar yapmak makine sağlığı açısından gerekli bir şeydir. Çünkü makinelerdeki tahribatların büyük çoğunluğunun sebebi titreşimlerdir. Rezonans durumunda titreşen bir sistemde genlikler zamanla aşırı büyüdüğünden sistemdeki elemanların kırılmaları söz konusudur. Ayrıca sistem rezonansa girmese bile değişken frekans ve genlikteki titreşimler, sistemdeki bağlantıların gevşemesine, birbiriyle eş çalışan elemanların aşınmasına dolayısıyla sistemin fonksiyonlarını tam olarak yerine getirememesine yol açar. Birbiriyle eş çalışan elemanlar titreşimli durumda birbirlerine çarpacağından hem darbeleri hem de gürültülü bir çalışma yaparlar. Bu da sistemin ömrünü kısaltır.

Ses de bir titreşimdir. Dolayısıyla titreşimli çalışan sistemler, ses de meydana getirirler. Özellikle çalışma ortamlarındaki gürültü çalışanların ruh ve sinir sağlığı üzerinde büyük etkiler gösterir. Bu yüzden çevre ve insan sağlığı açısından gürültüyü de kontrol altına almak gerekmektedir.

Titreşimli çalışan bir sistemde, iç sürtünmeler artacağından enerji kaybı oluşur. Rezonans durumunda ise frekans sabit kaldığı halde genlikler büyüdüğünden titreşimler sistemin enerjisini büyük ölçüde çeker.

Geçirgenlik ve izolasyon birbirlerini tamamlayan büyüklüklerdir.

$$\text{Geçirgenlik } G = \frac{\text{iletilen etki}}{\text{zorlayıcı etki}} [\%] \quad (3.1)$$

(3.1)'deki "etki" ifadesi radyal titreşimlerde kuvvet, burulma titreşimlerinde moment olarak düşünülebilir.

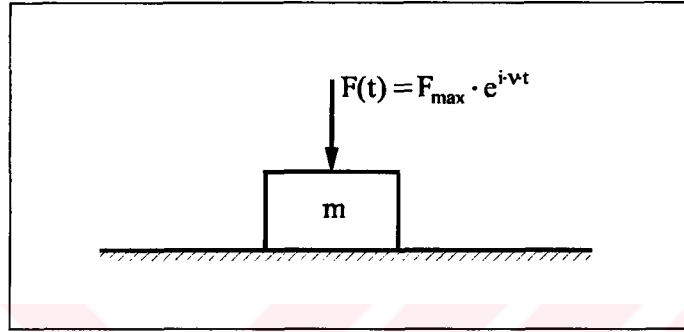
$$\text{İzolasyon } I_z = 1 - G [\%] \quad (3.2)$$

4. ÇEŞİTLİ DURUMLARDA GEÇİRGENLİĞİN HESAPLANMASI

4.1 Zemine Bağlı Sistemlerde Geçirgenliğin Hesaplanması

Bir makinanın zemine çeşitli bağlanma durumlarında titreşimlerin zemine geçirgenliği aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

4.1.1 Zemine Direkt Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik



Şekil 4.1 Zemine direkt bağlı bir makinaya etkiyen kuvvetin gösterimi

Şekil 4.1’de görülen sistemde zorlayıcı kuvvet hiçbir ara elemandan geçmeden direkt zemine iletilmektedir. Dolayısıyla (3.1) ifadesinde bu durum uygulanırsa aşağıdaki sonuç ortaya çıkar.

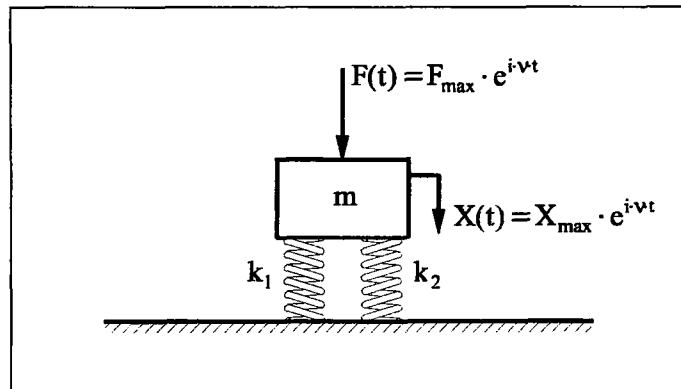
$$G = \frac{F(t)}{F(t)}$$

$$\Rightarrow G = 1$$

Bu sonuç (3.2) ifadesinde yerine koyulursa sistemde izolasyon olmadığı görülmektedir.

$$I_z = 1 - 1 = 0$$

4.1.2 Zemine Yayla Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik



Şekil 4.2 Zemine yayla bağlı bir makinaya etkiyen kuvvetin ve oluşan titreşimin gösterimi

Şekil 4.2’de görülen sistemde zorlayıcı kuvvet yaylar üzerinden zemine iletilmektedir. Dolayısıyla iletilen kuvvet yay kuvvetidir. Bu durum (3.1) ifadesinde uygulanırsa aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$G = \frac{F_{yay}(t)}{F(t)}$$

$$F_{yay}(t) = k_{eş} \cdot X(t)$$

$$k_{eş} = k_1 + k_2$$

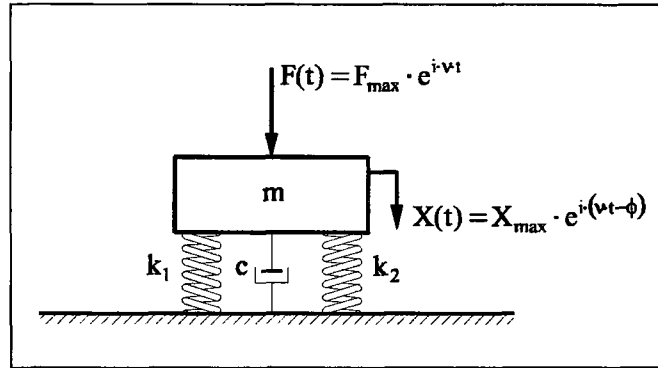
$$X_{max} = \frac{F_{max}}{k_{eş} - m \cdot v^2} \quad (4.1)$$

$$\Rightarrow G = \frac{k_{eş} \cdot X(t)}{F(t)} \quad (4.2)$$

$$G = \frac{k_{eş} \cdot \frac{F_{max}}{k_{eş} - m \cdot v^2} \cdot e^{i \cdot v \cdot t}}{F_{max} \cdot e^{i \cdot v \cdot t}}$$

$$G = \frac{k_{eş}}{k_{eş} - m \cdot v^2} \quad (4.3)$$

4.1.3 Zemine Yay ve Sönüm Elemanı ile Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik



Şekil 4.3 Zemine yayla ve sönüm elemanı ile bağlı bir makineye etkiyen kuvvetin ve oluşan titreşimin gösterimi

Şekil 4.3’de görülen sistemde zorlayıcı kuvvet yaylar ve sönüm elemanının üzerinden zemine ulaşır. Bu durum (3.1) ifadesinde uygulanırsa aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$G = \frac{F_{yay}(t) + F_{sönüm}(t)}{F(t)}$$

$$F_{yay}(t) = k_{eş} \cdot X(t)$$

$$F_{sönüm}(t) = c \cdot \frac{dX(t)}{dt}$$

$$k_{eş} = k_1 + k_2$$

$$X_{max} = \frac{F_{max}}{\left[(k_{eş} - m \cdot v^2)^2 + (c \cdot v)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.4)$$

$$\Rightarrow G = \frac{k_{eş} \cdot X(t) + c \cdot \frac{dX(t)}{dt}}{F(t)} \quad (4.5)$$

(2.2) ifadesi, (4.5)'ye uyarlanırsa aşağıdaki sonuç ortaya çıkar.

$$G = \frac{k_{eş} \cdot X_{max} \cdot e^{i(vt-\phi)} + i \cdot c \cdot v \cdot X_{max} \cdot e^{i(vt-\phi)}}{F_{max} \cdot e^{i \cdot vt}}$$

$$G = \frac{X_{max} \cdot e^{-i\phi} \cdot (k_{eş} + i \cdot c \cdot v)}{F_{max}}$$

F_{max} değeri (4.4) ifadesinden çekilip yerine koyulduğunda aşağıdaki durum elde edilir.

$$G = \frac{X_{max} \cdot e^{-i\phi} \cdot (k_{eş} + i \cdot c \cdot v)}{X_{max} \cdot \left[(k_{eş} - m \cdot v^2)^2 + (c \cdot v)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$\rightarrow G = \left[\frac{k_{eş}^2 + (c \cdot v)^2}{(k_{eş} - m \cdot v^2)^2 + (c \cdot v)^2} \right] \cdot e^{-i\phi} \cdot e^{i\Phi}$$

$$R = \left[\frac{k_{eş}^2 + (c \cdot v)^2}{(k_{eş} - m \cdot v^2)^2 + (c \cdot v)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{dönüşümü yapıldığında daha sade bir ifade ortaya}$$

çıkmaktadır.

$$G = R \cdot e^{i(\Phi-\phi)} \quad (\text{Geçirgenlik vektörü}) \quad (4.6)$$

$$\rightarrow \phi = \arctg \left[\frac{c \cdot v}{k_{eş} - m \cdot v^2} \right]$$

$$\rightarrow \Phi = \arctg \left[\frac{c \cdot v}{k_{eş}} \right]$$

Bu sonuç irdelenirse aşağıdaki sonuçlar elde edilebilir.

Bir sistemde sönüm varsa,o sistem için bir kritik sönümden söz edilebilir.

$$c_{kr} = 2 \cdot m \cdot \omega_n \text{ (Kritik sönüm katsayısı)} \quad (4.7)$$

$$\xi = \frac{c}{c_{kr}} = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \omega_n} \text{ (Sönüm oranı)} \quad (4.8)$$

(4.7) ve (4.8) ifadeleri (4.6)'da uygulanırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$G = \left[\frac{1 + \left[2 \cdot \frac{c}{c_{kr}} \cdot \frac{v}{\omega_n} \right]^2}{\left[1 - \left(\frac{v}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2 \cdot \frac{c}{c_{kr}} \cdot \frac{v}{\omega_n} \right]^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot e^{i(\Phi-\phi)}$$

$$\eta = \frac{v}{\omega_n} \text{ (Frekans oranı)} \quad (4.9)$$

$$\rightarrow G = \left[\frac{1 + (2 \cdot \xi \cdot \eta)^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2 \cdot \xi \cdot \eta)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot e^{i(\Phi-\phi)} \quad (4.10)$$

$c = 0$ durumunda ise (4.6) ifadesi aşağıdaki hale dönüşür.

$$G = \left[\frac{k_{es}^2}{(k_{es} - m \cdot v^2)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

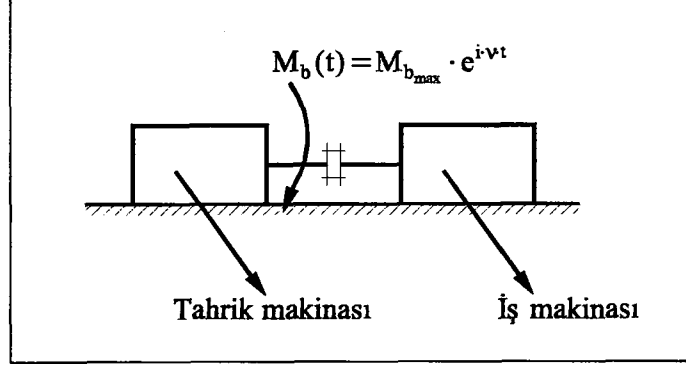
$$\rightarrow G = \pm \frac{k_{es}}{k_{es} - m \cdot v^2}$$

$$\rightarrow G = \pm \frac{1}{1 - \left(\frac{v}{\omega_n} \right)^2}$$

$$G = \pm \frac{1}{1 - \eta^2} \quad (4.11)$$

4.2 Birbirine Bağlı Sistemlerde Geçirgenliğin Hesaplanması

4.2.1 Birbirine Rijit Kavramayla Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik



Şekil 4.4 Birbirine rijit kavramayla bağlı iki sistemin gösterimi

Şekil 4.4'de görülen sistemde zorlayıcı etki hiçbir ara elemandan geçmeden direkt iş makinasına iletilmektedir. Dolayısıyla (3.1) ifadesinde bu durum uygulanırsa aşağıdaki sonuç ortaya çıkar.

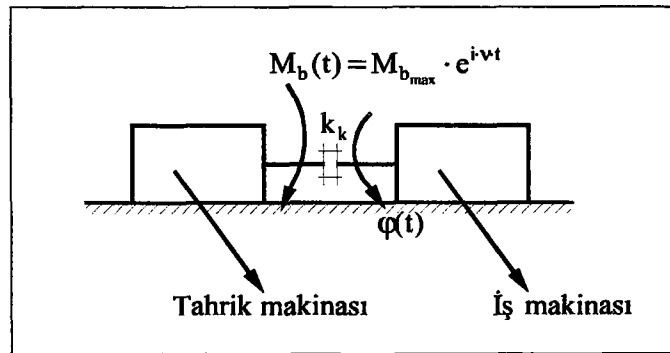
$$G = \frac{(M_b(t))_{i\dot{s}}}{(M_b(t))_{tahrik}}$$

$$\Rightarrow G = 1$$

Bu sonuç (3.2) ifadesinde yerine koyulursa sistemde izolasyon olmadığı görülmektedir.

$$I_z = 1 - 1 = 0$$

4.2.2 Birbirine Elastik Kavramayla Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik



Şekil 4.5 Birbirine elastik kavramayla bağlı iki sistemin gösterimi

$$\varphi(t) = \varphi_{max} \cdot e^{i\omega t}$$

Şekil 4.5’de görülen sistemde zorlayıcı etki elastik kavramadan geçerek iş makinasına iletilmektedir. Dolayısıyla (3.1) ifadesinde bu durum uygulanırsa aşağıdaki sonuç ortaya çıkar.

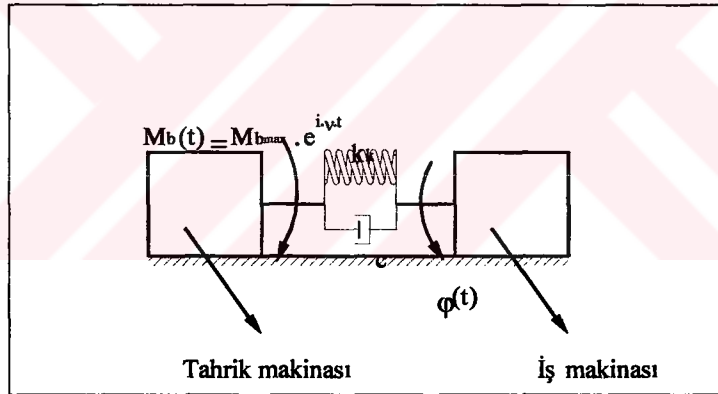
$$G = \frac{M_{byay}(t)}{M_b(t)}$$

$$M_{byay}(t) = k_k \cdot \varphi(t)$$

$$\varphi_{max} = \frac{M_{bmax}}{k_k - J \cdot v^2} \quad (4.12)$$

$$\Rightarrow G = \frac{k_k \cdot \varphi(t)}{M_b(t)} \quad (4.13)$$

4.2.3 Birbirine Elastik Kavrama ve Sönüm Elemanı ile Bağlı Sistemlerde Geçirgenlik



Şekil 4.6 Birbirine elastik kavrama ve sönüm elemanı ile bağlı iki sistemin gösterimi

$$\varphi(t) = \varphi_{max} \cdot e^{i(vt - \phi)}$$

Şekil 4.6’da görülen sistemde zorlayıcı etki, elastik kavrama ve sönüm elemanından geçerek iş makinasına iletilmektedir. Dolayısıyla (3.1) ifadesinde bu durum uygulanırsa aşağıdaki sonuç ortaya çıkar.

$$G = \frac{M_{byay}(t) + M_{bsönüm}(t)}{M_b(t)}$$

$$M_{byay}(t) = k_k \cdot \varphi(t)$$

$$M_{bsönüm}(t) = c \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt}$$

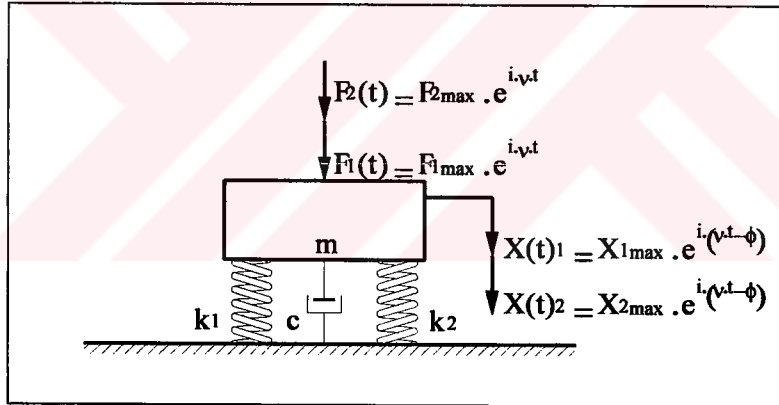
$$\varphi_{\max} = \frac{M_{b\max}}{\left[(k_k - J \cdot v^2)^2 + (c \cdot v)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.14)$$

$$\Rightarrow G = \frac{k_k \cdot \varphi(t) + c \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt}}{M_b(t)} \quad (4.15)$$

4.3 Bir Sisteme Birden Fazla Zorlayıcı Etki Bulunması Halinde Geçirgenliğin Hesaplanması

Daha önce de belirtildiği gibi bir sistemde sadece bir zorlayıcı etki bulunması özel bir durumdur. Dolayısıyla birden fazla zorlayıcı etkinin yarattığı durumları da incelemek yerinde olacaktır.

4.3.1 Sisteme Aynı Frekanslı Farklı İki Zorlamanın Etki Etmesi Durumunda Geçirgenlik



Şekil 4.7 Aynı frekanslı farklı zorlamaların etkisindeki bir sistemin gösterimi

Bu tip bir durumda toplam kuvvet ve toplam yer değiştirme ifadeleri bulunduğunda sistem, Şekil 4.3'de görülen sistemin aynısı olur. Dolayısıyla (4.5) ifadesi aşağıdaki şekle dönüşür.

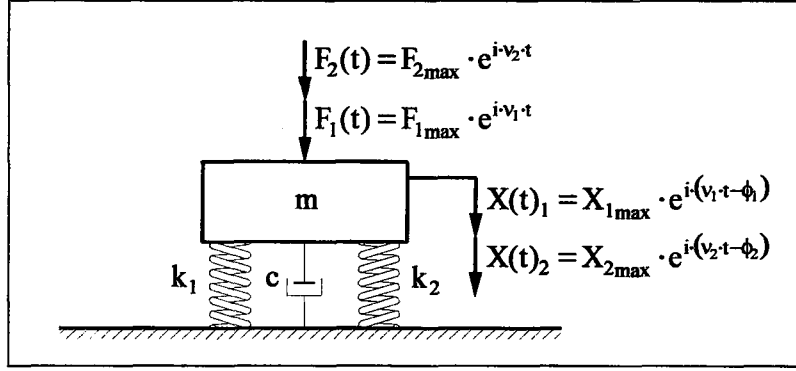
$$\Rightarrow G = \frac{k_{eş} \cdot \Sigma X(t) + c \cdot \frac{d\Sigma X(t)}{dt}}{\Sigma F(t)}$$

$$\Sigma X(t) = (X_{1\max} + X_{2\max}) \cdot e^{i(\nu t - \phi)} = X_{\max} \cdot e^{i(\nu t - \phi)}$$

$$\Sigma F(t) = (F_{1\max} + F_{2\max}) \cdot e^{i \cdot \nu t} = F_{\max} \cdot e^{i \cdot \nu t}$$

$\Sigma X(t)$ ve $\Sigma F(t)$ değerleri yerine koyulduğunda (4.4) ve (4.6) ifadeleri aynen elde edilir.

4.3.2 Sisteme Farklı Frekanslı İki Zorlamanın Etki Etmesi Durumunda Geçirgenlik



Şekil 4.8 Farklı frekanslı zorlamaların etkisindeki bir sistemin gösterimi

$$v_2 - \phi_2 - v_1 + \phi_1 = \Delta v + (\phi_1 - \phi_2)$$

$$\rightarrow \phi_1 = \arctg \left[\frac{c \cdot v_1}{k_{eş} - m \cdot v_1^2} \right]$$

$$\rightarrow \phi_2 = \arctg \left[\frac{c \cdot v_2}{k_{eş} - m \cdot v_2^2} \right]$$

$$\Sigma X(t) = e^{i(v_1 t - \phi_1)} \cdot [X_{1\max} + X_{2\max} \cdot \cos(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2) + i \cdot X_{2\max} \cdot \sin(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2)]$$

$$X_{1\max} = \frac{F_{1\max}}{\left[(k_{eş} - m \cdot v_1^2)^2 + (c \cdot v_1)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$X_{2\max} = \frac{F_{2\max}}{\left[(k_{eş} - m \cdot v_2^2)^2 + (c \cdot v_2)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$A(t) = X_{1\max} + X_{2\max} \cdot \cos(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2)$$

$$B(t) = X_{2\max} \cdot \sin(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2)$$

$$X_{\max}(t) = \left[A^2(t) + B^2(t) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$X_{\max}(t) = \left[X_{1\max}^2 + 2 \cdot X_{1\max} \cdot X_{2\max} \cdot \cos(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2) + X_{2\max}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.16)$$

$$\Sigma X(t) = X_{\max}(t) \cdot e^{i(v_1 t - \phi_1 + \psi(t))} \quad (4.17)$$

$$\rightarrow \psi(t) = \arctg \frac{B(t)}{A(t)} = \arctg \left[\frac{X_{2\max} \cdot \sin(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2)}{X_{1\max} + X_{2\max} \cdot \cos(\Delta v \cdot t + \phi_1 - \phi_2)} \right]$$

$$\Sigma F(t) = e^{i v_1 t} \cdot (F_{1 \max} + F_{2 \max} \cdot \cos \Delta v \cdot t + i \cdot F_{2 \max} \cdot \sin \Delta v \cdot t)$$

$$A(t) = F_{1 \max} + F_{2 \max} \cdot \cos \Delta v \cdot t$$

$$B(t) = F_{2 \max} \cdot \sin \Delta v \cdot t$$

$$F_{\max}(t) = [A^2(t) + B^2(t)]^{\frac{1}{2}}$$

$$F_{\max}(t) = [F_{1 \max}^2 + 2 \cdot F_{1 \max} \cdot F_{2 \max} \cdot \cos \Delta v \cdot t + F_{2 \max}^2]^{\frac{1}{2}} \quad (4.18)$$

$$\Sigma F(t) = F_{\max}(t) \cdot e^{i(v_1 t + \Phi(t))} \quad (4.19)$$

$$\rightarrow \Phi(t) = \arctg \frac{B(t)}{A(t)} = \arctg \left[\frac{F_{2 \max} \cdot \sin \Delta v \cdot t}{F_{1 \max} + F_{2 \max} \cdot \cos \Delta v \cdot t} \right]$$

$$G = \frac{k_{\text{es}} \cdot X(t) + c \cdot \frac{dX(t)}{dt}}{F(t)} \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\Sigma X}{dt} &= \frac{1}{\left[X_{1 \max}^2 + 2 \cdot X_{1 \max} \cdot X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2) + X_{2 \max}^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \\ &\cdot \sin \left[v_1 \cdot t - \phi_1 - \arctg \left[\frac{X_{2 \max} \cdot \sin(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)}{X_{1 \max} + X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)} \right] \right] \\ &\cdot X_{1 \max} \cdot X_{2 \max} \cdot \Delta v \cdot \sin(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2) \\ &+ \left[X_{1 \max}^2 + 2 \cdot X_{1 \max} \cdot X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2) + X_{2 \max}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &\cdot \cos \left[v_1 \cdot t - \phi_1 - \arctg \left[\frac{X_{2 \max} \cdot \sin(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)}{X_{1 \max} + X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)} \right] \right] \\ &\cdot \left[v_1 + \frac{X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2) \cdot \Delta v}{X_{1 \max} + X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)} + \left[\frac{X_{2 \max} \cdot \sin(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)}{X_{1 \max} + X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)} \right]^2 \right]^2 \\ &\quad \cdot \left[1 + \left[\frac{X_{2 \max} \cdot \sin(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)}{X_{1 \max} + X_{2 \max} \cdot \cos(-\Delta v \cdot t - \phi_1 + \phi_2)} \right]^2 \right] \end{aligned}$$

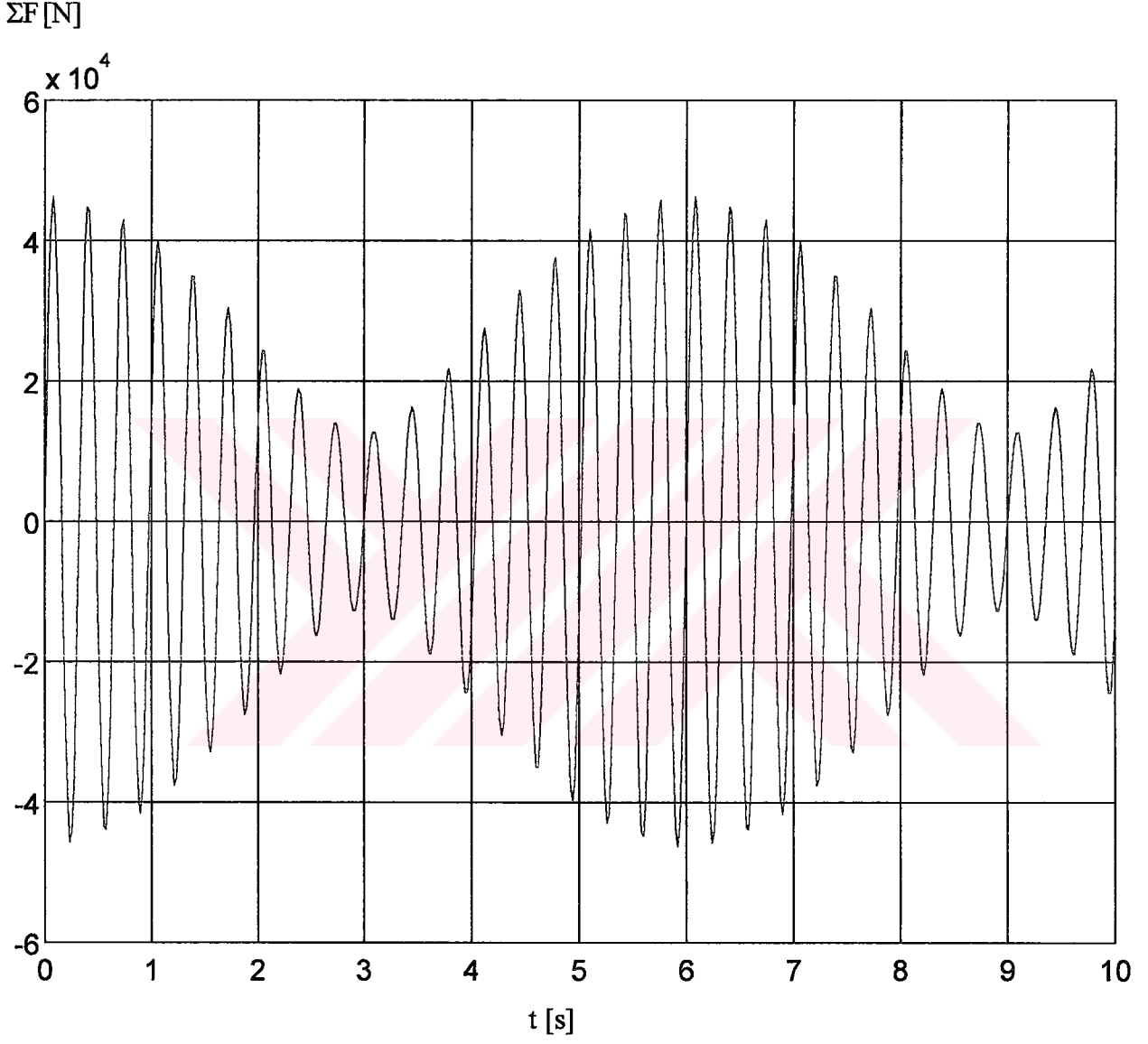
Bulunan bu türev ifadesi, (4.20)'de uygulandığında geçirgenliğin değişimini gösteren diyagramı çizmek için gerekli ifade ortaya çıkmış olur.

Çizelge 4.1 Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15 çizimi için kullanılan sayısal değerler

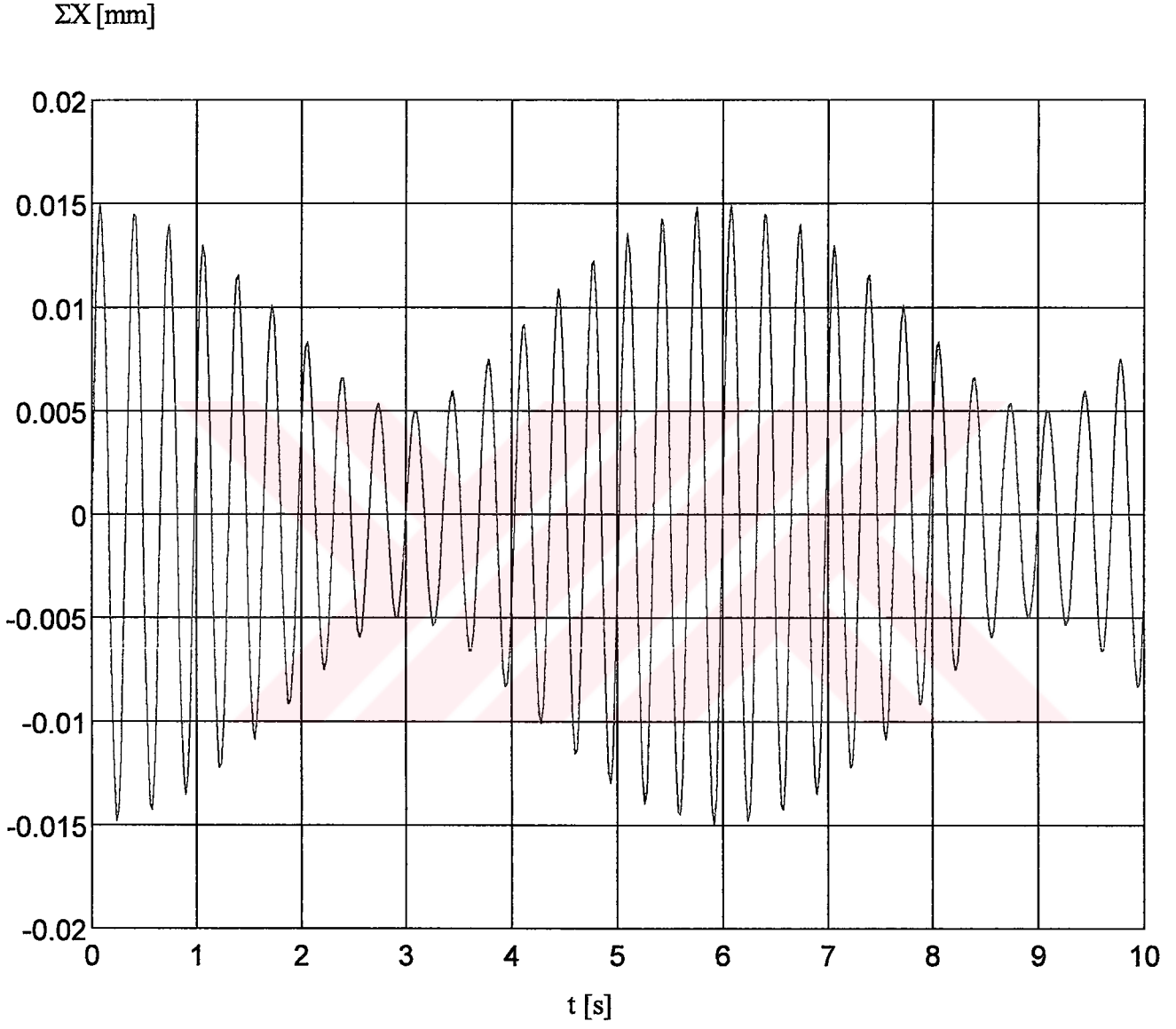
$X_{1\max} = 0,01 \text{ [mm]}$	$m = 10000 \text{ [kg]}$	$v_1 = 6 \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	$c = 10 \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}} \right]$
$X_{2\max} = 0,005 \text{ [mm]}$	$k_{eş} = 600 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$	$v_2 = \frac{19}{3} \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	

Çizelge 4.2 Şekil 4.16 çizimi için kullanılan sayısal değerler

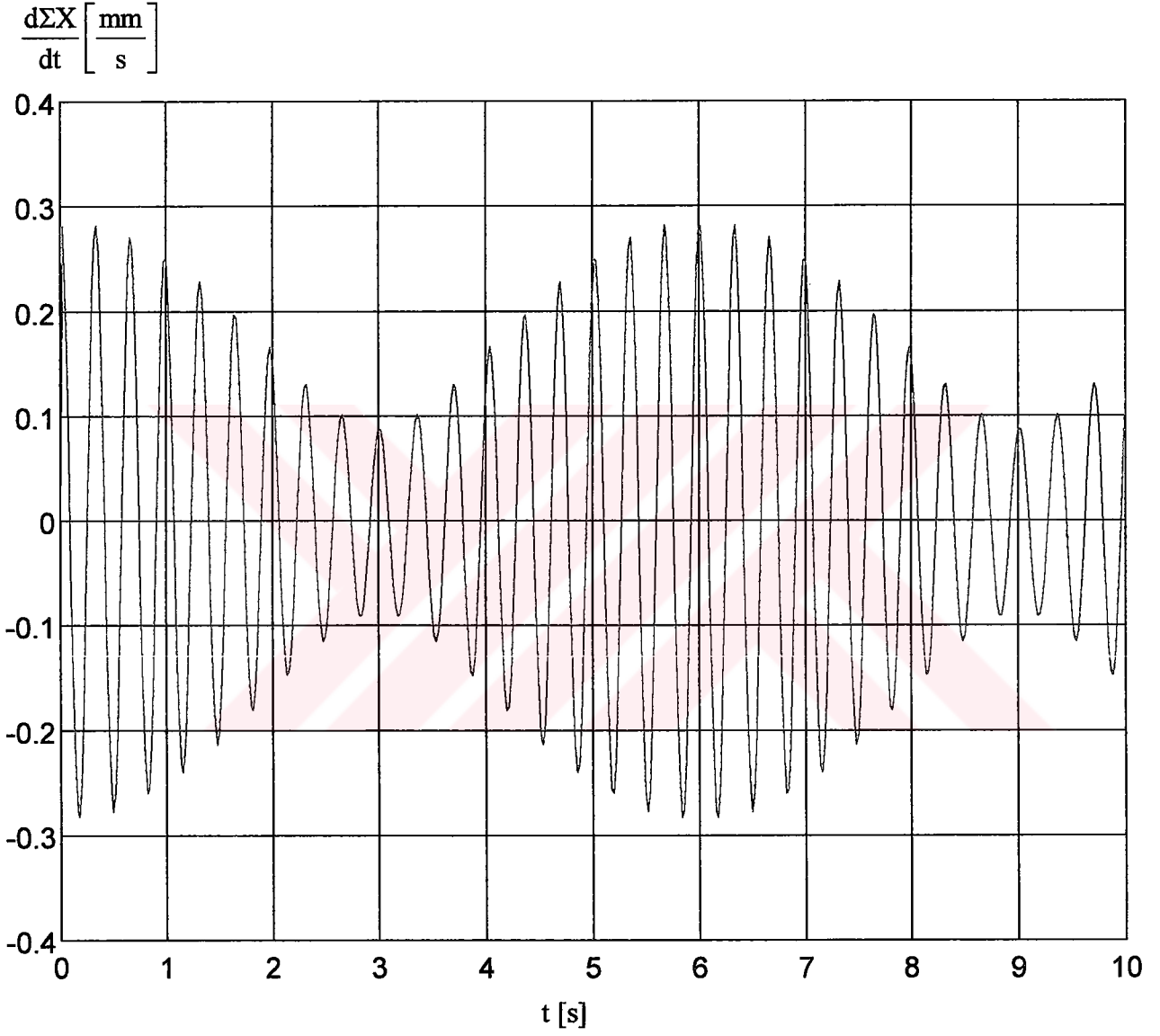
$X_{1\max} = 0,01 \text{ [mm]}$	$m = 10000 \text{ [kg]}$	$v_1 = 6 \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	$c = 50 \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}} \right]$
$X_{2\max} = 0,005 \text{ [mm]}$	$k_{eş} = 600 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$	$v_2 = \frac{19}{3} \cdot \pi \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	



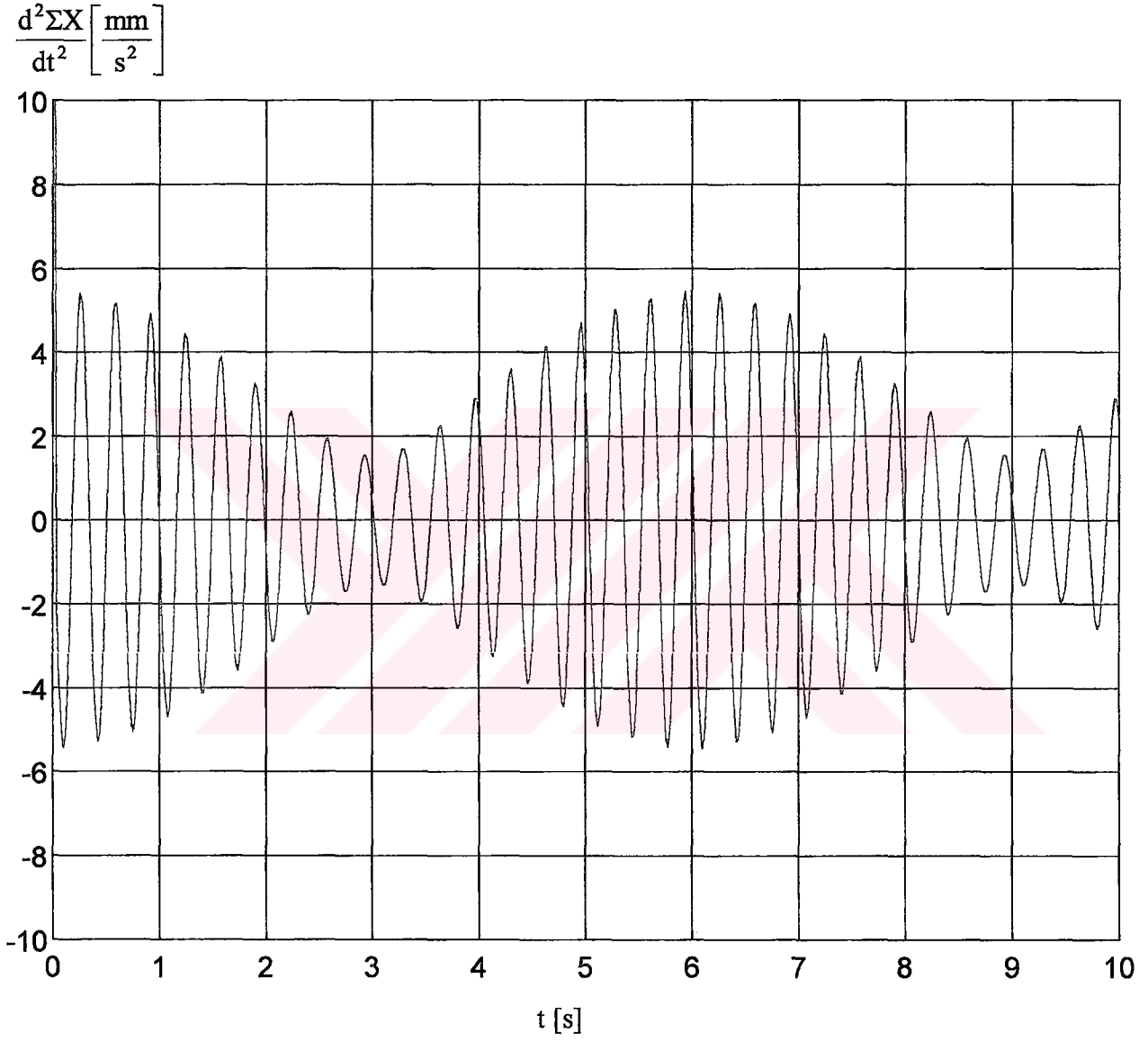
Şekil 4.9 Toplam kuvvetin zamana göre değişimi



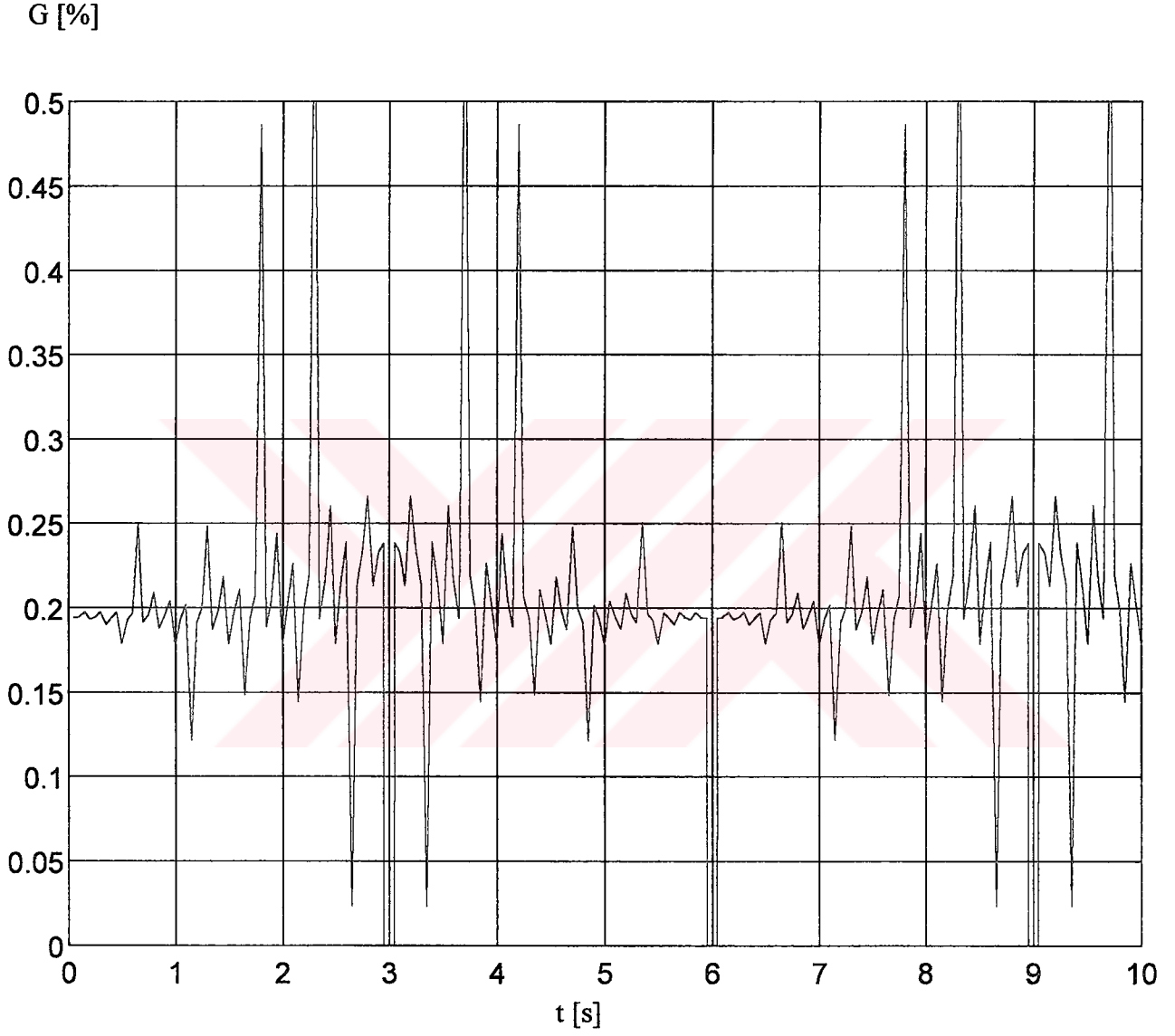
Şekil 4.10 Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi



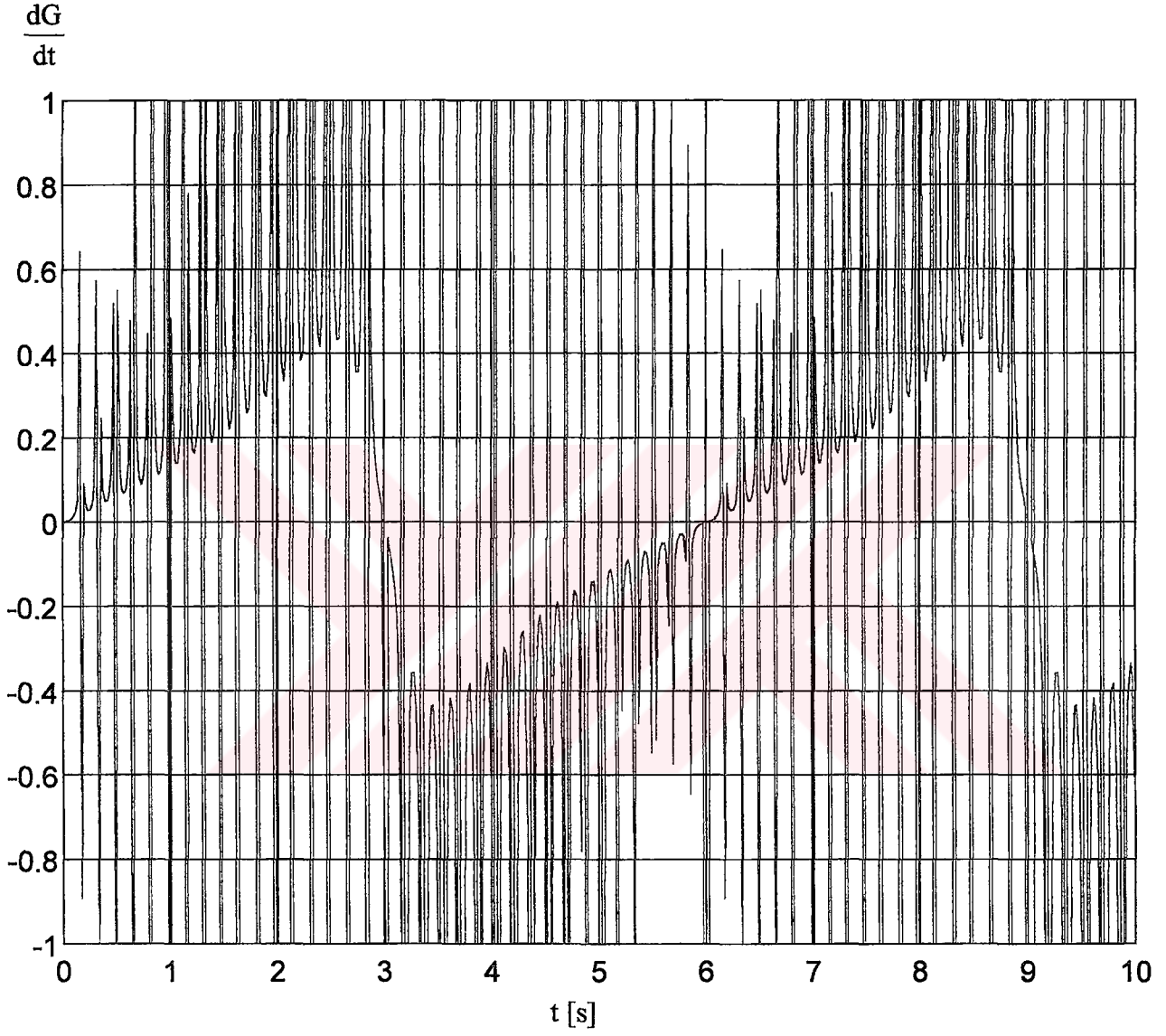
Şekil 4.11 Toplam titreşimin hızının zamana göre değişimi



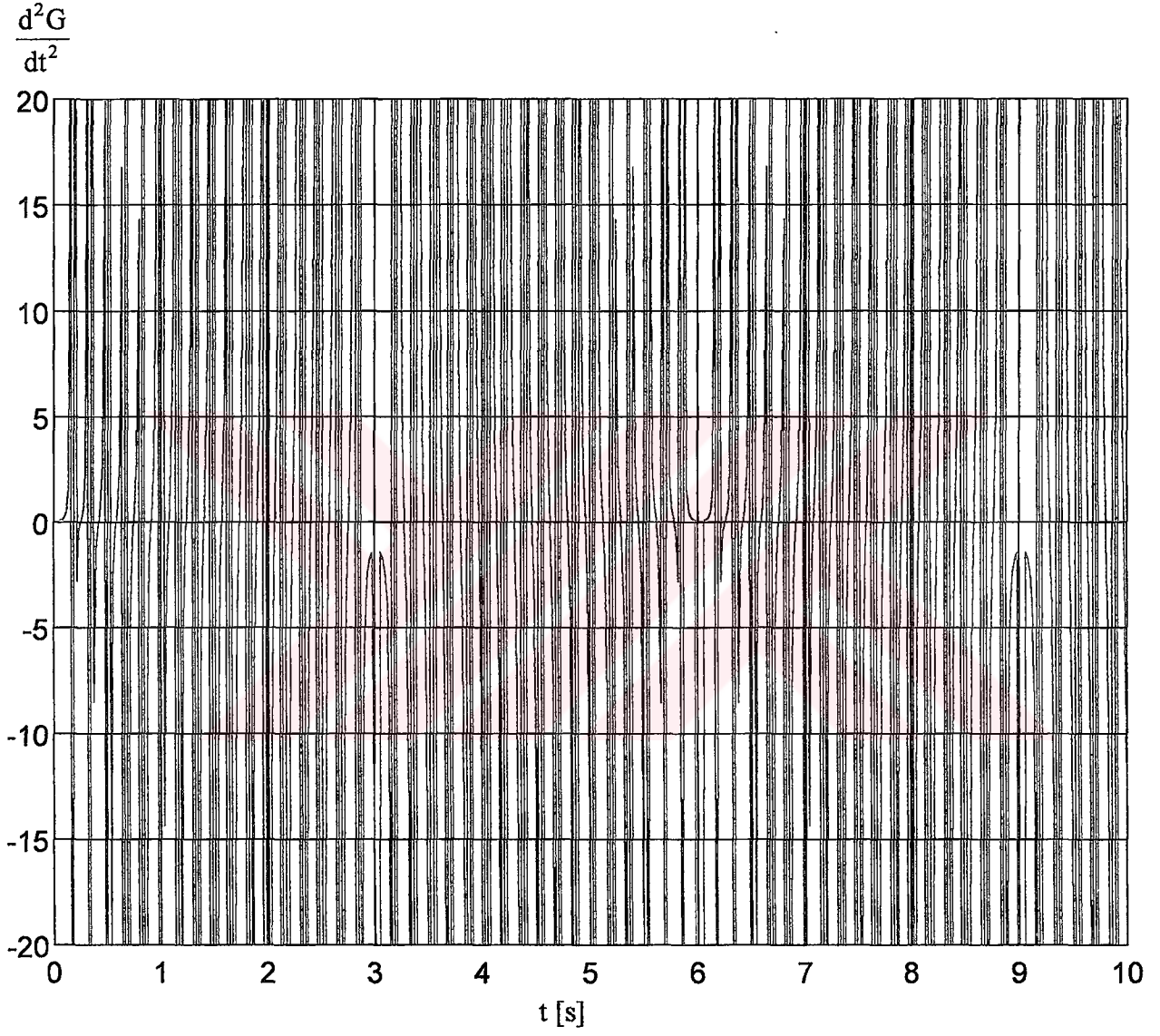
Şekil 4.12 Toplam titreşimin ivmesinin zamana göre değişimi



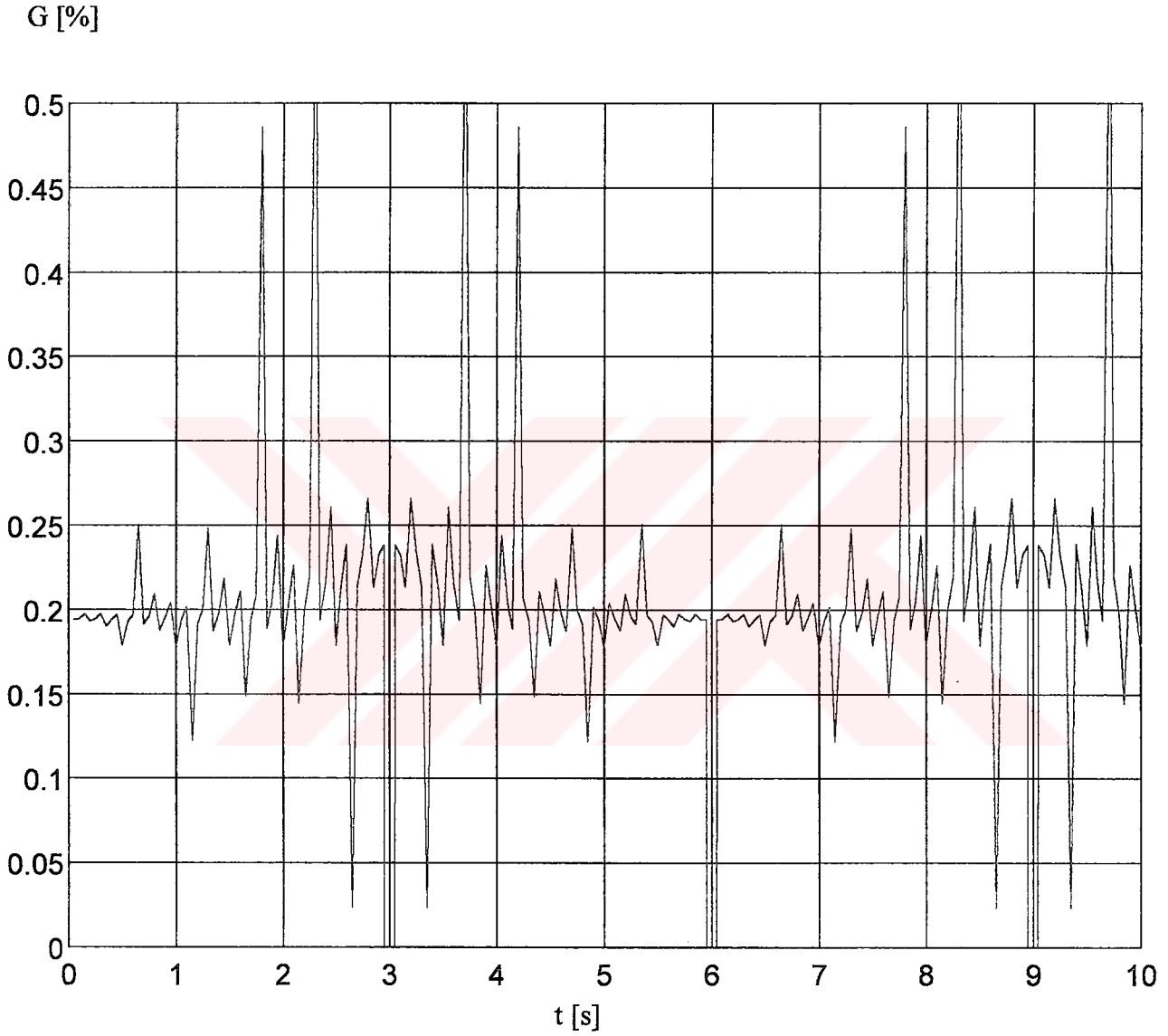
Şekil 4.13 Geçirgenliğin zamana göre değişimi



Şekil 4.14 Geçirgenliğin değişim hızının zamana göre değişimi



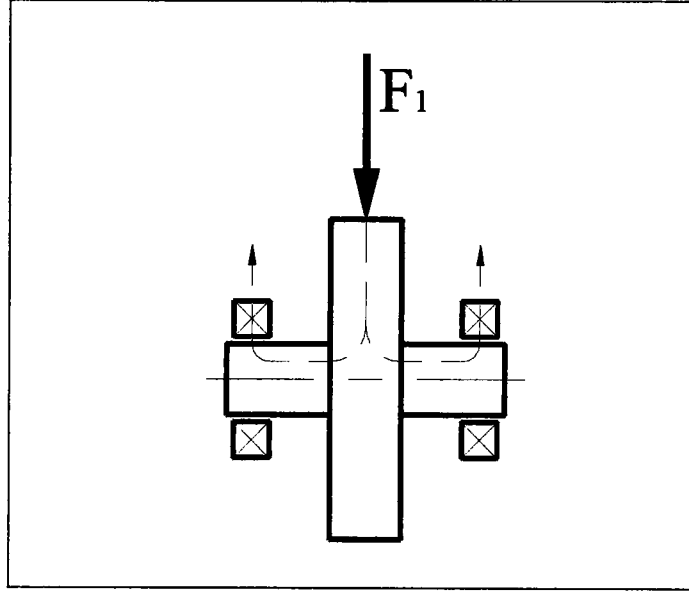
Şekil 4.15 Geçirgenliğin değişim ivmesinin zamana göre değişimi



Şekil 4.16 Geçirgenliğin zamana göre değişimi

Şekil 4.13 ve Şekil 4.16'yı karşılaştırdığımızda iki diyagramın da yaklaşık olarak aynı olduğu görülmektedir. Çizim için kullanılan değerlerde sadece sönüm değeri farklıdır. Buradan şu sonuca varılabilir; bir sistem, frekansları farklı olan titreşimlere maruz kaldığında, geçirgenliği kontrol altına almak için sadece yay ve sönüm elemanı kullanmak problemi çözmemektedir.

5. DIŞLI MEKANİZMA SİSTEMLERİNDE GEÇİRGENLİĞİN İNCELENMESİ



Şekil 5.1 Titreşimlerin geçişinin gösterimi

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi bir dişli çarka gelen kuvvetin etkisi, dişli çark-mil-yatak yolunu izleyerek gövdeye ulaşır. Dişli çark rijit kabul edilebilir. Dişli çarkı taşıyan milin boyu kısaysa mil de rijit kabul edilebilir.

Milin yataklanması için rulman kullanılmışsa, sönümü oluşturacak tek şey rulmanın bilezikleriyle yuvarlanma elemanları arasında oluşan yağ filmidir. Bu yağ filmi, sıcaklık, toz vs. etkenlerden dolayı her zaman oluşmayabilir. Dolayısıyla bundan sonraki hesaplarda sönüm ihmal edilecektir. Sistemdeki elemanlar rijit kabul edilebileceğinden, sistemin yay sabiti olarak sadece rulmanlı yatakların yay sabitleri alınacaktır.

Bir dişli çarka aynı anda birden fazla kuvvetin etki etmesi durumu göz önüne alınarak, genel bir toplam kuvvet ve toplam yer değiştirme ifadeleri oluşturmak tüm sistemler için geçerli olan bir çözüm elde etmemizi sağlar.

$$F_j(t) = F_{j_{\max}} \cdot e^{i(v_j \cdot t + \phi_j)}$$

$$\Sigma F(t) = \sum_{j=1}^n F_j(t) = \sum_{j=1}^n F_{j_{\max}} \cdot e^{i(v_j \cdot t + \phi_j)}$$

$$\Delta v_j = (\Delta v)_j = v_{j+1} - v_j$$

$$v_{j+1} = v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j$$

$$\Delta\phi_j = (\Delta\phi)_j = \phi_{j+1} - \phi_j$$

$$\phi_{j+1} = \phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j$$

$$\begin{aligned} \Sigma F(t) = & \left(\sum_{j=1}^n F_{j_{\max}} \right) \cdot \left[\cos \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right] \right. \\ & \left. + i \cdot \sin \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right] \right] \end{aligned}$$

$$A_F(t) = \left(\sum_{j=1}^n F_{j_{\max}} \right) \cdot \cos \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right]$$

$$B_F(t) = \left(\sum_{j=1}^n F_{j_{\max}} \right) \cdot \sin \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right]$$

$$R_F(t) = \left[A_F^2(t) + B_F^2(t) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Sigma F(t) = R_F(t) \cdot e^{i(v_F t + \psi_F(t))} \quad (5.1)$$

$$\rightarrow \psi_F(t) = \arctg \left[\frac{B_F(t)}{A_F(t)} \right]$$

$$X_{j_{\max}} = \frac{F_{j_{\max}}}{k - m \cdot v_j^2}$$

$$\Rightarrow X_j(t) = X_{j_{\max}} \cdot e^{i(v_j t + \phi_j)}$$

$$\Rightarrow X_j(t) = \frac{F_{j_{\max}}}{k - m \cdot v_j^2} \cdot e^{i(v_j t + \phi_j)}$$

$$\Sigma X(t) = \sum_{j=1}^n X_j(t) = \sum_{j=1}^n \frac{F_{j_{\max}}}{k - m \cdot v_j^2} \cdot e^{i(v_j t + \phi_j)}$$

$$\begin{aligned} \Sigma X(t) = & \left(\sum_{j=1}^n \frac{F_{j_{\max}}}{k - m \cdot v_j^2} \right) \cdot \left[\cos \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right] \right. \\ & \left. + i \cdot \sin \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right] \right] \end{aligned}$$

$$A_X(t) = \left(\sum_{j=1}^n \frac{F_{j_{\max}}}{k - m \cdot v_j^2} \right) \cdot \cos \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta\phi)_j \right) \right]$$

$$B_X(t) = \left(\sum_{j=1}^n \frac{F_{j\max}}{k - m \cdot v_j^2} \right) \cdot \sin \left[\left(v_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta v)_j \right) \cdot t + \left(\phi_1 + \sum_{j=1}^n (\Delta \phi)_j \right) \right]$$

$$R_X(t) = \left[A_X^2(t) + B_X^2(t) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Sigma X(t) = R_X(t) \cdot e^{i(v_X t + \psi_X(t))} \quad (5.2)$$

$$\rightarrow \psi_X(t) = \arctg \left[\frac{B_X(t)}{A_X(t)} \right]$$

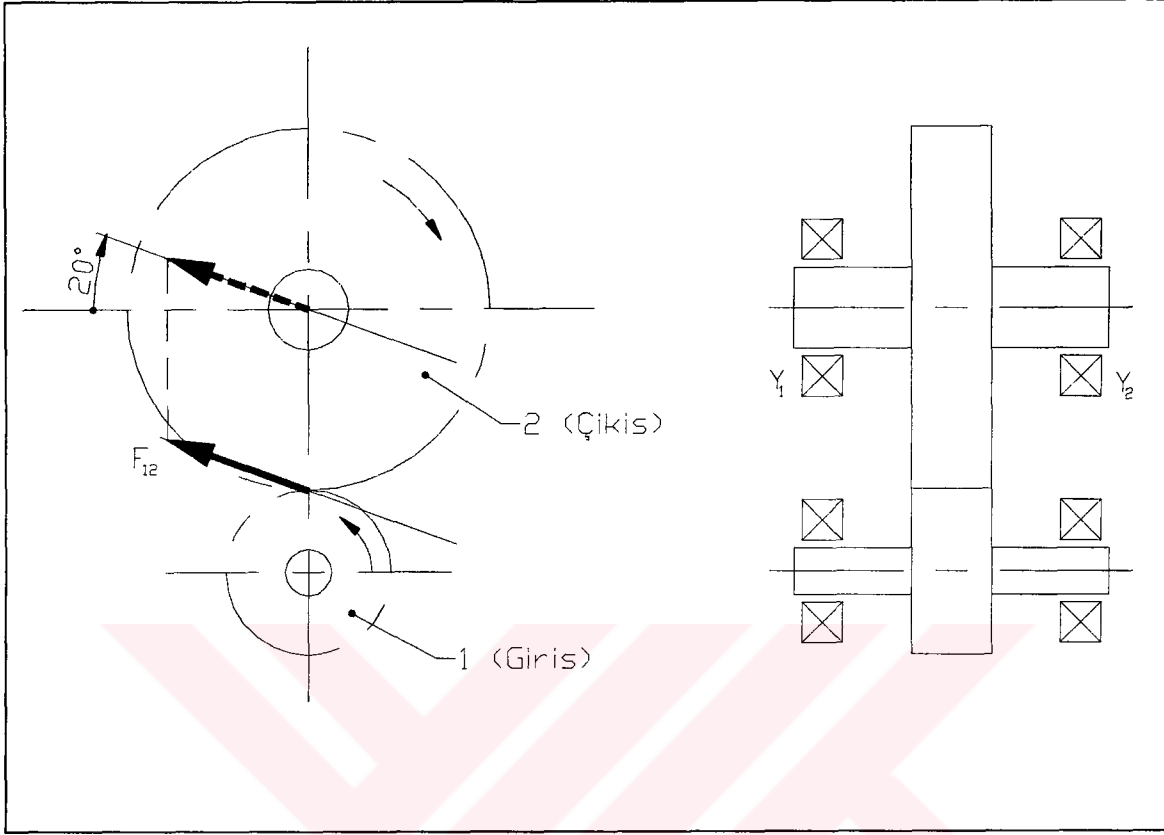
$$\rightarrow G(t) = \frac{k \cdot \Sigma X(t)}{\Sigma F(t)} \quad (5.3)$$

Çizelge 5.1 5.1,5.2,5.3 bölümlerinde incelenen sistemlerdeki şekillerin çizimleri için kullanılan sayısal değerler

P=20 [kW], m=3, k = 1·10 ⁵ [N/mm]	1 No'lu Dişli	2 No'lu Dişli	3 No'lu Dişli	4 No'lu Dişli
z	18	75	32	46
d ₀ [mm]	54	225	96	138
n [d/d]	1460	350,4	623	895
b [mm]	44	180	77	111
v [rad/s]	76,45	-	43	29,91
F [N]	3,03	-	3,03	3,03

* Bundan sonraki bölümlerde incelenen dişli mekanizma örneklerinde Çizelge 5.1'deki sayısal değerler kullanılmıştır.

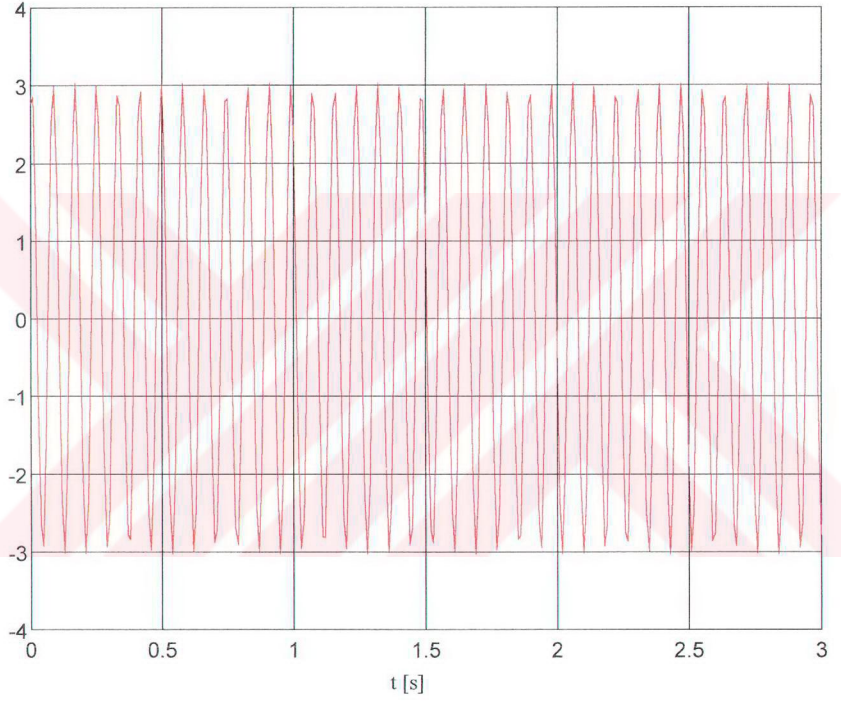
5.1 İki Dişli Çarklı Mekanizmada Geçirgenlik



Şekil 5.2 İki dişli çarktan oluşan mekanizmadaki kuvvet etkisinin gösterimi

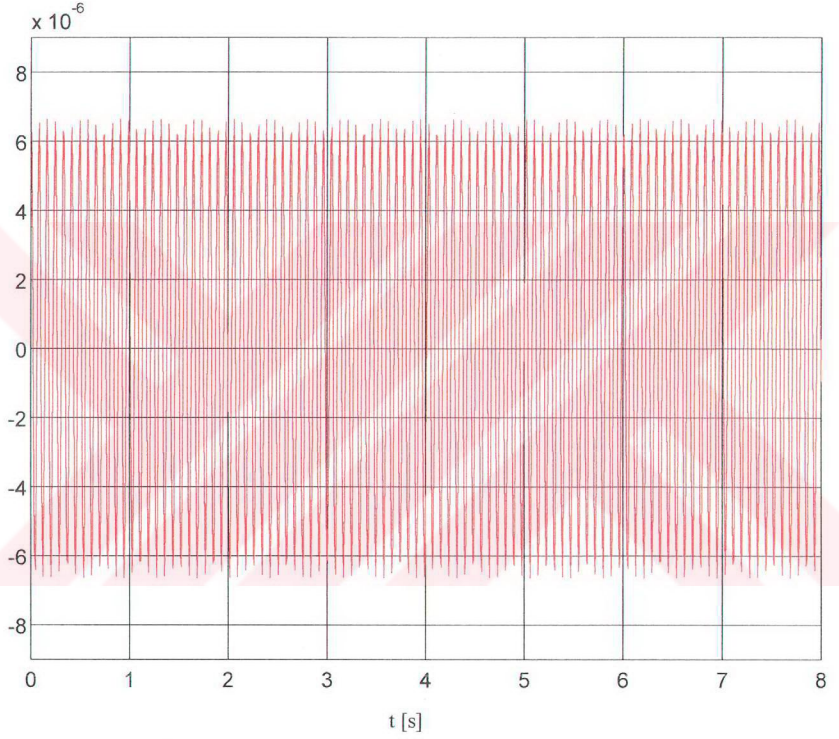
Şekil 5.2'deki sistemde, dişliler arasında oluşan çevre kuvveti görülmektedir. Oluşan bu çevre kuvveti 2 no'lu mil eksenine ötelediğinde F_{12} kuvveti, radyal bir zorlamaya sebep olur.

$$\Sigma F [N] = F_{12}$$



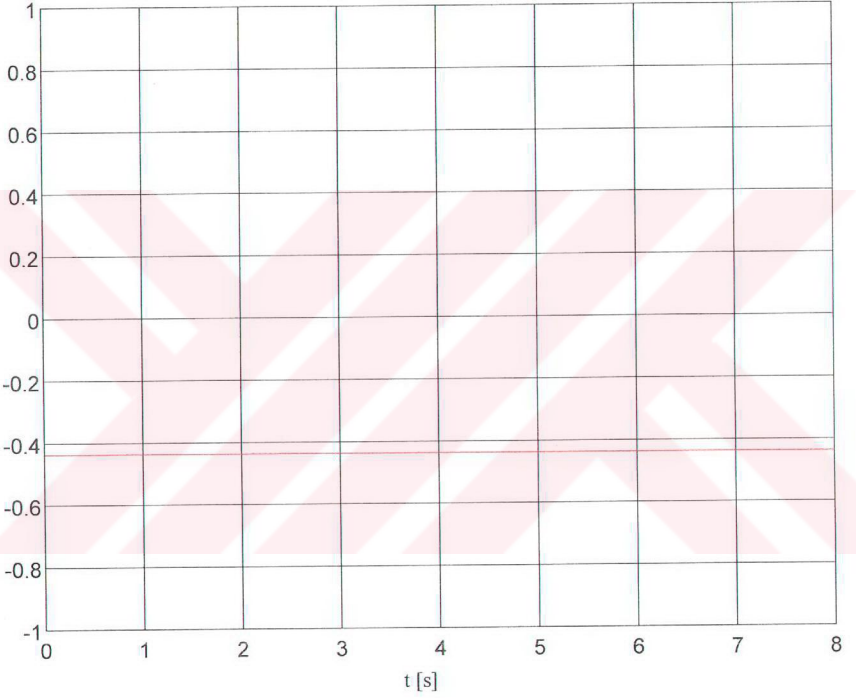
Şekil 5.3 Toplam kuvvetin zamana göre değişimi

$$X_{Y_1} = X_{Y_2} [\text{mm}]$$



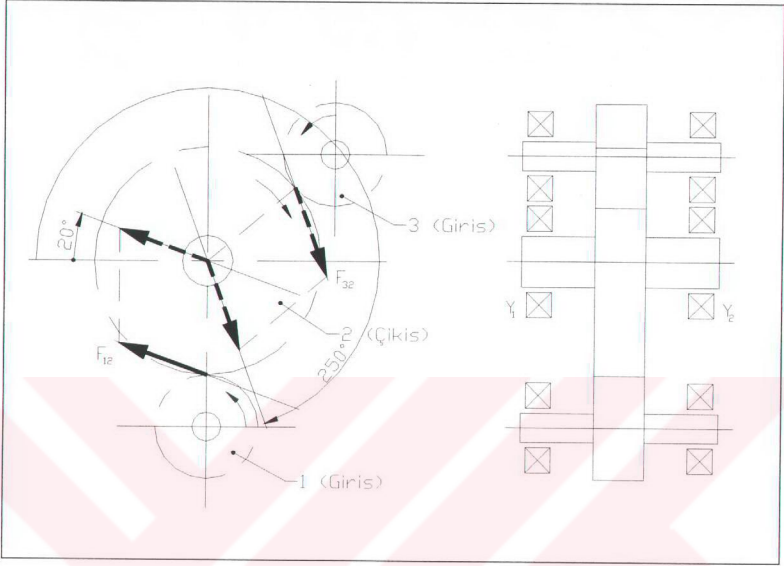
Şekil 5.4 Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi

G [%]



Şekil 5.5 Geçirgenliğin zamana göre değişimi

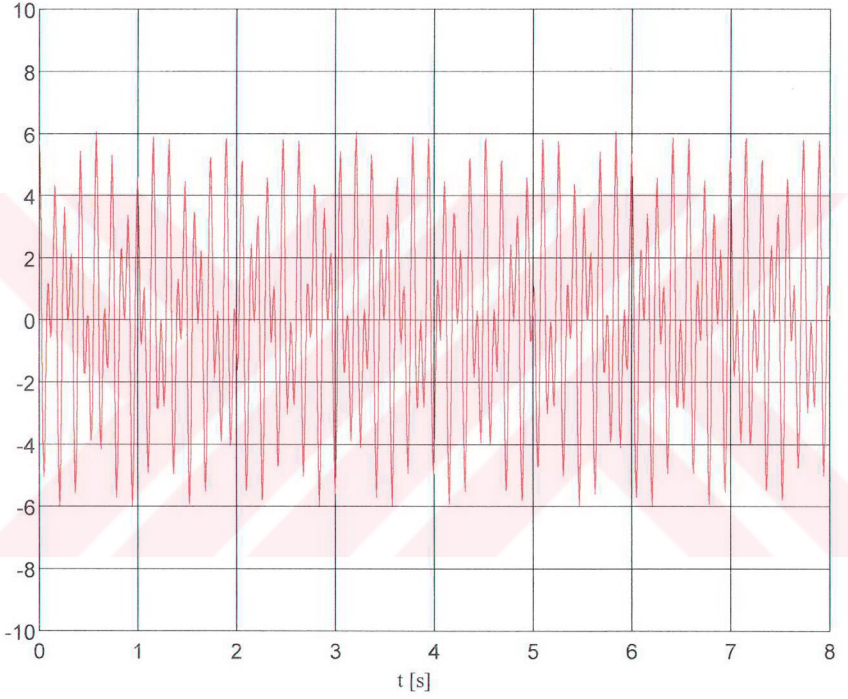
5.2 Üç Dişli Çarklı Mekanizmada Geçirgenlik



Şekil 5.6 Üç dişli çarktan oluşan mekanizmadaki kuvvetlerin etkisinin gösterimi

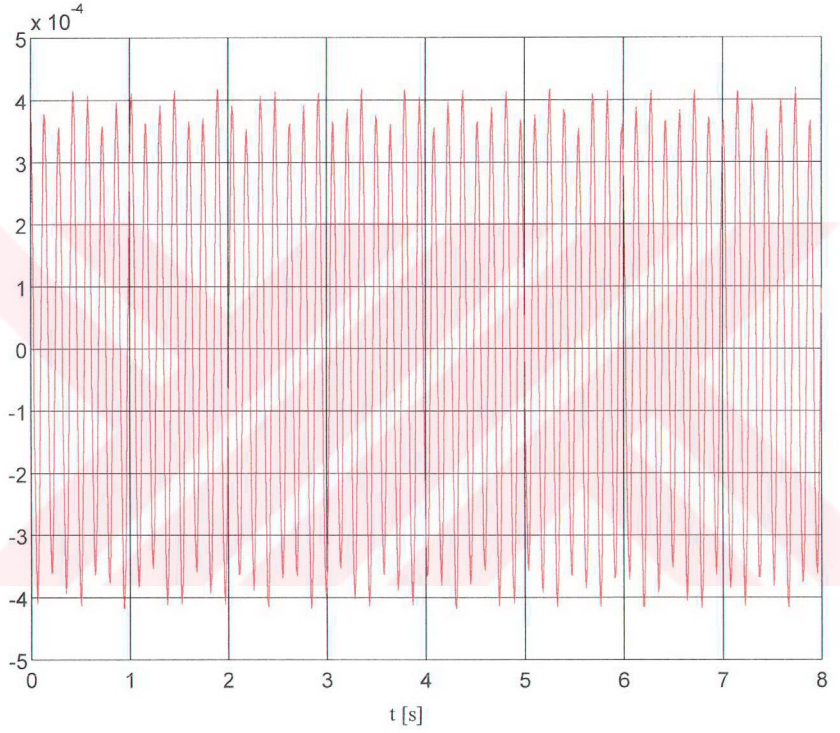
Şekil 5.6'deki sistemde, dişliler arasında oluşan çevre kuvvetleri görülmektedir. Oluşan bu çevre kuvvetleri 2 no'lu mil eksenine ötelediğinde F_{12} ve F_{32} kuvvetleri, radyal bir zorlamaya sebep olur.

$$\Sigma F [N] = F_{12} + F_{32}$$

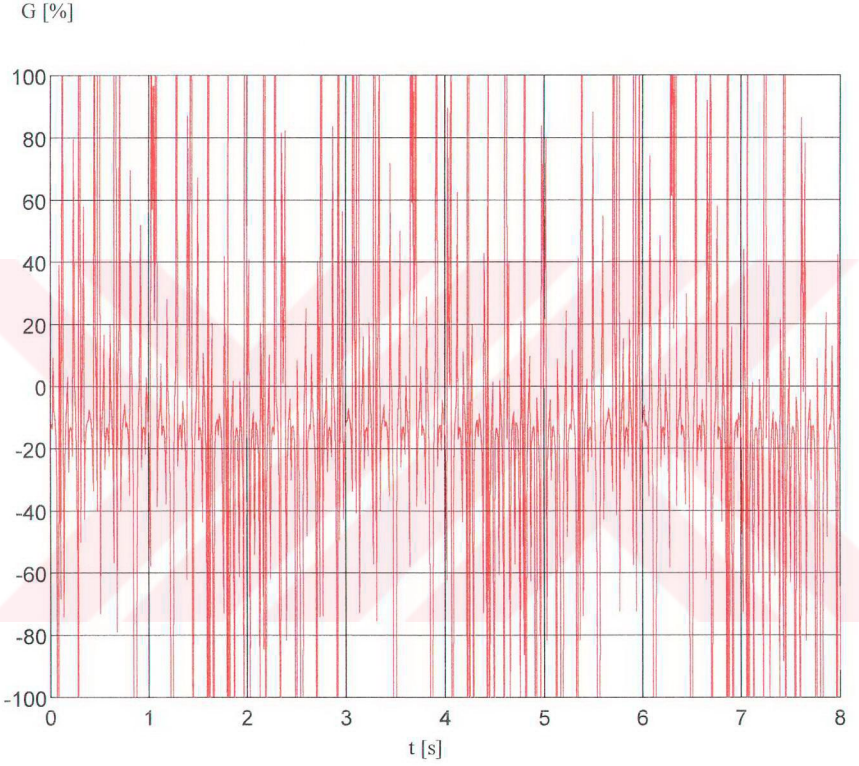


Şekil 5.7 Toplam kuvvetin zamana göre değişimi

$$X_{Y1} = X_{Y2} [\text{mm}]$$

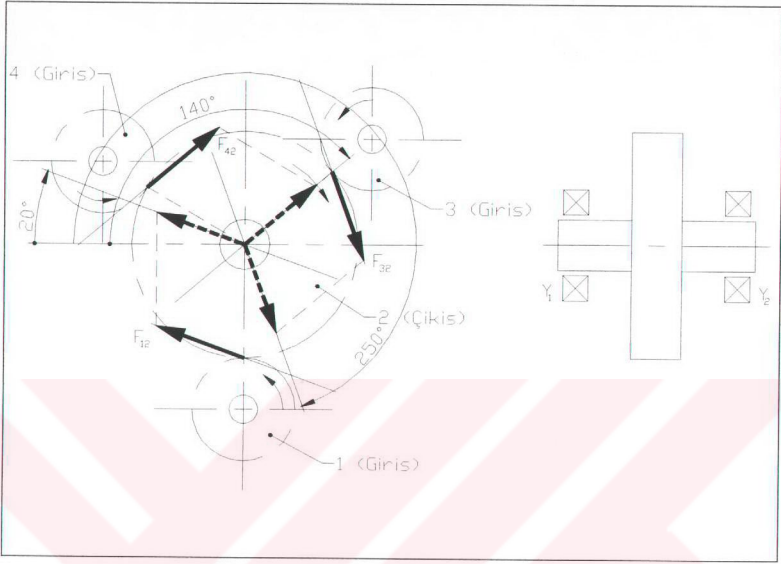


Şekil 5.8 Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi



Şekil 5.9 Geçirgenliğin zamana göre değişimi

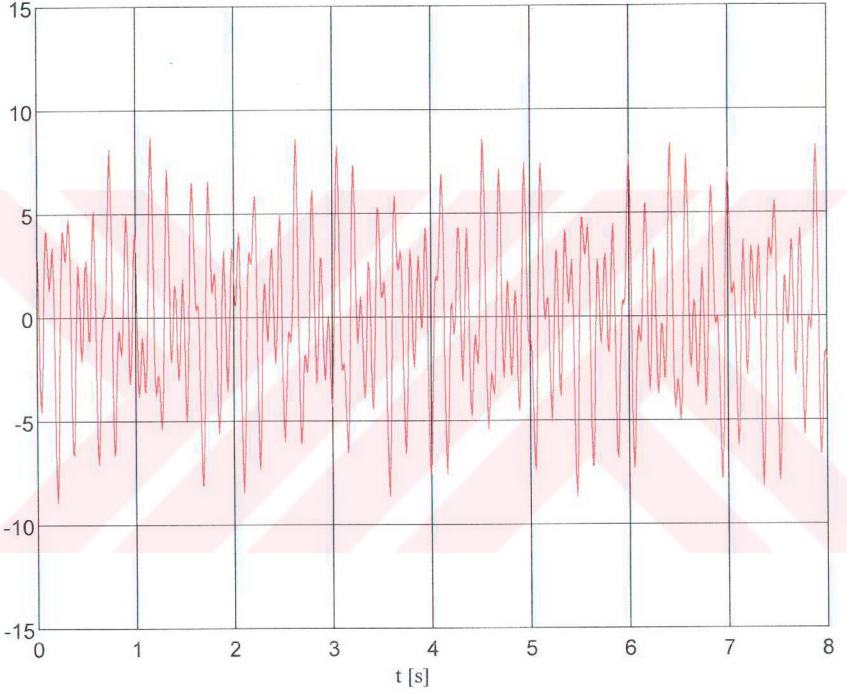
5.3 Dört Dişli Çarklı Mekanizmada Geçirgenlik



Şekil 5.10 Dört dişli çarktan oluşan mekanizmadaki kuvvetlerin etkisinin gösterimi

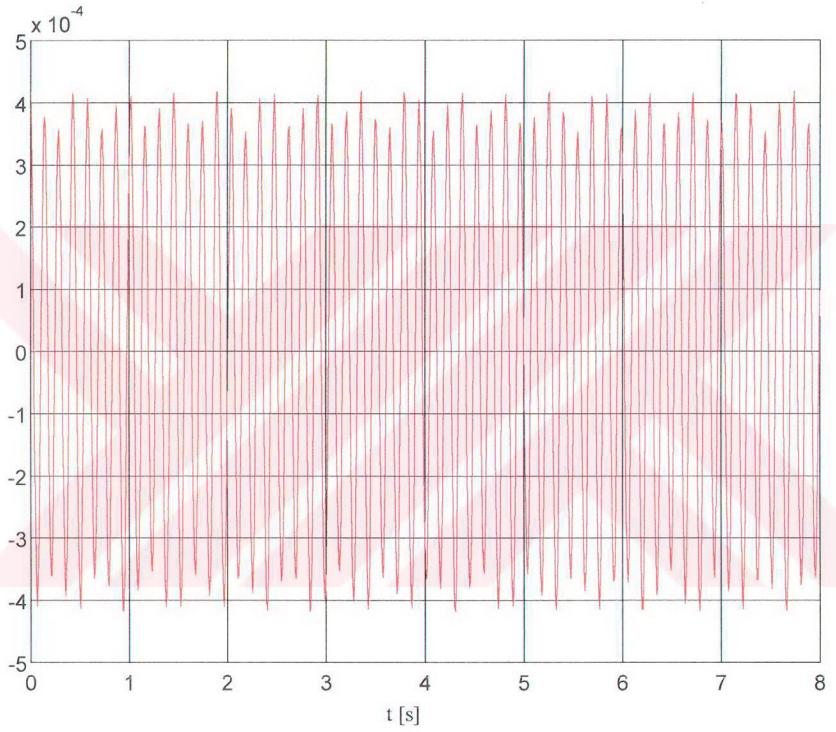
Şekil 5.10'deki sistemde, dişliler arasında oluşan çevre kuvvetleri görülmektedir. Oluşan bu çevre kuvvetleri 2 no'lu mil eksenine ötelediğinde F_{12} , F_{32} ve F_{42} kuvvetleri, radyal bir zorlamaya sebep olur.

$$\Sigma F[N] = F_{12} + F_{32} + F_{42}$$

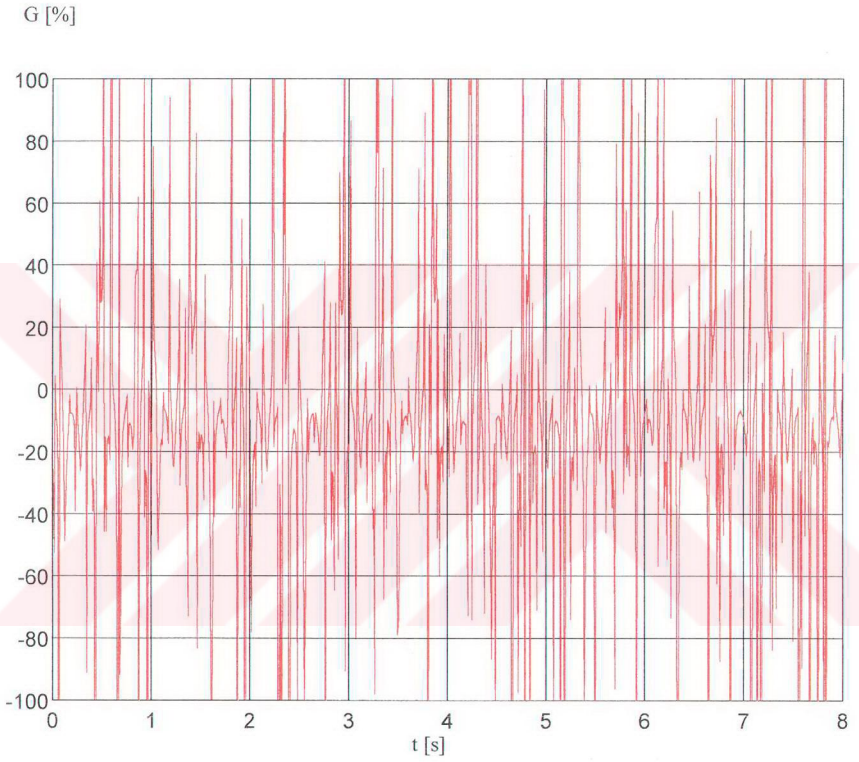


Şekil 5.11 Toplam kuvvetin zamana göre değişimi

$$X_{Y1} = X_{Y2} [\text{mm}]$$



Şekil 5.12 Toplam yer değiştirmenin zamana göre değişimi



Şekil 5.13 Geçirgenliğin zamana göre değişimi

6. SONUÇLAR

Tez boyunca elde edilen önemli bulguları aşağıdaki gibi özetleyebiliriz.

Frekansları aynı olan titreşimler toplandığında, titreşimlerin bileşenleriyle toplam titreşim aynı formdadır. (Şekil 2.5) Fakat frekansları farklı olan titreşimlerde toplam titreşim eğrisi, pozitif ve negatif bölgelerde sinüs değişimi gösteren iki zarf eğrisinin arasında kalacak şekilde oluşmaktadır. (Şekil 2.9) Titreşimlerin genlikleri aynıysa, toplam titreşim eğrisi, $X=0$ [mm] konumunda kesişen iki sinüs formundaki zarf eğrisi arasında kalır. (Şekil 2.11)

Tek zorlayıcı etki altındaki bir sistemde yay ve ya sönüm elemanı yoksa geçirgenlik %100'dür. Sistemde yay mevcutsa geçirgenlik sıfırdan farklı skaler bir değerdir. (4.3)

Aynı sisteme sönüm elemanı da ilave edilirse geçirgenlik ifadesi bir vektöre dönüşür. (4.6)

Yay ve sönüm elemanı içeren bir sisteme frekansları farklı titreşimler aynı anda etki ettiğinde geçirgenlik, zamana göre değişen ve sık amplitütlere sahip bir ifadeye dönüşür. (4.20) Bu ifadenin zaman göre çizilmiş diyagramına bakıldığında geçirgenliğin ve dolayısıyla titreşimlerin ani sıçramalar oluşturduğu görülmektedir. (Şekil 4.13) Sistemin sönüm katsayısı değiştirildiğinde bile titreşimlerin kontrol altına alınmadığı görülmektedir.(Şekil 4.16)

Elde edilen toplam kuvvet, toplam titreşim ve geçirgenlik ifadeleri genel ifadeler olduğu için aynı ifadeler dişli mekanizmaları için de geçerlidir. Dolayısıyla dişli mekanizmalarında da oluşan titreşimler, sıçramalar şeklinde dişli mekanizmasının gövdesine iletilir.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M., (1994), Makine Elemanları Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul
- Bozacı, A., Kosif, İ., Çolak, Ö. Ü., (1995), Makine Elemanlarının Projelendirilmesi, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul
- Güçlü, R., (1999), Titreşim İzolasyonu Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul (yayımlanmamış)
- Tahralı, N., (1974), Titreşim İzolasyonu ve İzolasyon Elemanları, Yeterlik Tezi, İstanbul Devlet Mimarlık Mühendislik Akademisi, İstanbul
- Tahralı, N., (1986), Makine Dinamiği ve Mekanik Titreşimler Çözümlü Problemler 1.Fasikül, Aproz Matbaacılık, İstanbul
- Tahralı, N., (1988), Makine Dinamiği ve Mekanik Titreşimler Çözümlü Problemler 2.Fasikül, Eğitim Yayınları, İstanbul
- Tahralı, N., Kaya, F., Yüksek, İ., Güçlü, R., (2000), Makine Dinamiği, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul
- Umezawa, K., (1988), Recent Trends in Gearing Tecnology Vol.31, Bull, 357-362
- Umezawa, K., Houjoh, H., Maki, H., (1988), Estimation of the Vibration of in Service Gears by Monitoring the Exterior Vibration Vol.31, Bull, 588-592
- Umezawa, K., Sato, T., Kohno, K., (1984), Influence of Gear Errors and Rotational Vibration of Power Transmission Spur Gears Vol.27, Bull, 569-575

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	15.05.1977	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1988-1994	Terakki Vakfı Özel Şişli Terakki Lisesi
Lisans	1994-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi FBE Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı Kurumlar

1998-2000	Probsan Profil ve Boru Sanayi Koll. Şti.
2000-.....	Göçmenler Oto Alüminyum Çerçeve Ltd. Şti.