

VERİLEN GENLİK VE FİDANKIŞTA
TİTREŞİM MASASI TASARIMI

AHMET NAFİ PERKÖZCAN /

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Prof.Dr.Battal KUŞHAN

Ocak-1989

AHMET NAFİ PEKÖZCAN' ın "YÜKSEK LİSANS" tezi olarak hazırladığı "VERİLEN GENLİK VE FREKANSTA TİTREŞİM MASASI TASARIMI" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

21 / 2 / 1989

Üye : Prof. Dr. Battal Kuşhan

Üye : Doç. Dr. Macit Yaman

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sener Alamyalı

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 24 SUBAT 1989
gün ve 204/5... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Rüstem KAYA
Enstitü Müdürü

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
SİMGELER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. TİTREŞİM TEORİSİ	2
2.1. Titreşimin Kinematiği	2
2.1.1. Titreşimin genliği	2
2.1.2. Vektör diyagramı ve kompleks gösterilim	4
2.2. Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler	6
2.2.1. Zorlanmış titreşime ait genel çözümün bulunması	7
2.2.2. Büyütme katsayısı	9
2.3. Titreşim İzolasyonu	10
2.3.1. Geçirgenlik	11
3. TAŞIT TİTREŞİMLERİ	12
4. İMAL EDİLEN TİTREŞİM MASASININ TANITILMASI,.....	13
5. TİTREŞİM MASASININ DİZAYNI	16
5.1. V Kayışlı Mekanizmanın Boyutlandırılması	16
5.2. Eksantrik Mıyloya Gelen Kuvvetler	21
5.3. Milin Sürekli Mukavemet Hesabı	22
5.4. Milin Eğilme Kontrolü	29
5.5. Yayların Seçimi	30
5.6. Tabladaki Titreşimin Ölçülmesi	31

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6. SONUÇLAR	32
7. KAYNAKLAR DİZİNİ	33

EKLER

1. Eksantrik milin imalat resmi
2. Biyelin imalat resmi
3. Titreşim masasının montaj resmi

ÖZET

Titreşimin faydalı uygulamaları teknikte giderek yaygınlaşmaktadır. Pratikte titreşim problemlerinin çözülmesi için titreşim teoresinin iyi bilinmesi gerekir. Teknikte mevcut titreşimler çoğunlukla sinüsoidal kanunlara uyarlar. Bunlara harmonik titreşimler adı verilir.

Bu tezde, titreşimin faydalı bir uygulaması olarak Türkiye'de üretilen akümülatörlerin titreşim mukavemetlerini belirlemek için özel bir titreşim masasının dizaynı öngörülmüştür. Bu cihazda krank biyel mekanizması vasıtasıyla dikine bir titreşim elde edilmiştir. Titreşim teorisi hakkında bazı bilgiler verilerek sistemde oluşan sönümsüz zorlanmış titreşimler incelenmiştir.

Son olarak titreşim masasının elemanlarının mukavemet hesapları yapılarak imalatı Anadolu Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir.

SUMMARY

Useful application of vibration has been extended widely in industry. In order to solve vibration problems in practical uses, the theory must be understood completely. Present vibrations in industry obey entirely to the sinusoidal rules, which are called Harmonic vibrations.

In this thesis, as a useful application of vibration, the design of special vibrating table is offered to determine the strenght of accumulators produced in Turkey. In the design set montioned above, a vertical vibration has obtained with the aid of crank connecting rod. After giving theory of vibration in detail analysis has been made for the undamped forced vibrations seen at the system.

At last, calculation of strenght of vibrating table elements has been made, then, production has been accomplished at the laboratories of Mechanical Engineering Department of Engineering Faculty at the Anatolian University.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans çalışmalarımın yönetimini kabul ederek, çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Prof.Dr. Battal KUŞHAN, çalışmalarım sırasında öneri ve fikirlerinden yararlandığım Sayın Hocam Öğr.Ör.Mejat KIRIĞ'a teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmalarında yardımcı olan Kaynak Atelyesi ve Dakin Tezgahları Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Peryodik bir titreşimin x,t diyagramı	3
2.2. Kol-sürgü mekanizması ve sinüsoidal titreşim	4
2.3. Vektör diyagramı	5
2.4.a) Genlik, b) Peryot, c) Faz	6
2.5. Bir serbestlik dereceli yay kütle sistemi	6
2.6. Büyütme katsayısı	10
2.7. Titreşim izolasyonu	11
3.1. Şasi	12
3.2. İki serbestlik dereceli sistem	13
4.1. Titreşim masası	14
4.2. Titreşim masasından diğer bir görünüş	14
4.3. Milin masaya bağlantısı	15
4.4. Elektrik motorunun masaya bağlantısı	15
5.1. Kayış kasnak mekanizması	16
5.2. Muyluya gelen kuvvetler	21
5.3. Düşey düzlemde eğilme momenti diyagramı	24
5.4. Yatay düzlemde eğilme momenti diyagramı	24
5.5. Statik kuvvetlerden oluşan moment diyagramı	25
5.6. Sürekli mukavemet diyagramı	28

SİMGELER DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
α	Krank açısı
d_{e1}	Motordaki kasnağın etken çapı
d_{e2}	Mildeki kasnağın etken çapı
F'	Yatay düzlemde mile etkiyen kuvvet
k	Yay katsayısı
λ	Krank biyel oranı
μ	V kayışlarda sürtünme katsayısı
n_{kr}	Kritik devir sayısı
ν	Zorlayıcı kuvvetin açısal pülzasyonu
P_b	Biyel kuvveti
P_c	Dönen parçaların merkezkaç kuvveti
P_i	Gidip gelen parçaların atalet kuvveti
P_o	Zorlayıcı kuvvet
P_y	Muyluya gelen kuvvet
S	Emniyet katsayısı
σ_{AK}	Mil malzemesinin akma gerilmesi
σ_{gK}	Sürekli mukavemet diyagramında kırılma noktasındaki genlik gerilmesi
$\sigma_{muk.ü}$	Mukayese üst gerilmesi
σ_{sgK}	Şekil sürekli mukavemet diyagramında kırılma noktasındaki genlik gerilmesi
$\sigma_{şü}$	Şekil üst gerilmesi
σ_{TD}	Tam değişken eğilme gerilmesi
ω_{kr}	Kritik açısal hız
ω_n	Natürel pülzasyon

1. GİRİŞ

Isı tekniğinden farklı olarak, titreşim teorisi tatbikatından önce meydana getirilmiştir. Isı mühendisliğinde, bilindiği gibi teori ancak buhar makinasının bir asır başarıyla işletilmesinden sonra kurulmuştur. Titreşim sahasında ise, titreşim problemlerini ayrıntılı olarak inceleyen ve çeşitli hesap metodlarını veren eser 1877 yılında yayınlanmıştır (Lord Rayleigh'nin "Theory of Sound").

Titreşim teorisi, Fizik ve Tekniğin hemen her sahasını kapsar. Titreşimler, genellikle bozucu bir faktör oluşturmakla beraber titreşim makineleri denilen makinalarda faydalı işin yapılması için yararlanılır. Bu tipten uygulamalar özellikle son 40-45 yıl içinde yaygınlaşmıştır. Aslında titreşimlerden daha önce de yararlanılıyordu. Çünkü muhtelif takım tezgahları, elekler, testereler vb. makinalarda krank biyel mekanizması (veya buna benzer tertipler) vasıtasıyla meydana getirilen periyodik gidip gelme hareketleri titreşimden başka bir şey değildir. Bunun için teknikte aşağı yukarı 30 yıldan beri rezonanstan yararlanılır diyebiliriz. Rezonans prensibine göre çalışan makinalarda, yaylanmış bir kütlenin doğal frekansı ile ikaz edilen cihazın zorlayıcı frekansı arasındaki rezonans-
tan yararlanılır. Bu şekilde çalışan makineler diğer tiplere nazaran daha iyi verimlere sahiptir.

2. TİTREŞİM TEORİSİ

2.1. Titreşimin Kinematığı

Titreşim genel anlamda periyodik bir hareket, yani periyot denilen ve T ile gösterilen bir zaman aralığından sonra bütün özellikleriyle beraber tekrarlanan bir harekettir. Bir titreşim sisteminin durumu uygun bir şekilde seçilmiş durum büyüklükleri, örneğin açı, sıcaklık, elektriksel gerilim, hız vb. vasıtasıyla belirtilebilir. x böyle bir durum büyüklüğü ise, titreşim teorisi x 'in zamanla değişimi, yani $x=x(t)$ fonksiyonu ile ilgilenir. x 'in periyodik olarak değiştiği olaylar için

$$x(t) = x(t + T) \quad (2.1)$$

geçerlidir. T periyodunun tersi

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.2)$$

titreşimin frekansı, yani bir saniyedeki titreşimlerin sayısıdır. Frekansın birimi Hertz'dir.

Titreşimlerin hesabında (2.2) denklemiyle tarif edilen f frekansının yanında dairesel frekans denilen ω büyüklüğü de kullanılır. Dairesel frekans için

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (2.3)$$

bağıntısı geçerlidir.

Periyot veya frekans bir titreşimin ritmini tayin edenler.

2.1.1. Titreşimin Genliği

Titreşimin şiddeti A genliği ile verilir. Bundan toplam titreşim aralığının yani bir periyot esnasında x durum büyüklüğünün katettiği bölgenin yarı değeri anlaşılır. Bir periyot esnasında x 'in en büyük değeri x_{\max} ve en küçük değeri x_{\min} ise

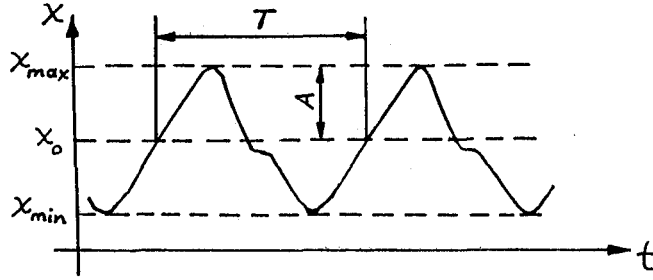
$$A = \frac{1}{2} (x_{\max} - x_{\min}) \quad (2.4)$$

olur. x durum büyüklüğünün değeri periyodik titreşimlerde

$$x_0 = \frac{1}{2} (x_{\max} + x_{\min}) \quad (2.5)$$

ile tarif edilebilecek bir orta konum etrafında dalgalanır. Simetrik titreşimlerde bu orta konum aynı zamanda denge konumuna tekabül eder.

Bir titreşim olayının açık bir şekilde gösterilmesinde x , t diyagramından yararlanılır (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Peryodik bir titreşimin x , t diyagramı

Peryodik hareketin en basiti ve en önemlisi sinüsoidal titreşim olarak da adlandırılan harmonik titreşimdir. Bunun sebebi sadece bu titreşimlerin matematik olarak kolay ifade edilebilmesi değil, aksine herşeyden evvel teknikte ve tabiatta mevcut titreşimlerin çoğunun büyük bir yaklaşıklıkla sinüsoidal kanunlara uymasındır. Titreşimin sinüsoidal olmadığı hallerde dahi sinüs fonksiyonu yaklaşık ifade için rahatça kullanılabilen bir yardımcı vasıta olarak kendini gösterir.

Harmonik harekette yer değişimi ile zaman arasındaki bağıntı A titreşimin genliği olmak üzere,

$$x = A \sin \omega t \quad (2.6)$$

şeklindedir. Bu harekette hız

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = A\omega \cos \omega t \quad (2.7)$$

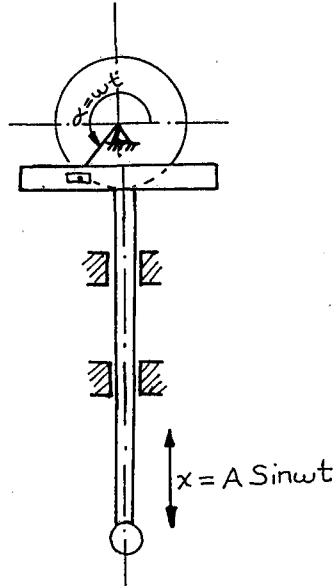
denklemleriyle ifade edilir. Maksimum değeri $A\omega$ 'dır. İvme ise

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = -A\omega^2 \sin \omega t \quad (2.8)$$

olarak ifade edilir.

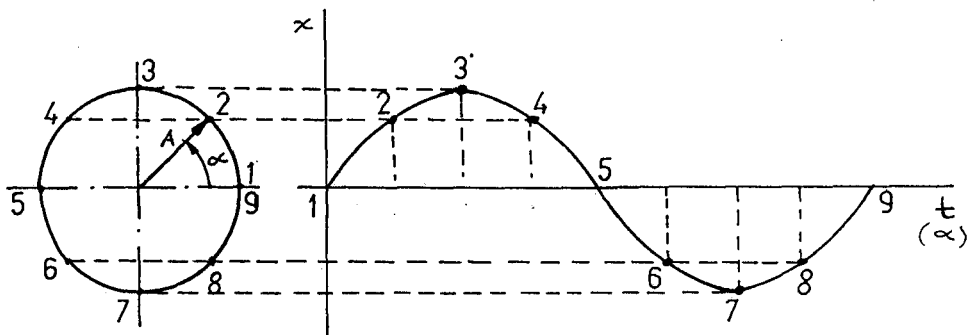
2.1.2. Vektör diyagramı ve kompleks gösterilim

Harmonik titreşimlerin gösterilmesinde çok elverişli vasıta olarak vektör diyagramları kullanılabilir. Bunun için sinüs titreşimi ile düzgün dairesel hareket arasında mevcut ilişkiden yararlanılır. Bu ilişki Şekil 2.2'de gösterilen mekanizmada kolayca görülebilir. Kol düzgün olarak döndürülürse, bu takdirde sürgünün her noktası $x=A \sin \omega t$ ile ifade edilen sinüsoidal bir hareket yapar. Burada ω çarkın açısal hızını gösterir.



Şekil 2.2. Kol-sürgü mekanizması ve sinüsoidal titreşim

Şiddeti kol uzunluğu ile verilen ve düzgün dönen A vektörü ile bunun sonucunda doğan sürgü titreşiminin x,t - diyagramı arasındaki ilişki Şekil 2.3'ten anlaşılmaktadır. A vektörünün uç noktası bir dairesel yörünge üzerinde hareket eder ve birbiri arkasında 1'den 9'a kadar çeşitli konumları alır. x,t düzlemine -ki bu düzlemde apsis olarak t zamanı yerine onunla orantılı olan α açısı da alınabilir- izdüşürülürse, bir sinüs eğrisi ortaya çıkar. Şekil 2.3'ün sol kısmı basit bir sinüs titreşiminin vektör diyagramını göstermektedir.



Şekil 2.3. Vektör diyagramı

Harmonik titreşimlerin hesabında vektör diyagramı düzlemini $z=x+iy$ olmak üzere, kompleks z - düzlemi kabul etmek amaca uygundur. Bu takdirde A uzunluğundaki dönen vektör

$$z = A e^{i\omega t} = A (\cos \omega t + i \sin \omega t) \quad (2.9)$$

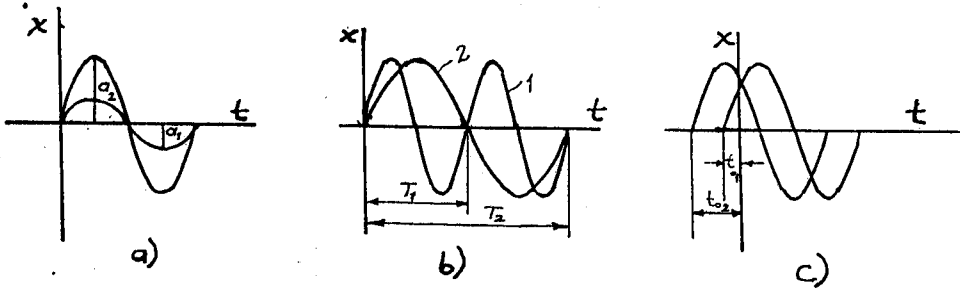
şeklinde gösterilir. Eğer zamanın başlangıç anı üzerinde serbestçe tasarrufta bulunulabiliyorsa, her harmonik titreşim ya sinüs titreşimi veya kosinüs titreşimi olarak gösterilebilir. Zamanın başlangıç anı herhangi bir sebepten dolayı önceden tesbit edilmişse bu takdirde

$$x = A \cos (\omega t - \varphi) \quad (2.10)$$

şeklinde bir gösterilim daima bulunabilir. Vektör diyagramında açı olarak gösterilebilecek φ büyüklüğü faz açısı adını alır. Bu açı, zamanın başlangıç anında titreşimin hangi hareket fazında

bulduğunu ifade eder.

Harmonik hareketi temsil eden üç parametre şunlardır (Şekil 2.4).

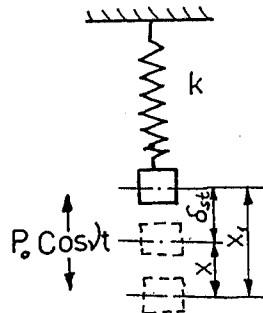


Şekil 2.4.a) Genlik, b) Peryot, c) Faz

Her bir harmonik hareket periyodik bir harekettir. Fakat periyodik bir hareket harmonik olmayabilir.

2.2. Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler

Uygulamada özellikle zorlanmış titreşimler önemlidir. Bu hal Şekil 2.5'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Bir serbestlik dereceli yay kütle sistemi

Bu sistem bir serbestlik derecelidir yani sadece düşey doğrultuda titreşimler yapar. Teknikte rastlanılan zorlayıcı kuvvetler çoğunlukla basit harmonik şekle sahiptir veya harmoniklerin toplamına eşittir.

$P_0 \cos \sqrt{t}$ kuvvetinin büyüklüğü $+P_0$ ile $-P_0$ arasında değiştiğinden bu kuvvet şekilde iki oklu sembolle gösterilmiştir.

2.2.1. Zorlanmış titreşime ait genel çözümün bulunması

D' Alembert prensibine göre aşağıdaki bağıntı yazılır (Palavan, 1973).

$$mg - m \frac{d^2 x_1}{dt^2} - kx_1 + P_0 \cos \sqrt{t} = 0 \quad (2.11)$$

denge durumundan itibaren ölçülen yer değişimi x ile gösterildiğinde, yani

$$x_1 = x + \delta_{st} \quad \text{ve} \quad \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{d^2 x}{dt^2}$$

olduğuna göre (2.11) denklemi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$mg - m \frac{d^2 x}{dt^2} - kx - k\delta_{st} + P_0 \cos \sqrt{t} = 0 \quad (2.12)$$

Sistemdeki yayın ideal olduğunu, yani yayı uzatan (veya sıkıştıran) kuvvetin yalnız uzamaya (veya sıkıştırma miktarına) tabi olduğunu kabul edelim. Bu halde

$k\delta_{st} = mg$ yazılabilir. Bu bağıntı gözönünde tutulursa (2.12) denklemi

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = P_0 \cos \sqrt{t} \quad (2.13)$$

şekline girer. Bu diferansiyel denklemin genel çözümünü bulmak için,

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = 0$$

denkleminde elde edilen

$$x = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t = A \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t$$

genel çözümüne (2.13) denkleminde ait bir özel çözümü eklemek gerekir.

Bu özel çözüm Z ile gösterilirse aranılan genel çözüm

$$x = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t + Z \quad (2.14)$$

olur. Burada özel çözüm

$$Z = M \sin \nu t + N \cos \nu t \quad (2.15)$$

şeklindedir. M ve N sabitlerini belirlemek için, Z'in bu değerini (2.13) denkleminde yerine koyalım.

$$-(M \nu^2 m + Mk) \sin \nu t + (Nk - N \nu^2 m) \cos \nu t = P_0 \cos \nu t \quad (2.16)$$

elde edilir. Buradan

$$-M \nu^2 m + Mk = 0 \quad \text{ve} \quad M=0$$

bulunur. Cosinüs terimlerini katsayılarına birbirine eşitlemekle

$$Nk - N \nu^2 m = P_0 \quad \text{ve buradan}$$

$$N = \frac{P_0}{k - m \nu^2}$$

bulunur. Şu halde özel çözüm için,

$$Z = \frac{P_0}{k - m \nu^2} \cos \nu t \quad (2.17)$$

ve diferansiyel denklemin genel çözümünü için de

$$x = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t + \frac{P_0}{k-m \sqrt{2}} \cos \sqrt{2} t \quad (2.18)$$

elde edilir. Bu ifadenin ilk iki terimi serbest titreşimi temsil etmektedir. Üçüncü terim ise zorlanmış titreşimleri gösterir. Zorlanmış titreşimlerin frekansı, zorlayıcı kuvvetin frekansına eşittir. Sistemin elemanlarına bağlı olan ω_n natürel pülzasyonu ve $\sqrt{2}$ birbirinden tamamen bağımsızdır.

(2.18) formülündeki sabitlerin değerlerini hesaplayalım.

$$t = 0 \text{ için } x=0 \text{ ve } \frac{dx}{dt} = 0$$

$$A = 0 \text{ ve } B = -\frac{P_0}{k-m \sqrt{2}}$$

bulunur. Buradan çözüm

$$x = \frac{P_0}{k-m \sqrt{2}} (\cos \sqrt{2} t - \cos \omega_n t) \quad (2.19)$$

şeklinde yazılabilir.

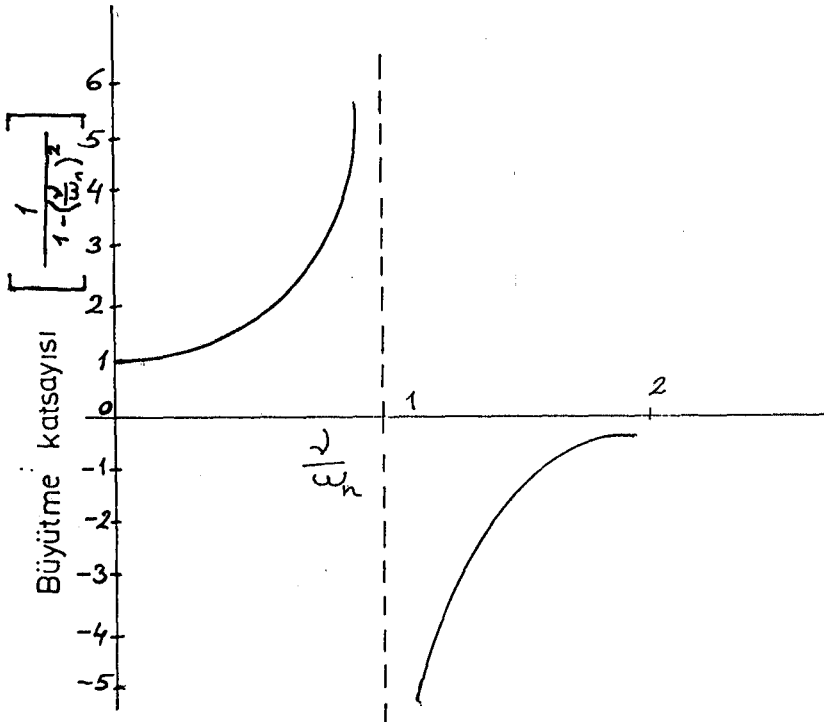
2.2.2. Büyütme katsayısı

Problemin incelenmesinde sönüm kuvvetlerinin etkisi hiç hesaba katılmamıştır. Pratikte ise hareketi söndürmeye çalışan kuvvetler daima mevcuttur. Bu kuvvetler ne kadar küçük olursa olsun, serbest titreşimleri temsil eden terim ortadan kalkar. Damping çok küçük olduğu takdirde formüller aşağıdaki şekilde basitleştirilebilir.

$$x = \frac{P_0}{k} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\sqrt{2}}{\omega_n}\right)^2} \right] \cos \sqrt{2} t \quad (2.20)$$

$$x_0 = \frac{P_0}{k} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] = \frac{P_0}{k - m\omega^2} \quad (2.21)$$

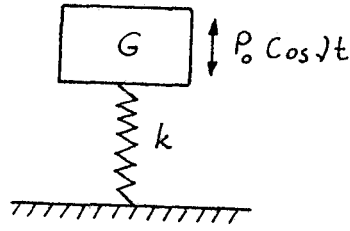
Köşeli parantez içindeki faktöre büyütme katsayısı adı verilir. Zorlanmış frekansın natürel frekansa nazaran küçük olması hali için büyütme katsayısının grafiği Şekil 2.6'da gösterilmiştir. ω/ω_n 'nin 1'den büyük değerleri için büyütme katsayısının paydası negatif olacaktır. Bu pratik için önemli değildir. Grafik genellikle mutlak değerler için çizilir.



Şekil 2.6. Büyütme katsayısı

2.3. Titreşim İzolasyonu

Her bir elastiki yerleştirmenin maksadı makinayı, onu taşıyan yapıdan tecrid etmekten ibarettir. Sistemimizde 4 yay vardır. Bunu tek bir helisel yayla temsil edelim (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Titreşim izolasyonu

Tablayı gösteren G ağırlığına $P_0 \cos \omega t$ gibi harmonik zorlayıcı bir kuvvet etki etmektedir. Probleminin, temele nakledilen kuvvetin büyüklüğünü belirlemekten ibarettir. Nakledilebilen kuvvet sadece yay kuvveti olacaktır.

2.3.1. Geçirgenlik

Titreşim izolasyonunun tesir derecesi geçirgenlik ile ifade edilir.

$$\text{Geçirgenlik} = \frac{\text{Nakledilen kuvvet}}{\text{Zorlayıcı kuvvet}} = \frac{kx_0}{P_0} \quad (2.22)$$

Titreşim izolasyonunun ideal hali, bu oranın sifara indirilmesidir. Pratik gaye ise, ele alınan özel halin şartlarına göre yeteri kadar küçük yapılmasıdır. Sistemdeki sönüm kuvvetleri oldukça küçük olduğu hallerde x_0 genliği aşağıdaki formüle göre hesaplanabilir.

$$x_0 = \frac{P_0}{k} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] \quad (2.23)$$

Burada ω_n yay kütle sisteminin natürel frekansdır ve

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{formülüyle hesaplanır.}$$

x_0 'ın değerini (2.12) denkleminde yerine koyarsak,

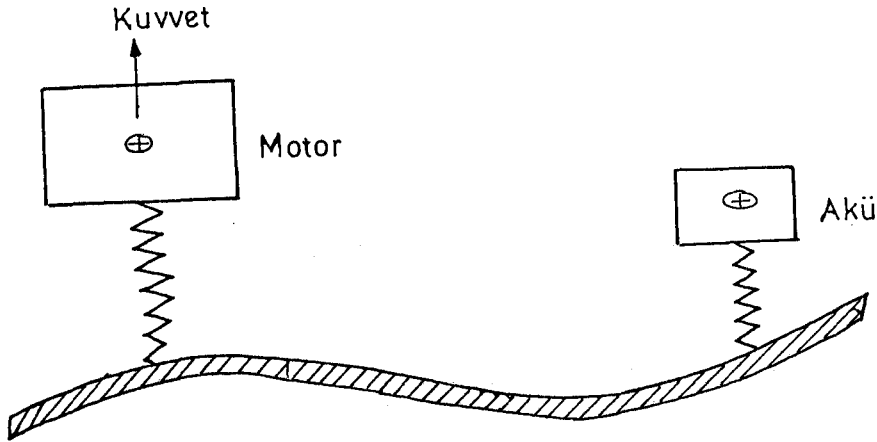
$$\text{Geçirgenlik} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.24)$$

bulunur. Böylece geçirgenliğin büyütme katsayısından başka bir şey olmadığı anlaşılır.

3. TAŞIT TİTREŞİMLERİ

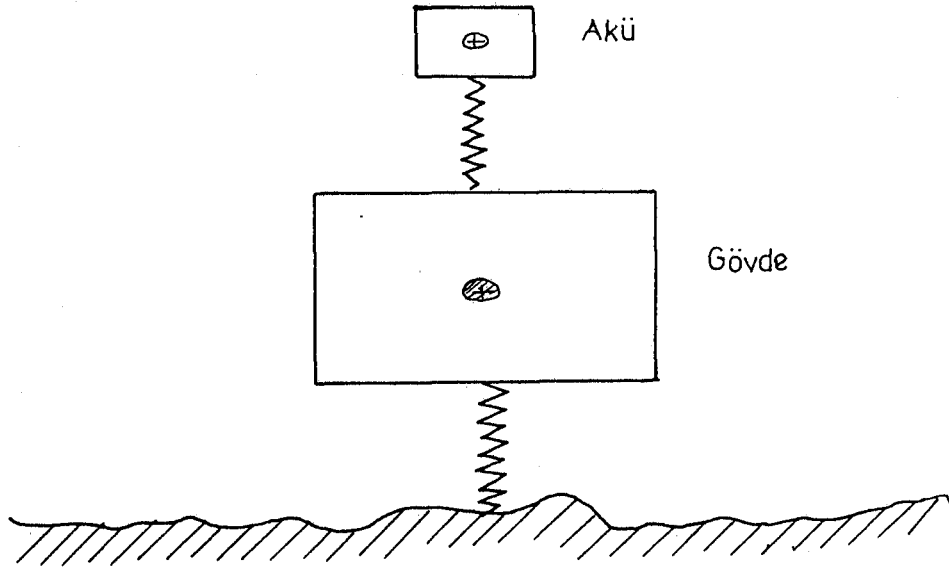
Bir taşıtta akümülatörün titreşim kaynakları motor ve yoldur. Bunların zaman ve frekans özellikleri farklıdır. Motorun periyodik bir kuvvet kaynağı olmasına karşın yol daha çok random ve şok türünden bir hareket kaynağıdır. Bu farklılık akü titreşimlerinin denetlenmesi yöntemi kadar, denetleme imkanlarını da belirler. Motordan yayılan titreşimsel güç, yayılma yolu üzerindeki bir noktada denetlenebilir.

Normal olarak, motorun yalıtılmış olması gerektiğinden, akü için yol daha önemli olan titreşim kaynağıdır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Şasi

Akünün yoldan kaynaklanan düşey titreşimlerinin incelenmesinde şekil 3.2'deki basit model kullanılabilir.



Şekil 3.2. İki serbestlik dereceli sistem

Bu model aslında iki serbestlik derecelidir. Fakat taşıt gövdesinin kütlesi akünün kütlesine göre çok büyük olduğundan gövde ile akünün titreşimleri birbirinden bağımsız olarak incelenebilir. Diğer bir deyişle gövdenin yoldan gelen titreşimlere karşı gösterdiği davranışın akünün varlığından etkilenmediği ve akü için hareketli bir titreşim kaynağı olduğu kabul edilebilir.

4. İMAL EDİLEN TİTREŞİM MASASININ TANITILMASI

Akümülatörlerin titreşim mukavemetinin tesbiti için gerekli masa Şekil 4.1'de görüldüğü gibi imal edilmiştir.

Cihazın esas üç kısmı vardır: Masa, tabla ve 1,5 kw gücünde 1400 devirli 220~380 V trifaze elektrik motorudur. 2,4 mm'lik bir dikine titreşim elde etmek için masa tablaya iki biyel ve bir mil vasıtasıyla bağlanmıştır.

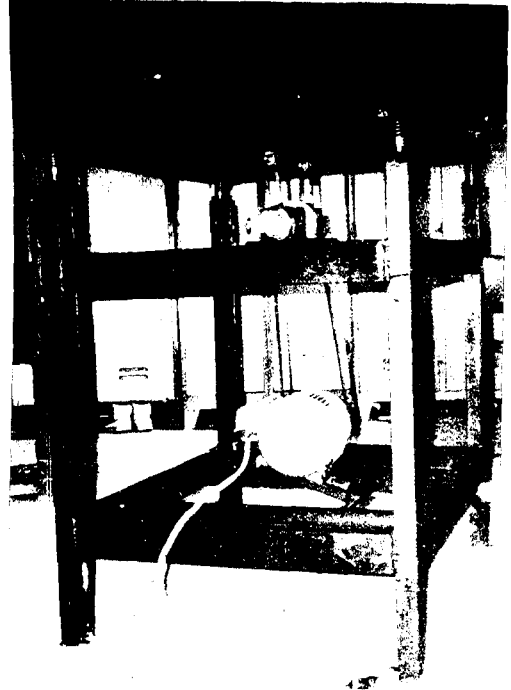
Milin 4 muylusu vardır. Bunların ikisi aynı eksen üzerinde ana yatak muyluları, ikisi de başka bir eksen üzerinde biyel ya-
tağı muylularıdır. İki eksen arasındaki mesafe 1,2 mm'dir. Ek-
santrik mil ana yataklarla masaya biyeler vasıtasıyla da tabla-
ya bağlıdır (Şekil 4.3). Milin ortasında ve ana yatak muylusu
ekseniyle aynı dönme eksenine sahip bir kasnak vardır. Bu kasnak
bir V kayışı vasıtasıyla elektrik motoru tarafından tahrik edilir.

Kasnak tarafından çevrilen milin yarım devrinde tabla masaya
2,4 mm yaklaşır. Diğer yarım devirde eski halini alır. Masa ile
tabla arasındaki yaylar titreşimin muntazam olmasını sağlar.

Elektrik motoru masaya mafsallı olarak yerleştirildiğinden
rijit bağlama anındaki titreşimler ve sıçramalar önlenmiştir. Ay-
rıca kayışa ön gerilme kuvveti vermeye de gerek kalmamıştır. Mo-
tor ağırlığıyla gerginlik sağlanmıştır. Elektrik motorunun bağla-
nışı Şekil 4.4'de görülmektedir.



Şekil 4.1. Titreşim Masası



Şekil 4.2. Titreşim masasından
diğer bir görünüş

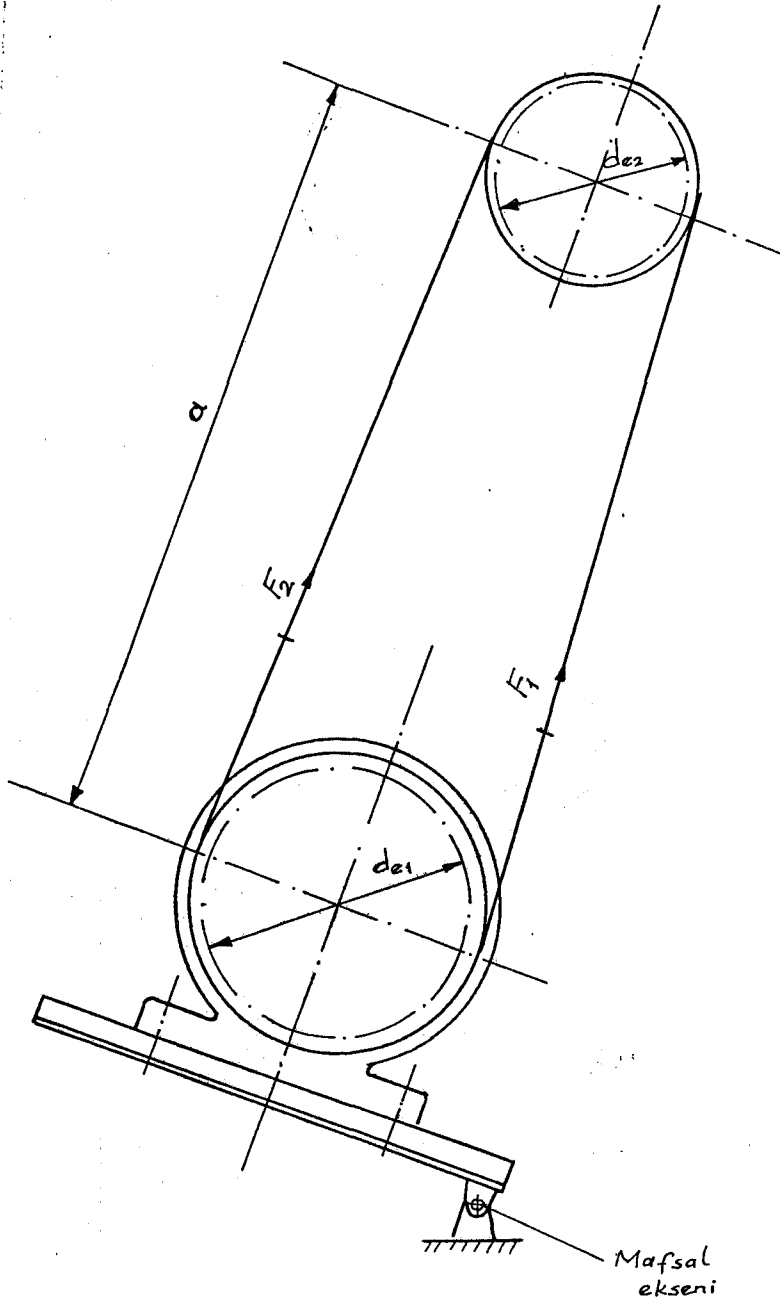
5. TİTREŞİM MASASININ DİZAYNI

5.1. V Kayışlı Mekanizmanın Boyutlandırılması

Motordaki kasnağın etken çapı d_{e1}

Mildeki kasnağın etken çapı d_{e2}

Kayış kuvvetleri F_1 ve F_2 (Şekil 5.1)



Şekil 5.1. Kayış kasnak mekanizması

İletilen güç 1,5 kw

Devir sayıları $n_1=1400$ d/d, $n_2=2000$ d/d

Eksenler arası mesafe $a=500$ mm (Şekil 5.1).

Kullanılan elektrik motoru 220~380V, Trifaze 1,5 kw 1400 d/d

Döndüren ve döndürülen makinanın karakteristik özellikleri ve günlük çalışma süresi dikkate alınarak aşırı yük faktörü C_2 seçilir (Gediktaş ve Yücenur, 1984).

Günlük çalışma süresi 10 saatten daha az olduğundan $C_2=1,1$

Hesapta kullanılacak güç

$$P_h = C_2 P = 1,1 \times 1,5 = 1,65 \text{ kw}$$

Küçük kasnağın dönme sayısı

$$n_1 = 1400 \text{ d/d ve } P_h = 1,65 \text{ kw}$$

değerleri dikkate alınarak dar V kayışı için ISO kısa işareti SPZ olan kayış kesiti seçildi.

İstenen Çevrim Oranı

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1400}{2000} = 0,7$$

olarak bulunur. Bu çevrim oranına göre etken çapları (Şekil 5.1).

$$d_{e1} = 175 \text{ mm, } d_{e2} = 125 \text{ mm}$$

olan standart kasnak çifti seçildi.

Gerçek çevrim oranı

$$i_g = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{125}{175} = 0,714$$

$$\text{Çevrim hatası} = \frac{i_g - i}{i} \times 100 = \frac{0,714 - 0,7}{0,7} \times 100 = \% 2$$

% ± 3 'e kadar çevrim hataları kabul edilebilir hatalardır. Yaklaşık kayış uzunluğu:

$$L_e \approx 2a + \frac{\pi(d_{e1} + d_{e2})}{2} + \frac{(d_{e2} - d_{e1})^2}{4a}$$

$$L_e \approx 2 \times 500 + \frac{(175 + 125)}{2} + \frac{(125 - 175)^2}{4 \times 500}$$

$$L_e \approx 1472,5 \text{ mm}$$

Bu uzunluğa yakın olan standart uzunluk $L_e = 1400 \text{ mm}$ alındı.

Gerçek eksen aralığı:

$$a = P + \sqrt{P^2 - k} \quad (5.1)$$

şeklinde hesaplanabilir (Babalık, 1983).

Burada,

$$P = 0,25 L_e - 0,393 (d_{e2} + d_{e1})$$

ve

$$k = 0,125 (d_{e2} - d_{e1})^2$$

olarak hesaplanır.

$$P = 0,25 \times 1400 - 0,393 (125 + 175) = 232,1$$

$$k = 0,125 \times (125 - 175)^2 = 312,5$$

Bunları (5.1) denkleminde yerine koyarsak

$$a = 232,1 + \sqrt{(232,1)^2 - 312,5} = 463,52 \text{ mm}$$

Sarılma açısı

$$\cos \beta/2 = \frac{d_{e1} - d_{e2}}{2a} = \frac{175-125}{2 \times 463,52}$$

$$\beta = 173,81^\circ$$

Sarılma açısının etkisini belirleyen faktör $C_1 = 0,987$

Kayış uzunluğunun ömür üzerine etkisi $C_3 = 0,96$

Çevre hızı

$$v = \frac{\pi d_{e1} n}{60} = \frac{\pi \times 175 \times 10^{-3} \times 1400}{60} = 12,82 \text{ m/s}$$

Kayış kesiti ve çevre hızına göre bir kayışın nakledebileceği nominal güç $P_N = 1,75 \text{ kw}$ bulundu.

Kullanılması gereken kayış sayısı:

$$Z = \frac{P C_2}{P_N C_1 C_3} = \frac{1,5 \times 1,1}{1,75 \times 0,987 \times 0,96} = 1$$

Kayışların ömür hesabında gerilmeler kadar kayışın saniyede kaç defa düz hareketten, kaskak etrafında eğimli harekete geçtiği de önemlidir. Eğilme frekansı f_e ile gösterilen bu değer aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$f_e = \frac{vZ}{L} < F_{eem}$$

Burada F_{eem} Dar V kayışlar için 80 l/sn'dir (Gediktaş ve Yücenur, 1984).

$$f_e = \frac{12,82 \times 1}{1400 \times 10^{-3}} = 9,15 < 80 \text{ l/sn}$$

olduğundan emniyetlidir.

Döndürme momenti:

$$M_d = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P \times 30}{\pi n}$$

$$M_d = \frac{1,5 \times 30 \times 10^3}{\pi \times 1400} = 10,23 \text{ Nm}$$

Çevresel kuvvet:

$$F_{\phi} = \frac{2 \times 10,23}{175 \times 10^{-3}} = 116,91 \text{ N}$$

Bir kasnağa sarıllı kayışa çeken kolda F_1 , çekilen kolda F_2 kuvveti etkiyorsa,

$$F_{\phi} = F_1 - F_2 \quad (5.2)$$

ifadesi geçerlidir. Kayış kuvvetleri arasındaki bağıntı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$F_1 = F_2 e^{\mu \beta_1} \quad (5.3)$$

V kayışlarda $\mu = 0,5$ kabul edilir. (Gediktaş ve Yücenur, 1984)

$$F_{\phi} = F_2 e^{\mu \beta_1} - F_2 = F_2 (e^{\mu \beta_1} - 1)$$

$$116,91 = F_2 (e^{0,5 \times 3,033} - 1)$$

Buradan

$$F_2 = 32,86 \text{ N} \quad \text{ve} \quad F_1 = 149,77 \text{ N}$$

bulunur.

Tahrik miline gelen kuvvet

$$\vec{F}_A = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 \quad (5.4)$$

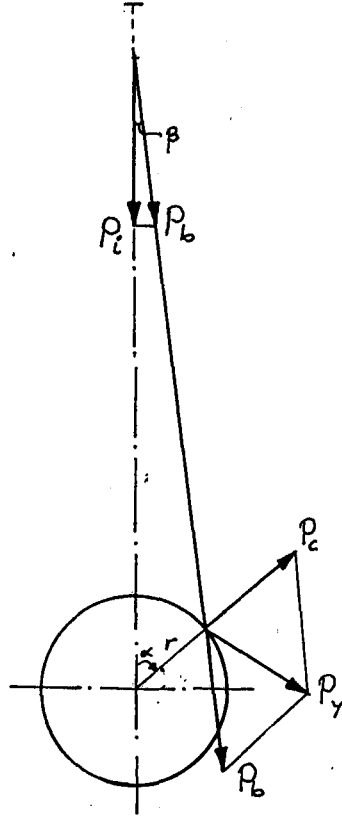
$$F_A = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 F_2 \cos \beta}$$

$$F_A = \sqrt{(149,77)^2 + (32,86)^2 - 2 \times 149,77 \times 32,86 \times \cos(173,81^\circ)}$$

$$F_A = 182,47 \text{ N}$$

olarak bulunur.

5.2. Eksantrik Muyluya Gelen Kuvvetler



Şekil 5.2. Muyluya gelen kuvvetler

β açısı Şekil 5.2'de büyütülmüş olarak çizilmiştir. Bu açı çok küçük olduğundan ihmal edilebilir. Yani $P_i = P_b$ alınabilir.

Merkezkaç kuvvet olarak tesir eden atalet kuvveti

$$P_c = m_r r \omega^2 \quad (5.5)$$

değerinde olup, bütün dönüş zarfında sabittir (Palavan, 1975).

Böylece yatak kuvveti P_y , muhtelif durumlar için, P_c merkezkaç kuvvetinin ve bu noktada tesir eden P_b biyel kuvvetinin geometrik toplanmasıyla belirtilmiş olur (Şekil 5.2).

Dönen parçaların kütlesi $m_r = 0,26$ kg

Gidip gelen parçaların kütlesi $m_T = 150$ kg

$$P_c = m_r r \omega^2 = 0,26 \times 1,2 \times 10^{-3} \times \left(\frac{\pi \times 2000}{30} \right)^2 = 13,68 \text{ N}$$

$$P_i = \frac{m_T}{2} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (5.6)$$

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{ve} \quad \alpha = 180^\circ \quad \text{için}$$

$$P_i = P_b = \frac{m_T}{2} r \omega^2 (1 + \lambda) \quad (5.7)$$

$$P_b = \frac{150}{2} \times 1,2 \times 10^{-3} \times \left(\frac{\pi \times 2000}{30} \right)^2 \times \left(1 + \frac{1,2}{98} \right)$$

$$P_b = 3996,18 \text{ N}$$

Muyluya gelen kuvvet bunların bileşkesidir.

$$P_y = \sqrt{P_c^2 + P_i^2} = \sqrt{(13,68)^2 + (3996,18)^2}$$

$$P_y = 3996,2 \text{ N}$$

olarak bulunur.

5.3. Milin Sürekli Mukavemet Hesabı

Mile gelen kuvvetleri iki ayrı grupta inceleyebiliriz. Milin kendi ağırlığı, kasnağın ağırlığı ve kayış kuvvetleri mil döndüğü için mile dinamik olarak etkirler. Gidip gelen parçaların atalet kuvvetleri ile dönen parçaların merkezkaç kuvvetleri mille beraber döndüklerinden mil için statik kuvvetlerdir.

Dinamik kuvvetler:

G_T : Tabla ağırlığı

G_{em} : Elektrik motorunun ağırlığı

G_m : Mil ağırlığı

G_k : Kasnak ağırlığı

F_A : Kayış kuvvetlerinin bileşkesi

olmak üzere Ek 1'de gösterilen mile düşey düzlemde etkiyen toplam kuvvet

$$F_{top} = G_m + G_k + G_{em} \cos^2 \alpha' + F_A \cos \alpha' \quad (5.8)$$

olarak ifade edilir. Burada α' elektrik motorunun yatayla yaptığı açıdır ($\alpha' = 20^\circ$).

$$F_{top} = (1,9 + 1,35) \times 9,81 + 18,4 \times 9,81 \times \cos^2 20^\circ + 182,47 \times \cos 20^\circ$$

$$F_{top} = 362,73 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Düşey düzlemde:

$$\sum M_B = 0$$

$$- F_{Ad} \times 150 + 362,73 \times 75 = 0$$

Yatak kuvvetleri

$$F_{Ad} = F_{Bd} = 181,36 \text{ N}$$

değerindedir.

Maksimum moment

$$M_D = 181,36 \times 75 = 13602,37 \text{ N mm}$$

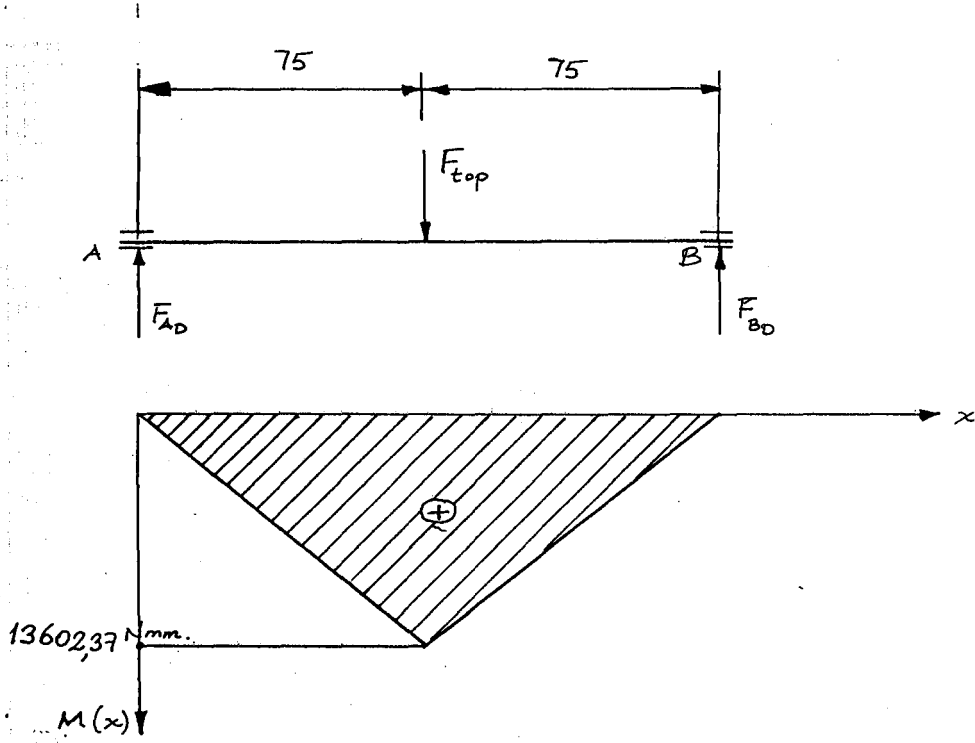
Yatay düzlemde:

$$F' = F_A \sin \alpha' - G_{em} \cos 20^\circ \times \sin 20^\circ$$

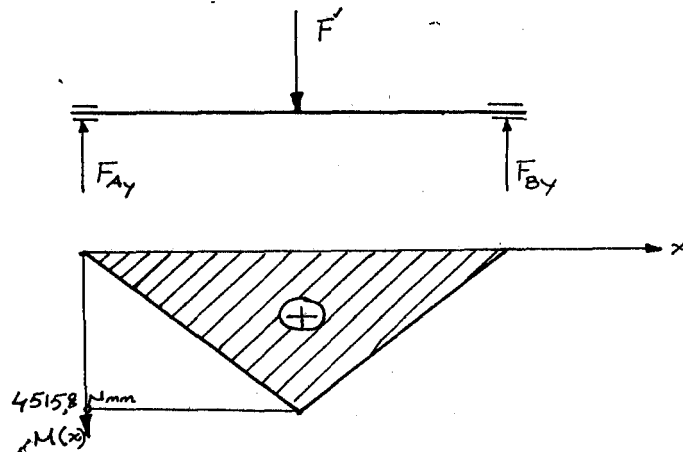
$$F' = 120,42 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = F_{By} = 60,21 \text{ N}$$

Maksimum eğilme momenti $M_y = 60,21 \times 75 = 4515,8 \text{ N mm}$



Şekil 5.3. Düşey düzlemde eğilme momenti diyagramı



Şekil 5.4. Yatay düzlemde eğilme momenti diyagramı

Dinamik Moment:

$$M_{edin} = M_{edin} = \sqrt{M_d^2 + M_y^2} = 14332,37 \text{ Nmm}$$

değerindedir.

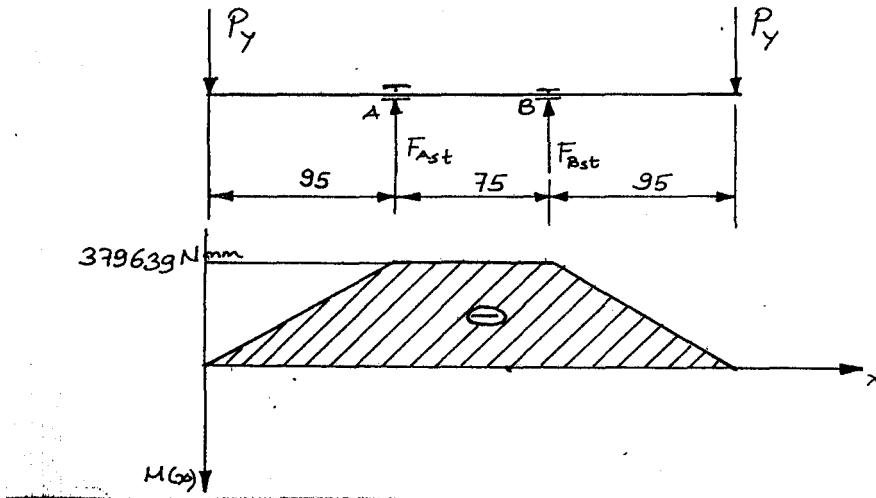
Statik kuvvetler:

Muyloya gelen kuvvet daha önce bulunmuştu. $P_y = 3996,2 \text{ N}$

Buradan yatak kuvvetleri

$$F_{Ast} = F_{Bst} = 3996,2 \text{ N}$$

olarak bulunur. Moment diyagramı aşağıdaki gibidir. (Şekil 5.5).



Şekil 5.5. Statik kuvvetlerden oluşan moment diyagramı

$$M_{est} = 3996,2 \times 95 = 379639 \text{ Nmm}$$

olarak bulunur.

Statik eğilme gerilmesi

$$\sigma_{est} = \frac{M_{est}}{w_e} = \frac{379639 \times 32}{\pi \times 30^3} = 143,22 \text{ N/mm}^2$$

Statik burulma gerilmesi

$$\tau_{st} = \frac{M_b}{w_p} = \frac{7,161 \times 10^3 \times 16}{\pi \times 35^3} = 0,85 \text{ N/mm}^2$$

Dinamik eğilme gerilmesi

$$\sigma_{edin} = \frac{M_{edin}}{w_e} = \frac{14332,37 \times 32}{\pi \times 35^3} = 3,4 \text{ N/mm}^2$$

dinamik burulma gerilmesi $\tau_{din} = 0$ 'dır.

Ortalama mukayese gerilmesi şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre

$$\sigma_{muk_o} = \sigma_{muk_{st}} = \sqrt{\sigma_{est}^2 + 3\tau_{st}^2} \quad (5.9)$$

formülüyle ifade edilir. Buradan;

$$\sigma_{muk_o} = \sigma_{muk_{st}} = \sqrt{(143,22)^2 + 3 \times (0,85)^2} = 143,22 \text{ N/mm}^2$$

Genlik mukayese gerilmesi

$$\sigma_{muk_g} = \sqrt{\sigma_{edin}^2 + 3\tau_{din}^2} = 3,4 \text{ N/mm}^2$$

Böylece

$$\sigma_{muk_{\ddot{u}}} = \sigma_{muk_o} + \sigma_{muk_g} = 143,22 + 3,4 = 146,62 \text{ N/mm}^2$$

bulunur. Buradan

$$t_{g\theta} = \frac{\sigma_{muk_{\ddot{u}}}}{\sigma_{muk_o}} = \frac{146,62}{143,22} = 1,023$$

$$\theta = 45,67^\circ$$

Çentik faktörü $\beta_k = 2$

Yüzey işleme faktörü $b_1 = 0,92$

Büyüklik faktörü $b_0 = 0,85$ seçildi (Savcı, 1975).

St 42 için

$$\sigma_{AK} = 360 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_{TD} = 220 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma'_{AK} = \sigma_{AK} b_0 = 360 \times 0,85 = 306 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma'_{TD} = \sigma_{TD} b_0 = 220 \times 0,85 = 187 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{sTD} = \sigma'_{TD} \frac{b_1}{\beta_k} = 187 \times \frac{0,92}{2} = 86 \text{ N/mm}^2$$

Bu değerlere göre çizilen sürekli mukavemet diyagramında (Şekil 5.6)

$$\sigma_{gK} = 165 \text{ N/mm}^2$$

bulunur. Buradan

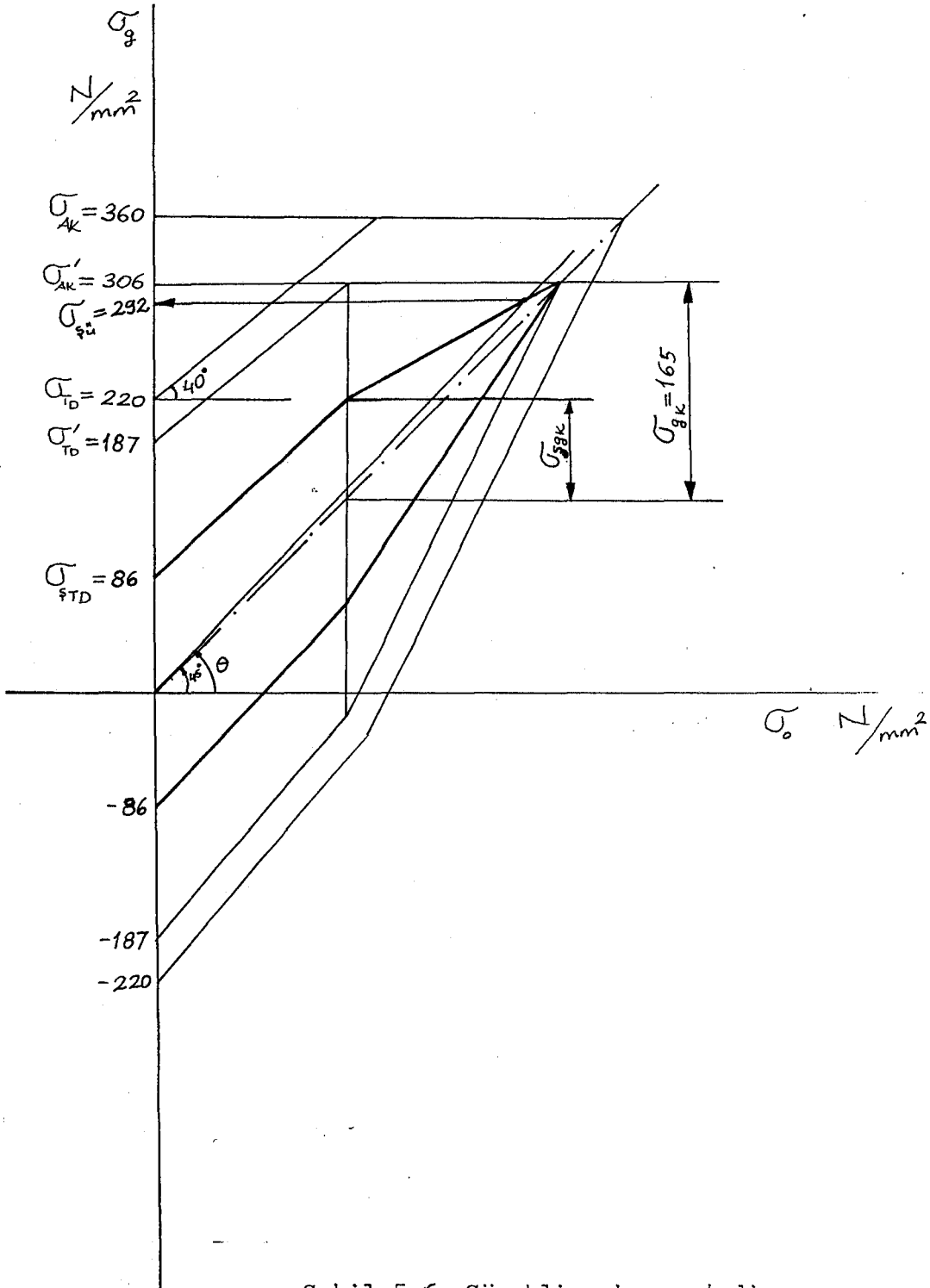
$$\sigma_{sgK} = \frac{b_1}{\beta_k} \sigma_{gK} = \frac{0,92}{2} \times 165 = 75,9 \text{ N/mm}^2$$

olarak bulunur. θ açısının diyagramı kestiği noktadan $\sigma_{sü}$ değeri 292 N/mm^2 olarak bulunur.

Buradan emniyet katsayısı

$$s = \frac{\sigma_{sü}}{\sigma_{muk,ü}} = \frac{292}{146,62} = 2$$

değeri elde edilir. Bu oldukça emniyetli bir değerdir.



Şekil 5.6. Sürekli mukavemet diyagramı

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{g}{f}} = \sqrt{\frac{9,81}{137,72 \times 10^{-7}}}$$

$$\omega_{kr} = 844 \text{ 1/s}$$

$$n_{kr} = \frac{30 \times \omega_{kr}}{\pi} = \frac{30 \times 844}{\pi}$$

$$n_{kr} = 8059,6 \text{ d/d}$$

$$n = (0,7 \dots 0,8) n_{kr} \text{ olmalı}$$

2000 < 5641,7 d/d olduğundan mil eğilme bakımından emniyetlidir.

5.5. Yayların Seçimi

Sistemimizdeki yaylarda oluşan titreşimi supap yaylarındaki titreşime benzetebiliriz. Tabladaki titreşim harmonik hareketi sağlayan krank biyel mekanizması ile gerçekleştirilmektedir. Zorlanmış titreşimlerin frekansı, dış zorlayıcı kuvvetin $\sqrt{\quad}$ açısal frekansına eşittir. Temele nakledilen titreşimi Titreşim Teorisi bölümünde anlatılan geçirgenlik ile ifade edebiliriz.

Sistemdeki sehim yani strok 2,4 mm'dir. Tabla ve üstündekilerin ağırlığı, tablaya konan akümülatörün ağırlığıyla değişir. Bu ağırlığı ortalama 50 kg olarak kabul edelim. Buradan sistemin yay katsayısı

$$k_s = \frac{F}{f} = \frac{50}{2,4} = 20,83 \text{ kgf/mm}$$

Sistemde 4 yay olduğuna göre

$$k = \frac{k_s}{4} = \frac{20,83}{4} = 5,208 \text{ kgf/mm}$$

olarak bulunur. Buradan natürel frekans için

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_s}{m}} = \sqrt{\frac{20,83 \times 9810}{50}} = 63,92 \text{ 1/sn}$$

değeri bulunur.

Zorlayıcı pülzasyon

$$\gamma = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi \times 2000}{30} = 209,44 \text{ 1/sn}$$

$$\text{Geçirgenlik} = \frac{1}{\left(\frac{\gamma}{\omega_n}\right)^2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{209,44}{63,92}\right)^2 - 1}$$

$$\text{Geçirgenlik} = \frac{1}{9,73}$$

olarak bulunur. Bu sonuçtan tablada oluşan titreşimin $1/9,73$ 'nin temele nakledildiği anlaşılır.

5.6. Tabladaki Titreşimin Ölçülmesi

Titreşim masasının çalışması sırasında, tablanın titreşimi stroboskopa incelenmiştir¹. Yapılan ölçümlerde titreşimin frekansı şebeke voltajına bağlı olarak 2000 ile 2040 titr/dak arasında değişmektedir.

¹ Stroboskoplara, doğurduğu kesik ışık ışınları ile periyodik hareketlerin durur veya çok yavaş hareket eder şekilde gözükmesine yarayan aletlerdir. Bu aletlerle titreşimin frekansı ölçülebilir.

6. SONUÇLAR

Günümüzde titreşim problemleri giderek önem kazanmaktadır. Dolayısıyla titreşimden faydalanmak için teorinin iyi bilinmesi gerekir.

İmal edilen titreşim masasında genlik ve frekans ilk anda bellidir. Genlik 2,4 mm, frekans ise 2000 titr/dak. dır. Tablanın 4 köşesinde stroboskopla yapılan ölçümlerde frekansın 2000-2040 titr/dak. arasında değiştiği gözlenmiştir.

Masa temelinin boyutları biraz büyük tutularak masadan temele geçen titreşim azaltılmıştır.

Ayrıca elektrik motoru masaya mafsalı olarak yerleştirildiğinden rijit bağlamada oluşan titreşimlerin masa temeline yaptığı etki azaltılmıştır. Aynı zamanda kayışa bir ön gerilme uygulamaya da gerek kalmamıştır. Dönme sırasında meydana gelen dinamik moment kaybının yeterli bir kuvvetle gerilmesini sağlamıştır. Fakat titreşim masası sürtünmelerden dolayı oldukça gürültülü çalışmaktadır. Bu gürültü sistemin gerekli yerlerine elastik elemanlar yerleştirilerek azaltılmaya çalışılmıştır.

Titreşimin elde edilmesi krank-biyel mekanizmasından başka tahrik mekanizmalarıyla da sağlanabilir. Buna örnek olarak dengelenmemiş kütleyle tahrik mekanizması gösterilebilir. Fakat bu da çeşitli konstrüksiyon problemlerinde beraberinde getirir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Babalık, F.C., 1982, Makine elemanları mukavemet hesapları, Uludağ Üniversitesi, 90 s.
- Babalık, F.C., 1983, Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri, Uludağ Üniversitesi, 282 s.
- Dokumacı, E., 1981, Vibrasyon, dizayna etkileri ve tarım traktörlerine uygulaması, 164 s.
- Gediktaş, M ve Yücenur, M.S., 1984, Kayış kasnak mekanizmaları, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, 27, 66 s.
- Hartog, Den J.P., 1949, Mekanik titreşimler, Çeviri Palavan S ve Demirgüç Z, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, 504 s.
- Kuşhan, B., 1971, Yerli imal edilen akümülatörler üzerinde bir araştırma ve bunların muhtelif zirai gayelerle kullanılma imkanları, Atatürk Üniversitesi Yayınları 124, 109 s.
- Magnus, K., 1978, Titreşimler (Titreşim problemlerinin incelenmesine giriş), Çevirenler Pasin F ve Gürgöze M., İstanbul Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, 127, 323 s.
- Palavan, S., 1973, Mekanik titreşimler dersleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, 773, 418 s.
- Palavan, S., 1975, Pistonlu makineler dinamiği, İstanbul Teknik Üniversitesi, 1020, 167 s.
- Palavan, S., 1973, İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaat Fakültesi, 1972-1973 Ders yılı konferansları fasikül 3, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, 950, 48 s.
- Savcı, M., 1975, Makine elemanları problemleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, 1013, 238 s.
- Tse, Eb, Morse İvan E and Hinkle, R.T., 1968 New Delhi, Mechanical Vibrations, 523 p.

VERİLEN GENLİK VE FREKANSTA
TİTREŞİM MASASI TASARIMI

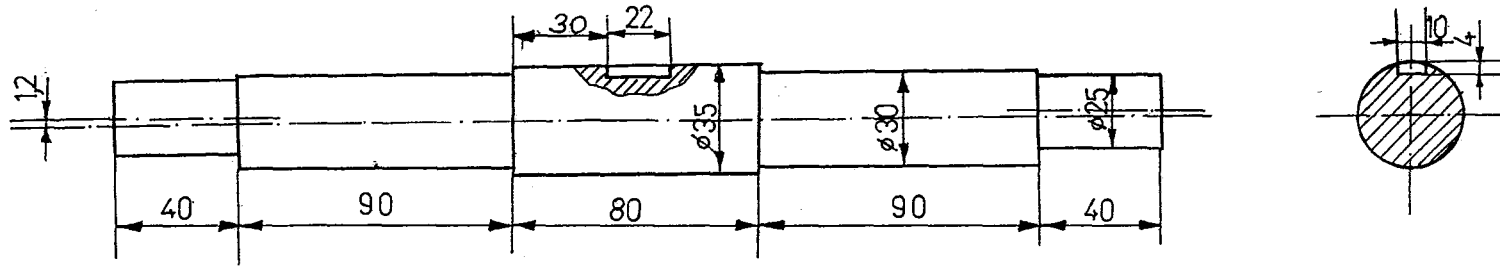
ANMET NAFİ PEKÖZCAN

EKLER

- Ek.1. Eksantrik milin imalat resmi
- Ek.2. Biyelin imalat resmi
- Ek.3. Titreşim masasının montaj resmi

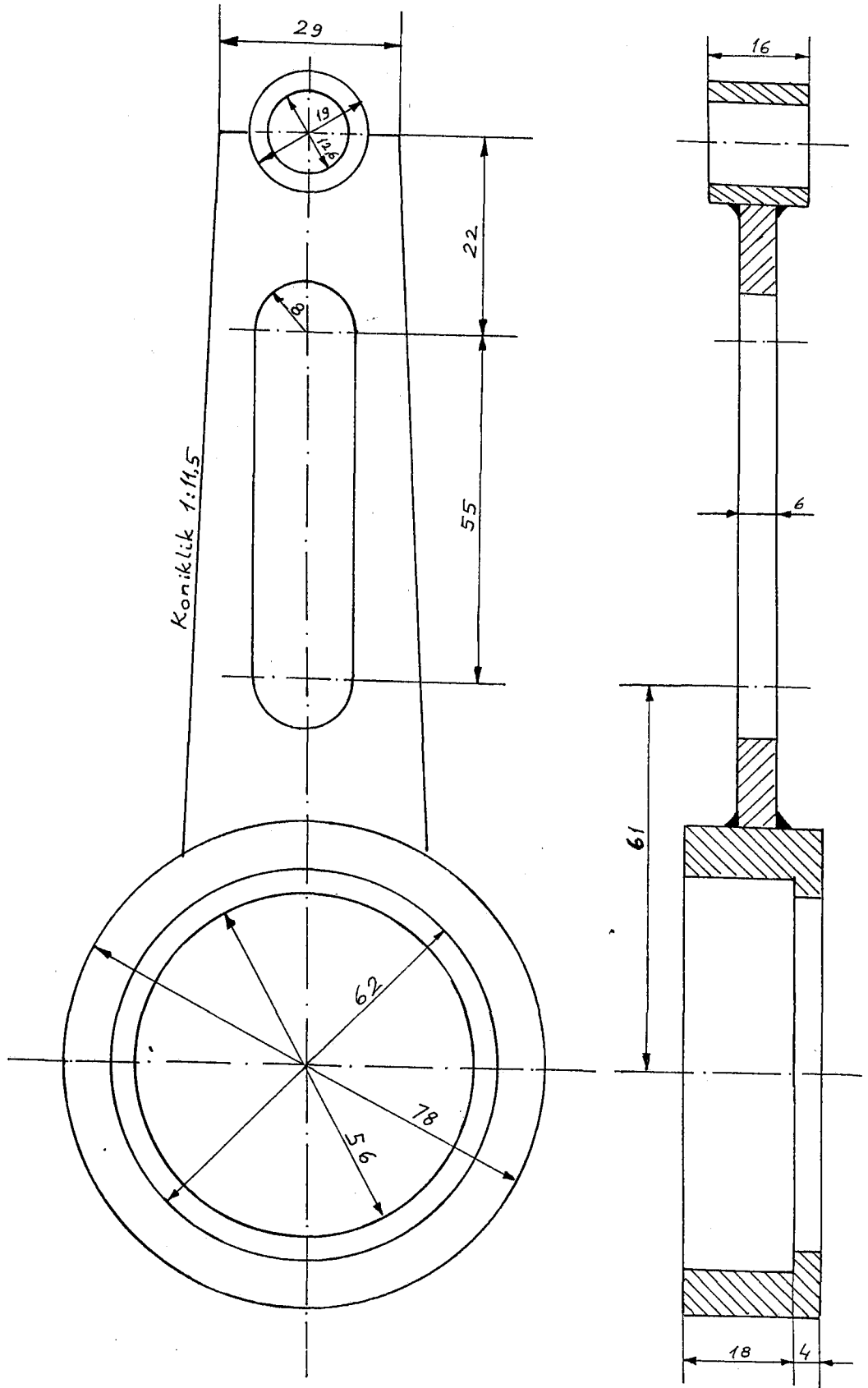
Danışman: Prof.Dr.Battal KUŞMAN

Ocak-1989



Ek.1, Eksantrik milin imalat resmi

Tarih	19.10.1988	ANADOLU ÜNİVERSİTESİ MÜHENDİSLİK MİMARLIK FAKÜLTESİ MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ
Çizen	Ahmet Nafi Peközcan	
Kontrol		
Ölçek	1:2,5	EKSANTRİK MİL



Ek.2. Biyelin imalat resmi

Tarih	19.10.1988	ANADOLU ÜNİVERSİTESİ MÜHENDİSLİK MİMARLIK FAKÜLTESİ MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ
Çizen	Ahmet Nafi Paközcan	
Kontrol		
Ölçek	1:1	BİYEL