

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİNAMİK YÜKLÜ TEMELLERİN TASARIMI
VE
SİMETRİDEN SAPMALARIN ETKİSİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ataç AŞILIOĞLU**

Anabilim Dalı : İnşaat Mühendisliği

Programı : Yapı Mühendisliği

Eylül 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİNAMİK YÜKLÜ TEMELLERİN TASARIMI
VE
SİMETRİDEN SAPMALARIN ETKİSİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ataç AŞILIOĞLU
(501051016)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Eylül 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Eylül 2009

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Turgut ÖZTÜRK (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Tülay AKSU ÖZKUL (İTÜ)
Doç. Dr. Necdet TORUNBALCI (İTÜ)**

EYLÜL 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışma içerisinde, dinamik yüklü temellerin tasarımda göz önünde bulundurulması gereken hususlar ve simetriden sapmaların neden olacağı durumlar araştırılmıştır.

Tezimi yöneten ve çalışmalarım boyunca ilgi, teşvik ve bilgilerinden yararlandığım tez danışmanı ve değerli hocam Doç. Dr. Turgut ÖZTÜRK' e teşekkürlerimi sunarım.

Eylül 2009

Ataç AŞILIOĞLU

(İnşaat Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

1. GİRİŞ	1
1.1 Makina Temellerinin Önemi.....	1
1.2 Amaç ve Kapsam	2
2. YAPI DİNAMİĞİNİN TEMEL ESASLARI	5
2.1 Tanımlar.....	5
2.1.1 Kütle	5
2.1.2 Yay	5
2.1.3 Sönüm.....	6
2.1.4 Serbestlik derecesi.....	6
2.2 Bir Serbestlik Dereceli Sistemler	7
2.2.1 Serbest titreşimler.....	8
2.2.1.1 Sönümsüz sistemlerin serbest titreşimleri.....	8
2.2.1.2 Sönümlü sistemlerin serbest titreşimleri.....	9
2.2.2 Zorlanmış titreşimler	11
2.2.2.1 Sönümsüz sistemin zorlanmış titreşimleri.....	11
2.2.2.2 Sönümlü sistemin zorlanmış titreşimleri.....	14
2.2.3 Rezonans durumu.....	16
2.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler.....	16
2.3.1 Çok serbestlik dereceli sistemin serbest titreşimleri	17
2.3.2 Çok serbestlik dereceli sistemin zorlanmış titreşimleri.....	19
3. MAKİNA TEMELLERİNİN TASARIMI	21
3.1 Makina Tipleri.....	21
3.2 Projelendirmede Esaslar	22
3.3 İzin Verilen Genlikler.....	24
4. BLOK TİPİ MAKİNA TEMELLERİ.....	27
4.1 Düşey Titreşimler.....	30
4.2 Düşey Eksen Etrafında Dönme Hareketi.....	31
4.3 Kayma ve Sallanma Hareketi.....	31
5. YÜKSEK HIZLI ÇERÇEVE TEMELLER	33
5.1 Tasarım Verileri	33
5.1.1 Makina ve zemin verileri	33
5.2 Planlamada Göz Önüne Alınan Hususlar	34
5.3 Tasarım İlkeleri	34
5.4 Dinamik Analiz	37
5.4.1 Rezonans metodu	37
5.4.2 Genlik metodu.....	37
5.4.3 Birleşik metod.....	37
5.5 Yapım Detayları	38
6. PİSTONLU MAKİNALARIN TEMELLERİ.....	41
6.1 Temele Etkiyen Kuvvetler	41
6.2 Sönümleyiciler Üzerine Oturtulan Temeller.....	43
6.2.1 Sönümleyicilerin kısa teorisi.....	43

7. İMPAKT TESİRLERİNE MARUZ TEMELLER.....	45
7.1 Planlamada Göz Önüne Alınacak Hususlar	45
7.2 Zemin Üzerine Oturan Temellerin Hesabı	46
7.2.1 Temelin minimum ağırlığının ve gerekli oturma alanının tespit edilmesi ...	46
7.2.2 Düşey titreşimlerin hesabı	47
7.2.3 Kesit hesabı	50
8. MAKİNA TEMELLERİNDE KULLANILAN YAPI ELEMANLARI VE YAPIM DETAYLARI.....	53
8.1 İnşaat Malzemesinin Değişen Yükler Altındaki Davranışı	53
8.1.1 Yorulma.....	54
8.1.2 Malzemenin elastik özellikleri.....	55
8.2 Yapılarda Yükleri Alan veya Nakleden Yapı Malzemeleri	55
8.2.1 Tuğla.....	55
8.2.2 Taş	55
8.2.3 Beton.....	55
8.2.4 Betonarme betonu.....	56
8.2.5 Metaller	56
8.2.6 Ahşap.....	57
8.2.7 Titreşim sönmleyen malzemeler.....	57
8.3 Yapım Detayları.....	57
8.3.1 Temel betonun dökülmesi	57
8.3.2 Donatı düzenlenmesi.....	58
8.3.3 Birleşim elemanları	59
9. SİMETRİK OLMAYAN TEMELLER	61
9.1 Düşey Yük Yaratan Makina Temeli	62
9.2 Bir Doğrultuda Simetrik Olmayan Temeller.....	69
10. SİMETRİK OLMAYAN MAKİNA-TEMEL SİSTEMLERİNDE MAKİNANIN ÇALIŞMA FREKANSINDAKİ DEĞİŞİKLİKLERİN TİTREŞİMLER ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ.....	85
11. YATAY YÜK OLUŞTURAN MAKİNA-TEMEL SİSTEMLERİNDE İKİ DOĞRULTUDA SİMETRİDEN SAPMA DURUMUNUN İNCELENMESİ ...	95
12. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	121
KAYNAKLAR.....	123

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : İzin verilen titreşim genlikleri.	25
Çizelge 7.1 : İzin verilen titreşim genlikleri (Şahmerdan tipi temel için).	46
Çizelge 7.2 : Minimum temel kalınlıkları.....	47
Çizelge 11.1/a : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen hesap verileri.	106
Çizelge 11.1/b : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen hesap verileri.	107
Çizelge 11.2 : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen serbest titreşimler.....	115
Çizelge 11.3 : Makinanın ötelenmeleri ve zorlanmış titreşim frekansları.....	115

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bir serbestlik dereceli sönümlü sistemin dış kuvvet ve mesnet hareketi ile zorlanması	7
Şekil 2.2 : Serbest titreşimler halinde sönüm eğrisi	10
Şekil 2.3 : Sinüzoidal kuvvet halinde dinamik büyültme katsayısı	14
Şekil 2.4 : Bir serbestlik dereceli sönümlü sistemin dinamik çarpan eğrileri.....	15
Şekil 2.5 : Çok katlı çerçeve sistem	16
Şekil 3.1 : Makine temel tipleri.....	
a) Blok tipi b) Sandık tipi c) Duvar tipi d) Çerçeve tipi	22
Şekil 3.2 : Döner tip makinalar için titreşim kriterleri	23
Şekil 3.3 : Değişik titreşim frekansları için limit deplasman değerleri	24
Şekil 4.1 : Makine temelinin hareket modları.....	27
Şekil 4.2 : Titreşen kuvvetlere maruz temelin xz düzleminde deplasmanları	28
Şekil 4.3 : Çeşitli mesnetler üzerine oturan temel için s değerleri.....	
a) Zemin üzerine b) Elastik yatak üzerine c) Yaylar üzerine d) Kazıklar üzerine.....	30
Şekil 5.1 : Tipik çerçeve temel	
a) Alt döşeme b) Kolon c) Üst döşeme.....	33
Şekil 5.2 : Turbo jeneratörlerin makine holünde yerleştirilmesi	
a) Boyuna düzenleme b) Enine düzenleme	
1) Makine holü 2) Kazan dairesi 3) Besleme Odası 4) Jeneratör.....	35
Şekil 5.3 : Turbo jeneratör için yükleme durumunu gösteren çerçeve temeli planı ..	36
Şekil 5.4 : Turbo jeneratör için yükleme durumunu gösteren çerçeve temeli kesiti..	36
Şekil 5.5 : Turbo jeneratör için yükleme durumunu gösteren çerçeve temeli	36
Şekil 5.6 : Yüksek hızlı türbin için çelik konstrüksiyon çerçeve temeli	38
Şekil 6.1 : Atalet kuvvetlerinin dağılımı	41
Şekil 6.2 : Sönümleyici etkinlik bölgesi	44
Şekil 7.1 : Tipik şahmerdan temeli şematik görünümü	45
Şekil 7.2 : Komşu temellerin yerleştirilmesi ile ilgili esaslar	46
Şekil 7.3 : Dinamik analiz için örs ve temelin oluşturduğu model sistem	48
Şekil 7.4 : ir şahmerdan temelinde donatı yerleşimi	51
Şekil 7.5 : Örsün temel tabanına yerleşimi	51
Şekil 7.6 : Yaylar üzerinde oturan şahmerdan temeli	51
Şekil 7.7 : Şahmerdan temeli planı donatı detayı.....	52
Şekil 7.8 : Şahmerdan temeli kesiti donatı detayı.....	52
Şekil 8.1 : Çevrimsel yük –şekil değiştirme diyagramı	53
Şekil 8.2 : Yük tekrar sayısı ile kırılma yükü arasındaki bağlantı	54
Şekil 8.3 : Dinamik ve statik gerilme oranlarının statik mukavemetle bağlantısı	56
Şekil 8.4 : Çerçeve temelin taban döşemesinde tipik donatı detayı.....	58
Şekil 8.5 : Boşluk çevresinde tipik donatı detayı.....	58
Şekil 8.6 : Tip ve boyuna kiriş donatı detayı	59
Şekil 8.7 : Kolon tip donatı detayı	59
Şekil 8.8 : Kolon kiriş birleşim detayı.....	59

Şekil 8.9 : Ankraj bulonu yerleşim detayı.....	60
Şekil 8.10 : Ankraj bulonu bağlantı detayı.....	60
Şekil 9.1 : Dizel makina temeli kesiti	64
Şekil 9.2: Dizel makina temeli planı.....	64
Şekil 9.3 : Makina temelinin hareket modları	66
Şekil 9.4 : Dizel makina temelinin ötelenmesi	69
Şekil 9.5 : Simetriden sapmalar ile düşey ve yatay genliklerin değişimi	83
Şekil 9.6 : Simetriden sapmalar ile dönme genliklerinin değişimi.....	83
Şekil 9.7 : Simetriden sapmalar ile serbest titreşim frekanslarının değişimi	84
Şekil 10.1 : Değişik çalışma frekansları altında simetriden sapmalar ile düşey ve yatay genliklerin değişimi	92
Şekil 10.2 : Değişik çalışma frekansları altında simetriden sapmalar ile dönme genliklerinin değişimi.....	93
Şekil 10.3 : Değişik çalışma frekansları altında simetriden sapmalar ile yüzey genliklerinin değişimi.....	93
Şekil 11.1 : İki doğrultuda da simetrik cevher kırıcı makina-temel sistemi.	95
Şekil 11.2 : Temel Planı	97
Şekil 11.3 : Her iki doğrultuda da simetrik olmayan cevher kırıcı makina temeli. ...	99
Şekil 11.4 : Makina-temel sisteminin hareketleri.	100
Şekil 11.5 : Serbest titreşim frekanslarının hareket denklemlerine ait katsayılar matrisi.	103
Şekil 11.6 : 1. durum için serbest titreşim frekanslarının hareket denklemlerine ait katsayılar matrisi.	103
Şekil 11.7 : $\delta x=0.07$ ve $\delta y =0.22$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.	109
Şekil 11.8 : $\delta x=0.06$ ve $\delta y =0.21$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.	109
Şekil 11.9 : $\delta x=0.05$ ve $\delta y =0.20$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.	110
Şekil 11.10 : $\delta x=0.04$ ve $\delta y =0.19$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.	110
Şekil 11.11 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin serbest titreşim frekanslarının değişimi	117
Şekil 11.12 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin zorlanmış titreşimlerinin değişimi.....	117
Şekil 11.13 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin zorlanmış titreşimlerinin değişimi.....	118
Şekil 11.14 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin düşey genliklerinin değişimi.....	118
Şekil 11.15 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin dönme genliklerinin değişimi.....	118
Şekil 11.16 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin dönme genliklerinin değişimi.....	119
Şekil 11.17 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin temel üzeri yüzey genliklerinin değişimi.....	119
Şekil 11.18 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin temel üzeri yüzey genliklerinin değişimi.....	119

DİNAMİK YÜKLÜ TEMELLERİN TASARIMI VE SİMETRİDEN SAPMALARIN ETKİSİ

ÖZET

Sanayileşmenin ve kalkınmanın en önemli gereklerinden birisi kuşkusuz gelişmiş endüstri tesisleridir. Makinalar ve beraberinde makine temelleri de endüstri tesislerinin hayati yapı elamanlarındandır. Özellikle yakın zaman içerisinde teknolojik ilerlemenin ivme kazanması ile birlikte makinalara duyulan ihtiyaç artmıştır. Bu durum, makina temellerinin tasarım ve inşa süreçlerinin yeniden incelenmesini ve geliştirilmesini gerekli kılmaktadır.

Yakın zamana kadar makine temellerinin dizaynı bazı temel amprik formullere dayanılarak yapılmaktaydı. Ancak, yapı analizi ve zemin mekaniği alanındaki ilerlemeler, tasarım parametrelerini değiştirmiştir. Bu sayede, tasarımcılar daha etkin ve ekonomik çözümler üretebilmektedirler.

Bu çalışmanın amacının daha iyi kavranabilmesi için, makine temellerinin önemi ve çalışmanın kapsamı detaylı olarak giriş bölümünde aktarılmıştır.

Çalışmanın bütünlüğü açısından ikinci bölümde yapı dinamiğinin temel esasları aktarılırken, üçüncü bölümde de makine temellerinin tasarımında göz önüne alınan temel hususlar belirtilmiştir. 8. bölümde makine temellerinde kullanılan yapı elemanları ele alınmış ve inşaat sırasında dikkat edilmesi gereken donatı düzenlemesi ve birleşim detayları şekiller ile örneklendirilmiştir.

Makine temellerinin tasarımında uygun temel tipinin seçimi maliyet açısından önemli olduğu kadar, teknik açıdan da optimum çözüm için gereklidir. Bu nedenle, 3. bölümün devamında, sık karşılaşılan temel tipleri ve bunların tasarımında kullanılması önerilen hesap esasları anlatılmıştır. Yüksek hızlı çerçeve temeller 5. bölümde aktarılırken, pistonlu makinaların temelleri 6. bölümde ve impakt etkisindeki makine temelleri de 7. bölümde anlatılmıştır. En sık karşılaşılan makine temeli olması sebebi ile blok tipi makine temelleri ise 4. bölümde ele alınmıştır.

Makine temellerinin tasarımında, temel-makine-mesnet sisteminin planda simetrik olmasına özen gösterilmektedir. Ancak, bazı koşullarda bu durumun dışına çıkılmaktadır. Bölüm 9, 10 ve 11 de ise bu durumun nedenleri ve ortaya çıkaracağı sonuçlar belirtilmiştir.

Simetriden sapmaların neden olacağı durumları mukayese edebilmek açısından 9. bölümde, önce simetrik durum için bir dizel makine için uygun temel sisteminin sayısal çözümü gerçekleştirilmiş, ardından da aynı sistemin bir doğrultuda simetriden sapma halinde serbest titreşim frekansları ve genlikleri elde edilmiştir.

10. bölümde ise aynı sistem için bir doğrultuda simetriden sapma durumunda makinanın çalışma frekansları değiştirilmiş olup, Bölüm 9 da uygulanan hesap adımları tekrarlanarak bu durumun sistem üzerindeki etkileri irdelenmiştir.

Son olarak ta, 11. bölümde, sık rastlanan bir durum olması sebebi ile, makina temel sisteminin iki doğrultuda simetriden sapma hali için, sistemin serbest titreşim frekansları ve genlikleri incelenmiştir. Bu çerçevede, her iki doğrultuda da yatay yük oluşturan bir cevher kırıcı makina temel sistemi için öncelikle simetrik duruma ait olan, kütle atalet momentleri, mesnet elemanlarının elastik merkezinin yeri ve öteleme sabitleri gibi simetriye bağlı olmayan veriler elde edilmiş; sonraki adımda ise sistemin simetrisi yatay doğrultuda her iki ekseninde de bozularak ve bu verilerden hareketle sistemin serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri elde edilmiştir.

Bulunan sonuçlar grafiklerdirilmek sureti ile incelenmiş olup, 12. bölümde aktarılmıştır.

DYNAMICALLY LOADED FOUNDATIONS

THE DESIGN CRITERIA AND NON-SYMMETRICAL CONDITION

SUMMARY

One of the main requirements of growth and industrialization is advanced industrial facilities, undoubtedly. Consequentially, machines and machine foundations are structural elements which have vital importance. Specially, the necessity to machines increases day by day with the acceleration in technological development in the near future. For this reason, the design and construction procedures for machines should be investigated and elaborated.

Till recently, the design of machine foundations has been made on basic rules of thumb and empirical formulas. However, recent advances in engineering in the fields of structural design and soil dynamics, have changed the design criteria. This resulted as the designers to find definite and more economical solutions for the analysis and design of dynamically loaded foundations.

The general background and scope of this study are presented with details, in introductory chapter for the reader. To make the study self-contained, the basic fundamentals of structural dynamics are presented in Chapter 2, while Chapter 3 considers and lists the main principles which should be taken in consideration in the analysis and design of dynamically loaded foundations.

Not only the selection of suitable foundation type has vital importance for an economical structural design, but also it is necessary for an optimum solution as a technical fact. For this reason, in addition to Chapter 3, frequently used different types of foundations and computation steps in structural analysis of these, are listed in continuing chapters.

Chapter 5, points out the design and analysis criteria of the framed foundations, while Chapter 6 lists these criteria for the rotary type machines. The structural design and dynamic analysis methods of impact type foundations are presented in Chapter 7, also. As a result of being the mostly used dynamically loaded foundation, block type foundations are presented in Chapter 4.

In addition to these, structural elements which are commonly used in foundations supporting machines are listed in Chapter 8. As a design criteria, it is very important to keep the symmetry in the foundation-machine-support system. On the other hand, this criteria can be skipped in some conditions.

In Chapter 9, a numerical example for a diesel engine on a symmetrical block type machine foundation is analysed first; and next, the natural frequencies and amplitudes of the same system are calculated for the single directional non-symmetrical condition.

In addition to this, the dynamic behaviour of the same system is investigated in Chapter 10, for the change in "operating frequency".

Lastly, as a result of being mostly experienced situation, the non-symmetrical condition in two horizontal directions of a hammer-fall type machine foundation, is analysed in Chapter 11 and the natural frequencies and amplitudes of the foundation-machine-support system are calculated.

The results are shown graphically and presented in Chapter 12.

1. GİRİŞ

Herhangi bir yapıya ait taşıyıcı sistem projelendirilirken bir takım etkiler göz önünde bulundurulur. Bu etkiler kuvvet kaynaklı etkiler olabildiği gibi, kuvvetlerden kaynaklanan gecikmeli deformasyonlar ve kuvvet boşalmaları da gerçekleşebilir. Buna ilave olarak, mesnet çökmeleri ve boy değişimleri de söz konusu olabilir.

Kuvvet kaynaklı etkiler statik ve dinamik etkiler olmak üzere iki ana başlık altında toplanırlar. Statik etkiler yapı sisteminde statik kuvvet nedeni ile oluşan ve zamanla değişmeyen etkilerdir. Dinamik etkiler ise dinamik kuvvetlerden kaynaklanırlar ve zamanla değişim gösterirler. Bu durum taşıyıcı sistemde yükün ivmeli hareket göstererek atalet kuvvetlerinin oluşmasına neden olur.

Atalet kuvvetleri sisteme etkileyen yükün dinamik özelliklerine göre değişiklik gösterir. Yavaş değişen ve en yüksek değere göreceli olarak uzun bir zamanda ulaşan dinamik yüklerin taşıyıcı sisteme etkimesi durumunda kaydadeğer atalet kuvvetleri oluşmaz. Bazı durumlarda bu kuvvet o kadar küçük olur ki, söz konusu dinamik yükleme projelendirme sırasında statik kuvvet olarak kabul edilebilir. Ancak, çoğu zaman bu kuvvet kaydadeğer derecede büyük olduğundan taşıyıcı sistemde oluşacak olan zorlamaları ve deformasyonları belirtmek için atalet kuvvetleri de göz önüne alınırlar.

Hareketli, periyodik veya impakt etkilerden dolayı makina temelleri dinamik yüklere maruz kalırlar ve dinamik yüklü temeller olarak adlandırılırlar.

1.1 Makina Temellerinin Önemi

Endüstriyel gelişim ülke ekonomilerinin gelişmesini sağlayan faktörlerin başında gelir. Çağımızda yaşanan teknolojik ilerleme de öz önüne alındığında, tüm bileşenleri ile birlikte makinalar, endüstriyel tesislerin dolayısıyla da ülke ekonomisinin kalbi durumdadır. Bir makinayı oluşturan bileşenlerin başında da makina temeli gelmektedir. Dolayısı ile verimli bir çalışma için, yapının emnietini tehdit etmeyecek şekilde makina temel seçimi ve projelendirme esastır.

Makina temellerinin diğer yapı elamanlarına göre önem arz etmesinin sebebi, temelin üzerinde bulunan makinadan gelen dinamik kuvvetlerin etkilleridir. Bilindiği üzere, dinamik kuvvetler zamanla değişim gösterirler. Makinanın çalışması sırasında, statik kuvvetler ile birlikte dinamik kuvvetler de makinadan temele, temelden de zemine geçer. Bu aktarım sırasında bir takım ara elemanlar da kullanılmış olabilir. Buna göre problemin çözümü, bu elemanlardan, etkilerin aktarımından ve karşılıklı etkileşiminden oluşan elamanlar ve olaylar sisteminin incelenmesini gerektirir (Demir, 1986).

Makina temellerindeki titreşim, farklı oturmalara, deformasyonlara ve çatlamalara sebebiyet vererek makinanın çalışmasını etkilemektedir. Temelde boruların bulunması durumunda meydana gelen oturmalar, yalıtımın zarar görmesi dolayısı ile gaz kaçaklarına hatta daha büyük zararlara neden olabilecek patlamalara yol açabilir.

Makina temelleri etrafında hassas aletlerin bulunduğu durumlarda bu aletlerin hassasiyeti oluşacak titreşimlerden etkilenmeyecek şekilde çözüme gidilmelidir. Buna ilave olarak, silo ve baca gibi yapılarda periyodik kuvvetler insane sağlığını tehdit edecek boyutta titreşimler oluştururlar. Projelendirme sırasında titreşim değerlerinin insane sağlığını tehdit etmeyecek boyutta tutulması gerekmektedir.

Bir makina temelinin maliyeti, endüstriyel tesisin toplam maliyeti içerisinde küçük yer tutar. Fakat, temelin doğru projelendirilmemesi veya inşa edilmemesi halinde makine meydana gelecek arıza ve tesisin oturması geriye dönüşü mümkün olmayan zararlara yol açar. Bu çerçevede, makina temellerinin projelendirilmesi sırasında gerekli titizliğin gösterilmesi, fen ve sanat kurallarına bütünü ile uyulması tüm yapı için son derece önemlidir.

1.2 Amaç ve Kapsam

Giriş bölümünde de değinildiği üzere, bir makina timeline etki eden kuvvetler statik ve dinamik olmak üzere iki ayrı sınıfta toplanırlar. Dinamik yüklerin bulunması özel ve zorlanmış titreşimlerin incelenmesini gerektirmektedir.

Makina temellerinin tasarımında başlıca amaçlardan ilki, makinanın işletim frekansı ile sistemin serbest titreşim frekansının birbirinden yeterince uzak olmasını sağlamak; ikincisi ise işletme sırasında oluşacak olan titreşim genliklerinin kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalmasını sağlamaktır.

Makina temellerinin boyutlandırılmasına ait yayınlarda, sistemin toplam ağırlığı W 'nin temel tabanının ağırlık merkezinden ve mesnet elemanların elastik merkezinden geçtiği durum yani planda birbirine dik iki düzleme göre simetrik olan makina-temel-mesnet sistemi ele alınmıştır.

Ancak, makina temelinin simetrik olmaması, makinanın simetrik biçimde temele yerleştirilememesi, sistemin takviyesi gibi durumlarda söz konusu simetri bozulabilecektir. Örnek olarak, temele yapılacak olan elastik bağlantılar ile sistemin titreşim genlikleri istenilen seviyeye düşürülebilmekle beraber, söz konusu bağlantılar sistemin simetriden uzaklaşmasına neden olmaktadır (Özden ve Özüdoğru, 1984).

Yukarıda yer alan nedenlerden ötürü, makina temellerinde simetriden samların etkilerinin incelenmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır.

Bu tez çalışmasında, öncelikle yapı dinamiği konusunun temel kavramları ve makina temellerinin genel tasarım ilkeleri ele alınmış, devamında da simetrik olma ve olmama durumunda sistemin davranışı incelenmiştir.

Bu çalışmanın amacı, makina temellerinin genel tasarım ilkeleri çerçevesinde, simetriden sapmalar olması durumunda titreşim frekansı ve genliklerinin incelenmesidir.

2. YAPI DİNAMIĞININ TEMEL ESASLARI

Makina temelleri statik yüklere ilave olarak dinamik yüklerin de etkisi altındadırlar. Sistemin zamanla değişen yükler ile yüklenmesi zamanla değişen deformasyonları da beraberinde getirecektir. Bunun sonucunda, sistemin kütleleri ivmeli birer hareket yapacak ve bu hareketler de atalet kuvvetlerini oluşturarak, sistemin dış yüklere ilave olarak bu kuvvetlerin de etkisi altında olmasına neden olacaktır. Dolayısı ile sistemde oluşacak olan deformasyonları ve zorlamaları belirlemek için bu kuvvetleri de hesaba dahil etmek doğru yaklaşım biçimidir. Diğer bir ifade ile, problem dinamik bir problemdir ve dinamik etkiler de göz önüne alınmalıdır.

Sistemin dinamik davranışına etki eden temel özellikleri kütle durumu, yay durumu ve sönüm durumudur.

2.1 Tanımlar

2.1.1 Kütle

Sistemin dinamik davranışına etki eden karakteristiklerden birisi kütle durumudur. Sistemin dinamik özellikleri kütlenin büyüklüğüne bağlıdır. Kütle sisteme bir kuvvet uygular ve bu kuvvet sistemin ivmesi ile orantılıdır. Kuvvet ile ivme arasındaki orantı katsayısı o maddenin kütlesi adını alır. Bu nedenle,

$$F = m\ddot{z} \quad (2.1)$$

bağıntısı temel bir bağıntıdır. Kütle için temel birim kg. dır.

2.1.2 Yay

Sistemin dinamik davranışına etki eden bir diğer karakteristik ise yay durumudur. Sisteme uygulanan yükler ile oluşan deformasyonlar arasında lineer bir ilişki varsa sistem lineer elastik bir sistemdir.

Tek serbestlik dereceli bir sistemde bir F kuvvetini etkimesi ve bu F kuvveti nedeni ile δ deformasyonu oluşması halinde lineer elastik yay durumunda bu değerler birbiri ile orantılı olup;

$$F = k\delta \quad (2.2)$$

bağıntısı geçerlidir. Bu bağıntıda yer alan k katsayısına yay katsayısı yada yay sabiti adı verilir. Diğer bir ifade ile k birim deformasyon için gerekli olan kuvveti belirtir. Yay katsayısının temel birimi N/m. dir.

Sistemde dönme hareketinin olması durumunda ise (2.2) ifadesi,

$$F = k\theta \quad (2.3)$$

şeklini alır. Burada ise yay katsayısının birimi N.m/rad. dir.

Çok sayıda kuvvetin ve bu kuvvetlerin etkidikleri noktalarda deformasyonların olması durumunda ise bu kuvvetler $\{F\}$, deformasyonlar $\{\delta\}$ ve yay sabitleri de $[k]$ matrisi ile gösterilirse,

$$\{F\} = [k]\{\delta\} \quad (2.4)$$

bağıntısı geçerlidir. Bu durum ile çok serbestlik dereceli sistemlerde karşılaşılır.

2.1.3 Sönüm

Serbest salınım halinde bulunan bir sistem bu salınımları zaman içerisinde kaybeder. Bu durumun nedeni sönüm ile açıklanır.

Sönümü büyüklüğü çeşitli etkenlere bağlıdır ve bu etkenlerden en önemlisi sistemin içerdiği izafi hızlardır. Sönüm kuvvetinin doğrudan bu hızla orantılı olduğu duruma viskoz sönüm adı verilir. Bu durumda,

$$D = c\dot{z} \quad (2.5)$$

bağıntısı geçerlidir.

Bu bağıntıda (D) hız ile karşı yönde olan direnimsel kuvveti, (c) sönüm katsayısı ve (\dot{z}) ise sistemin içerdiği izafi hızı ifade eder. Bu ifadedeki (c), sönüm etkisinin büyüklüğünün bir ölçüsü olup, birimi N.s/m. dir.

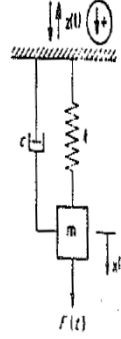
2.1.4 Serbestlik derecesi

Bir sistemin çözümlenebilmesi için bilinmesine ihtiyaç duyulan parametrelerin sayısına o sistemin serbestlik derecesi adı verilir.

2.2 Bir Serbestlik Dereceli Sistemler

Bir serbestlik dereceli bir sistemde herhangi bir andaki yapılanmanın bilinmesi için tek bir büyüklüğün bilinmesi yeterlidir.

Yukarıda da bahsedildiği üzere, tek serbestlik dereceli bir sistemde kütle, yay ve sönüm olmak üzere üç temel büyüklükten bahsedilebilir. Şekil 2.1 de gösterildiği gibi sistem genel $F(t)$ kuvveti ile $z(t)$ mesnet hareketi etkisi altındadır. Burada sistemin iç bünyesindeki izafi hız ile sönüm kuvveti orantılı olarak kabul edilmiştir.



Şekil 2.1 : Bir serbestlik dereceli sönümlü sistemin dış kuvvet ve mesnet hareketi ile zorlanması (Demir ve Öztürk, 1992).

Burada $x(t)$ yayın zamanla değişen uzamasını, $[x(t)+z(t)]$ kütledeplasmanını, deplasmanın ikinci dereceden türevini ifade eden $[x(t)+z(t)]''$ kütledeplasmanının ikincisini ifade eder. Bunların dışında $m\ddot{x}(t)$ sönüm kuvveti olurken, yay kuvveti de $X(t) = k \cdot x(t)$ olacaktır.

$F(t)$ kuvvetinin bir kısmının kütledeplasmanı, bir kısmının sönüm kuvvetini karşıladığı ve bir kısmının da yayı germeye çalıştığını düşünerek sistemin hareket denklemini aşağıdaki şekilde yazılabilir :

$$m[x(t)+z(t)]'' + c\dot{x}(t) + k \cdot x(t) = F(t) \quad (2.6)$$

diğer bir ifade ile,

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x} + k \cdot x = F(t) - m\ddot{z}(t) \quad (2.7)$$

olur. Bu denklem sönümlü sistemin zorlanmış titreşimlerine ait hareket denklemdir.

Denklem matematiksel olarak, ikinci dereceden lineer, sabit katsayılı adi diferansiyel denklemdir. Bu diferansiyel denklem $x(t)$ fonksiyonunu belirtecektir. Denklemün çözümünün tam olarak belirtilebilmesi için iki integrasyon sabitini bilinmesi gerekir Bunlar genellikle başlangıç deplasmanı ve hız olur (Demir ve Öztürk, 1992).

2.2.1 Serbest titreşimler

Bu bölümde titreşim hareketinin anlık bir zaman sürecinde tatbik edilen herhangi bir dış kuvvet etkisinde gerçekleştiği durum ele alınacaktır. Bu tip titreşimlere serbest titreşimler adı verilir.

2.2.1.1 Sönümsüz sistemlerin serbest titreşimleri

Dış etkinin bulunmadığı hallerde sistem serbest titreşim durumunda olur. Şekil 2.1 deki sistemde dış kuvvet ile mesnet hareketi kaldırılırsa, sistem serbest titreşim durumuna geçer. Sistemi sönümsüz duruma getirmek için de sönüm katsayısı $c = 0$ alırsa sistem sönümsüz olarak düşünülür. Bu durumda, (2.7) deki ifade,

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.8)$$

şeklini alır. Buradan,

$$\omega_0^2 = k / m \rightarrow \omega = \sqrt{k / m} \quad (2.9)$$

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (2.10)$$

bulunur. Buradaki ω açısal frekansı belirtir.

Özel bir maddeden yapılmış her cisim, kendisini titreşime getiren kuvvete bağlı olmayan özel ve belirli bir frekansa sahiptir. Sadece şiddeti başlangıç koşullarına veya kuvvetin etkime şekline bağlı olarak değişebilir. (2.10) daki ifade ikinci dereceden homojen bir denklem olup genel çözümü aşağıdaki şekildedir:

$$x = A \cos \omega_0 t + B \sin \omega_0 t \quad (2.11)$$

$$\dot{x} = \omega_0 (-A \sin \omega_0 t + B \cos \omega_0 t) \quad (2.12)$$

$t = 0$ anında $x(0) = x_0$, $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ ise

$$x(t) = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t \quad (2.13)$$

$$\dot{x}(t) = -\omega x_0 \sin \omega t + \dot{x}_0 \cos \omega t \quad \ddot{x}(t) = -\omega^2 x(t) \quad (2.14)$$

Oluşan ve (2.13) ile ifade edilen hareket sinüzoidal bir harekettir. Peryodu ve frekansı şu şekildedir:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi\sqrt{m/k} \quad \text{ve} \quad f = (1/2\pi)\sqrt{k/m} \quad \text{dir.} \quad (2.16)$$

Bu tip bir harekette her an için yaydaki potansiyel enerji (deformasyon enerjisi) ile kütlekin kinetik enerjisinden ibaret olan mekanik enerji sabit kalmaktadır.

Kütlenin ağırlığının (W) yaya statik olarak etkidiği durumda sistemde oluşacak deformasyon şu şekildedir:

$$\delta_{st} = \frac{W}{K} = \frac{mg}{K} = \frac{g}{\omega^2} \quad (2.18)$$

Bu durumda,

$$\omega = \sqrt{g/\delta_{st}}, \quad T = 2\pi\sqrt{\delta_{st}/g}, \quad f = (1/2\pi)\sqrt{g/\delta_{st}} \quad (2.19)$$

olacaktır.

Yukarıda yer alan bilgiler ışığında, sistemin kendi ağırlığı (W) altında deformasyonu biliniyor ise periyot ve frekansı (2.19) dan bulunabilir.

2.2.1.2 Sönümlü sistemlerin serbest titreşimleri

Sistemde oluşacak olan sürtünme, hava direnci, iç sürtünme vb. etkenler sistemde sönümleyici etkiler oluşmasına neden olurlar. Bu etkenler titreşim enerjisinin bir kısmını ısı enerjisine çevirerek titreşimi sönümler ve neticede titreşimin durmasına yol açarlar. Sönümlü serbest titreşim haline ait denklem (2.20) de verilmiştir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.20)$$

$$q = \frac{c}{2m}, \quad \omega_0^2 = \frac{k}{m}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{ve} \quad \ddot{x} + 2q\dot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad \text{olur.} \quad (2.21)$$

Karakteristik denklemin diskriminantı aşağıda verilmiştir.

$$\Delta = q^2 - \omega_0^2 \quad (2.22)$$

Kritik değerler ise şu şekildedir:

$$q_c = \omega_0, \quad k_c = 2m\omega_0 = 2\sqrt{km} \quad (2.23)$$

$\Delta \geq 0$ olması hali $k \geq k_c$ haline karşılık gelir. Bu durumda titreşim söz konusu değildir. $k = k_c$ durumu kritik sönüm hali, $k < k_c$ hali ise zayıf sönüm halidir. Sönüm oranı,

$$\xi = \frac{c}{c_c} = \frac{q}{\omega} \quad (2.24)$$

olarak tanımlanır ve zayıf sönüm yani titreşim olması halinde $\xi < 1$ ' dir. Bu halde,

$$\omega_D = \omega \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.25)$$

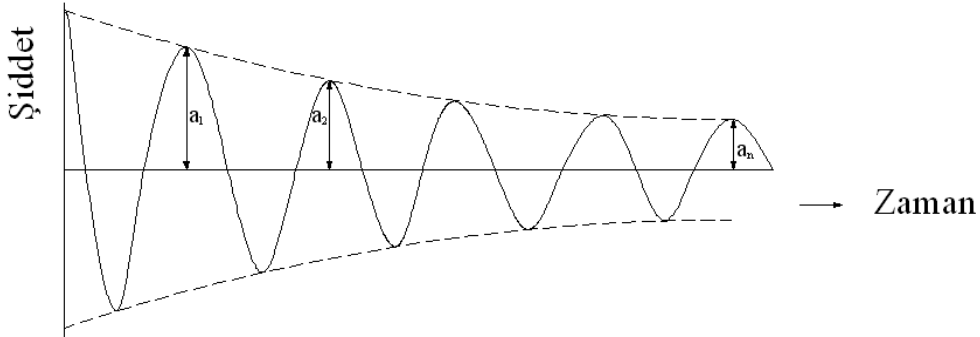
$$x(t) = e^{-\xi \omega t} (A \cos \omega_D t + B \sin \omega_D t) \quad (2.26)$$

olur. Başlangıç deplasmanı $x(0) = x_0$ ve başlangıç hızı $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ olarak alınırsa

$$x(t) = e^{-\xi \omega t} \left(x_0 \cos \omega_D t + \frac{\dot{x}_0 + \xi \omega x_0}{\omega_D} \sin \omega_D t \right) \quad (2.27)$$

elde edilir.

Bu ifadeden hareketle, şiddeti zamanla azalan sönümlü serbest titreşimin grafik olarak temsili Şekil 2.2 deki gibidir.



Şekil 2.2 : Serbest titreşimler halinde sönüm eğrisi (Demir ve Öztürk, 1992).

(2.27) den de anlaşılacağı gibi sönümsüz serbest titreşimler sönümlü durumda zamanla küçülen üslü bir katsayı ile çarpılırlar. Buna göre nT_D aralıklı iki deplasman oranı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{x(t + nT_D)}{x(t)} = e^{-\xi \omega T_D} = e^{-\frac{2\pi\xi\omega}{\omega_D}} = e^{-2\pi n\xi} \quad (2.28)$$

Örnek olarak, sönüm oranının % 14 olduğu durumda, $n = 10$ salınım sonunda genlikte % 13,2 oranında küçülme kaydedilir.

Logaritmik eksilme (δ) ise,

$$\delta = \log \frac{x(t)}{x(t+T_D)} = 2\pi\xi \rightarrow \xi = \frac{\delta}{2\pi} \text{ ve (2.28) den hareketle,} \quad (2.29)$$

$$\delta = \frac{1}{n} \log \frac{x(t)}{x(t+nT_D)} \quad (2.30)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Bu formüller sönüm oranının tesbitinde işe yarar. Örnek olarak bir makina temel bloğu söz konusu ise buna uygun bir yola serbest titreşimler sisteme verilir ve temel bloğunun titreşimleri sisteme kurulu titreşim kayıt cihazı ile kayıt altına alınabilir. Elde edilecek eğri sönümlü titreşim eğrisidir. Bu eğri üzerinde bir tepe değer ve ondan sonraki n ' inci tepeye ait okumalar yapılarak oranlarının logaritması alınır ve n ile bölünür ise logaritmik eksilme (δ), 0 da 2π ile bölünür ise sönüm oranı elde edilir. Bu sistemde sönüm oranının tesbiti için bir yöntemdir.

2.2.2 Zorlanmış titreşimler

Bu bölümde, titreşi hareketinin sürekli etki eden bir dış periyodik kuvvetin etkisinde gerçekleştiği durum ele alınacaktır. Bu tip titreşimlere zorlanmış titreşimler adı verilir.

2.2.2.1 Sönümsüz sistemin zorlanmış titreşimleri

Sönümsüz zorlanmış titreşimde kütle kuvveti, yay kuvveti ve zorlayıcı kuvvet etkisinde sistem sürekli denge durumundadır. Sönümsüz zorlanmış titreşim hali için hareket denklemi elde edilmek istenirse,

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (2.31)$$

elde edilir. Makina temellerinde sünizodial kuvvet etkimesi sık rastlanan bir durumdur. Burada $F(t)$, maksimum şiddeti $F_0(t)$ ve açısai frekansı $\bar{\omega}$ olan sünizodial bir kuvvettir.

$$F(t) = F_0 \sin \bar{\omega}t \quad (2.32)$$

(2.9), (2.31) ve (2.32) denklemlerinden,

$$\ddot{x}(t) + \omega^2 x(t) = \frac{F_0 \sin \bar{\omega} t}{m} \quad (2.33)$$

elde edilir. (2.11) denklemi kullanılarak sistemin genel çözümü şu şekilde elde edilir.

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{1}{m\omega} \int_0^t F(\tau) \sin \omega(t - \tau) d\tau \quad (2.34)$$

Verilen her $F(t)$ kuvveti ve başlangı şartları için (2.34) den titreşim hareketi belirlenebilir. Sinüzoidal yükleme haline ait çözüm için (2.32) denklemi (2.33) denkleminde yerine yazılırsa,

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{1}{m\omega} \int_0^t F_0 \sin \bar{\omega} \tau \sin \omega(t - \tau) d\tau \quad (2.35)$$

hesaplanmalıdır. Yardımcı mukayese katsayısı olarak

$$x_{st} = \frac{F_0}{k} \text{ alınırsa,} \quad (2.36)$$

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{1}{m\omega} \int_0^t F_0 \sin \bar{\omega} \tau \sin \omega(t - \tau) d\tau$$

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{x_{st}}{2} \int_0^t \{ \cos [\bar{\omega} \tau - \omega(t - \tau)] + \cos [\bar{\omega} \tau - \omega(t - \tau)] \} d\tau \quad (2.37)$$

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + x_{st} \frac{\sin \bar{\omega} t - \frac{\bar{\omega}}{\omega} \sin \omega t}{1 - (\frac{\bar{\omega}}{\omega})^2} \quad (2.38)$$

(2.38) denkleminin özel çözümü için,

$$x_p = D \sin \bar{\omega} t \text{ ve } F_0 = m\omega^2 x_{st} \quad (2.39)$$

düşünülürse,

$$D = \frac{x_{st}}{1 - (\bar{\omega}/\omega)^2} \quad (2.40)$$

elde edilir. (2.38) denklemi tekrar yazılırsa,

$$x = x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin \omega t + -x_{st} \cdot \frac{\bar{\omega}/\omega}{1 - (\frac{\bar{\omega}}{\omega})^2} \sin \omega t + x_{st} \frac{1}{1 - (\frac{\bar{\omega}}{\omega})^2} \sin \bar{\omega} t \quad (2.41)$$

Burada birinci ve ikinci terim başlangıç şartlarına, üçüncü ve dördüncü terimler ise dış kuvvete bağlıdır. Aynı zamanda birinci, ikinci ve üçüncü terimler frekans bakımından sistemin özel frekansasına da bağlıdır. Burada sistemin sönümsüz olduğu kabul edilmiştir. Ancak gerçekte sistemler az yada çok sönümlüdürler. Dördüncü terim dış kuvvet kaynaklı olduğu halde diğer üç terim sistemdeki iç etkilerden oluşurlar. Bu nedenle, gerçekte sönümlü olan sistemlerde ilk üç terim kısa bir süre sonra kaybolur. Dördüncü terim ise küçük sönümler için rezonans durumuna yakın durumlar dışında pek az bir farkla sürekli olarak devam eder. Diğer bir ifade ile,

$$x = x_{st} \frac{1}{1 - \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega}\right)^2} \sin \bar{\omega}t \quad (2.42)$$

kalır. Buradan x deplasmanı ve X yay kuvveti için,

$$x(t) = \frac{1}{K} \frac{1}{1 - (\bar{\omega} - \omega)^2} F(t) \quad (2.43)$$

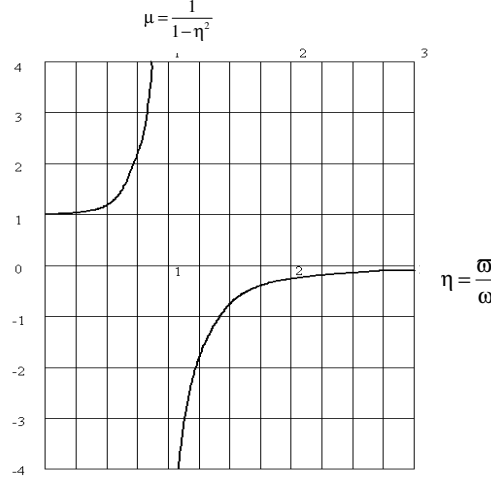
$$X(t) = \frac{1}{1 - (\bar{\omega} - \omega)^2} F(t) \quad (2.44)$$

sonucu çıkar.

Bu durumda, $\bar{\omega} < \omega$ ise kütleinin deplasmanı ve yay kuvveti dış kuvvete uygun, $\bar{\omega} > \omega$ ise uygun değildir. Birinci durumda dış kuvvet çekerken yayda çekme kuvveti olduğu halde, ikinci durumda basınç kuvveti oluşur.

Yaydaki kuvveti bulmak için $F(t)$ kuvvetini, deformasyonu bulmak için ise bu kuvvetin statik olarak etkimesi halinde neden olacağı deformasyonu dinamik büyültme katsayısı (DMF) ile çarpmak gerekmektedir. Bu katsayı $\eta = (\bar{\omega}/\omega)$ oranına bağlı olup değişimi de Şekil 2.3 de verilmiştir.

$$DMF = \mu = \frac{1}{1 - (\bar{\omega}/\omega)^2} \quad (2.45)$$



Şekil 2.3: Sinüzoidal kuvvet halinde dinamik büyültme katsayısı (Demir ve Öztürk, 1992).

Grafikten görüldüğü üzere $\bar{\omega}$, ω dan çok küçük ve dış kuvvet yavaş değişiyor ise sistem statik kuvvet etkisinde gibidir. Öte yandan, $\bar{\omega}$, ω dan çok büyük ise sistemde zorlamalar ve deformasyonlar çok küçük olmaktadır. Ancak, bu durumda yüksek frekansta titreşimler söz konusudur. $\bar{\omega}$, ω ya yakın değerde ise DMF büyük değerler alır. $\bar{\omega} = \omega$ için grafikten DMF'nin sonsuza gidebileceği sonucu çıkartılabilir.

Ancak, yukarıda yer alan çözüm $\bar{\omega} \neq \omega$ için geçerlidir. Sonlu kuvvetler altında dinamik hesaplamaların sonsuza gitmesi mümkün değildir. Çünkü sistem zorlamaların belli bir değere ulaşmasında kalacaktır.

2.2.2.2 Sönümlü sistemin zorlanmış titreşimleri

Sisteme $F(t)$ kuvvetinin etkimesi hali için

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.46)$$

$$\text{veya } \ddot{x} + \xi\omega\dot{x} + \omega^2x = \frac{F(t)}{m} \quad (2.47)$$

yazılabilir. x_0 ve \dot{x}_0 başlangıç koşulları için,

$$x(t) = e^{-\xi\omega t} \left(x_0 \cos \omega_D t - \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega x_0}{\omega_D} \sin \omega_D t \right) + \frac{1}{m\omega_D} \int_0^t F(\tau) e^{-\xi\omega(t-\tau)} \sin \omega_D(t-\tau) d\tau \quad (2.48)$$

bulunur.

Sisteme, (2.32) de belirtilen sinüzoidal kuvveti etkidiğinde sönümsüz hal için (2.39) da düşünülen $x_p = D \sin \bar{\omega} t$ yerine, $x_p = D \cos \bar{\omega} t + E \sin \bar{\omega} t$ düşünülürse,

$$\begin{aligned}
 x = & e^{-\xi \omega t} \left(x_0 \cos \omega t + \frac{\dot{x}_0 + \xi \omega x_0}{\omega_D} \sin \omega_D t \right) \\
 & + x_{st} e^{-\xi \omega t} \frac{2\xi \eta \cos \omega_D t + \eta \frac{\omega}{\omega_D} [2\xi^2 - (1 - \eta^2)] \sin \omega_D t}{(1 - \eta^2)^2 + (2\xi \eta)^2} \\
 & + x_{st} \frac{(1 - \eta^2) \sin \bar{\omega} t - 2\xi \eta \cos \bar{\omega} t}{(1 - \eta^2)^2 + (2\xi \eta)^2}
 \end{aligned} \tag{2.49}$$

bulunur. Bu ifadede yer alan birinci ve ikinci terimler sistemin özel frekansına bağlıdır ve zamanla kaybolurlar. Üçüncü satır ise dış kuvvete bağlıdır ve devamlıdır. Sonucu satırdaki kesirli ifade devamlı dinamik etkiyi temsil etmektedir.

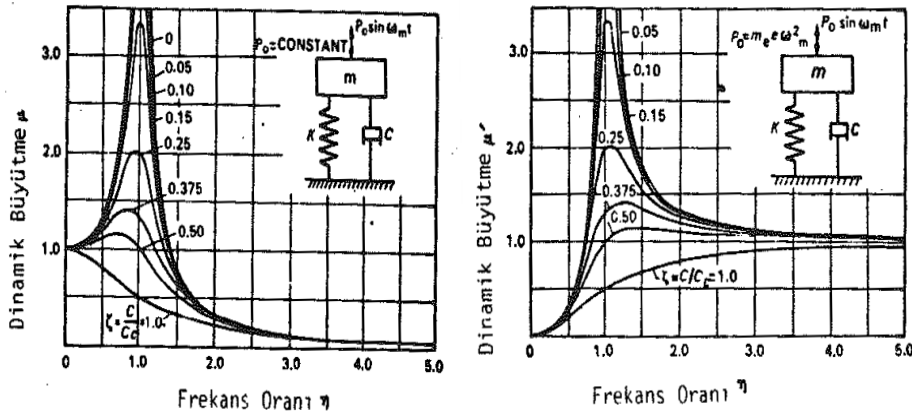
Bu ifadeden hareketle dinamik çarpan,

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\xi \eta)^2}} \text{ elde edilir.} \tag{2.50}$$

Sinüzoidal kuvvet, açısal hızı ($\bar{\omega}$) olan, m büyüklüğünde ve e eksentrisiteli bir kütleden kaynaklanıyorsa sisteme etki eden maksimum kuvvetin ifadesi,

$$x_{\max} = \mu m e \bar{\omega}^2 = \mu \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^2 m e \omega^2 = \eta^2 \mu m e \omega^2 = \mu' m e \omega^2 \tag{2.51}$$

$$\text{Burada, } \mu' = \eta^2 \mu = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\xi \eta)^2}} \text{ olur.} \tag{2.52}$$



Şekil 2.4 : Bir serbestlik dereceli sönümlü sistemin dinamik çarpan eğrileri (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

$\xi = c/c_c$ ve $\eta = \bar{\omega}/\omega$ oranına bağılı olan μ' ve μ değerlerinin değişimi Şekil 2.4 te gösterilmiştir.

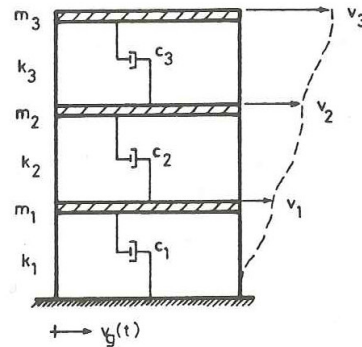
2.2.3 Rezonans durumu

Bu halde $\omega = \omega_n$ durumu söz konusudur. Yani, sistemin titreşim frekansı ile zorlayıcı kuvvetin titreşim frekansı birbirine eşit, diğer bir ifade ile $\eta = 1$ ' dir. Bu durumda, sönümsüz titreşimler için elde edilen genlik ifadeleri incelendiğinde, $\eta = 1$ olması ifadeleri sonsuz değerlere taşır. Böylece deplasmanlar çok kısa bir süre içerisinde sistemin göçmesine yol açar.

Sönümlü titreşim hallerinde de benzer durum söz konusudur. Fakat denklemlerdeki sönüm oranının da sonuçlarda etkili olduğu görülmektedir. Yani sönüm oranının çok büyük seçilmesi durumunda, ω_n ' in ω ' ye çok yakın olması durumunda dahi genlik değerleri belirli bir büyüklükte kalır. Fakat gerçekte sistemlerin sönüm oranı ok büyük olmadığından $\eta = 1$ durumu sönümlü sistemlerde de rezonans durumuna sebep olur.

2.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Bir sistemin hareket halinde bulunduğu konum eğer birden fazla parameter ile belirlenebiliyor ise, bu tür bir sistem çok serbestlik dereceli bir sistemdir. S.stemin serbestlik derecesi, hareket halindeki konumu tam olarak belirlemek için gerekli olan parameter sayısı kadardır ve sistem serbestlik derecesi kadar bağımsız hareket şekline sahiptir. Böyle bir durumda hareket denklemi serbestlik derecesi kadar diferansiyel denklemden oluşur. Şekil 2.5 te çok serbestlik dereceli sisteme örnek olarak çok katlı çerçeve sistem gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Çok katlı çerçeve sistem (Celep ve Kumbasar, 1992).

Sisteme etkiyen dış kuvvet,

$$\{F(t)\} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (2.53)$$

olsun. Bu kuvvetin bir kısmı ivmelendirilir bir kısmı ise yaylarda olduğu gibi deformasyonu geri çağırıcı kuvvetlere gider. Geri çağırıcı kuvvetleri,

$$\{P(t)\} = \begin{Bmatrix} P_1(t) \\ P_2(t) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ P_n(t) \end{Bmatrix} \text{ ve deformasyonları da } \{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ x_n(t) \end{Bmatrix} \quad (2.54)$$

ile gösterelim. Buradan hareketle sistemin serbest titreşimlere ait hareket denklemi,

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0 \quad (2.55)$$

zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemi ise

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.56)$$

olur. Burada, $[m]$: kütle matrisi ve $[k]$: rijitlik matrisidir.

2.3.1 Çok serbestlik dereceli sistemin serbest titreşimleri

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0 \quad (2.57)$$

denkleminin çözümü burada sözkonusudur. Denklemin çözümünün birden çok olduğu varsayılır ise, bu çözümlerden i numaralısı,

$$\{x_i\} = \{x_i(t)\} = \begin{Bmatrix} x_{1i}(t) \\ x_{2i}(t) \\ \dots \\ \dots \\ x_{ni}(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_{1i}(t) \\ a_{2i}(t) \\ \dots \\ \dots \\ a_{ni}(t) \end{Bmatrix} f_i(t) \quad (2.58)$$

şeklindedir. Diğer bir ifade ile,

$$\{x_i\} = \{a_i\} f_i(t) \text{ ve Aynı şekilde, } \{\ddot{x}_i\} = \{a_i\} \ddot{f}_i(t) \text{ olur.} \quad (2.59)$$

elde edilebilir. (2.57) ve (2.56) değerleri (2.55) de yerine konulursa sistemin hareket denklemi,

$$[m]\{a_i\} f_i(t) + [k]\{a_i\} f_i(t) = 0 \quad (2.60)$$

şeklinde elde edilir.

Diğer bir ifade ile sistemin hareket denklemi,

$$[m]\{a_i\} \frac{\ddot{f}_i(t)}{f_i(t)} + [k]\{a_i\} = 0 \text{ ' dir.} \quad (2.61)$$

$$\frac{\ddot{f}_i(t)}{f_i(t)} = -\omega_i^2 \text{ ise sistemin hareket denklemi,}$$

$$f_i(t) = A_i \sin \omega_i t + B_i \cos \omega_i t \quad (2.62)$$

Sıfır çözümden farklı $\{a_i\}$ çözümünü bulmak için denklemin katsayılar matrisi determinanı,

$$\Delta = \{[k] - \omega_i^2 [m]\} = 0 \quad (2.63)$$

olmalıdır. Bu denklemden pozitif ve birbirinden farklı n tane reel kök elde edilir. Diğer bir ifade ile bu denklemden n tane ω_i değeri elde edilir. Bu ω_i değerlerinin her biri için sıfırdan farklı,

$$\{a_i\} = \begin{Bmatrix} a_{1i}(t) \\ a_{2i}(t) \\ \dots \\ \dots \\ a_{ni}(t) \end{Bmatrix} \text{ elde edilir. Sonuçta, katsayıları başlangıç koşullarından belirlenmek}$$

$$\text{üzere sistem, } \{x_i(t)\} = \begin{Bmatrix} a_{1i} \\ a_{2i} \\ \dots \\ \dots \\ a_{ni} \end{Bmatrix} (A_i \sin \omega_i t + B_i \cos \omega_i t) \text{ şeklinde hareket eder.}$$

2.3.2 Çok serbestlik dereceli sistemin zorlanmış titreşimleri

Sönümsüz durum için hareket denklemi,

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.57)$$

şeklinde ifade edilmişti. Deplasmanlar bir önceki kısımda bulunan $[a]$ vektörleri ile tanımlanırsa ve $\{\Phi(t)\}$ birinci dereceden çözüm katsayısı olmak üzere,

$\{x(t)\} = [a]\{\Phi(t)\}$ yazılabilir. L_i , $\{a_i\}$ vektörünün uzunluğu olmak üzere,

$L_i^2 = \{a_i\}^T [m]\{a_i\}$ olur, aynı zamanda $[L^2\omega^2] = [a]^T [k][a]$ olarak yazılabilir.

olarak yazılabilir. Bu ifadelerden,

$$L_i^2 \ddot{\phi}_i + L_i^2 \omega_i^2 \phi_i = \{a_i\}^T \{F(t)\} \quad (2.58)$$

elde edilir. Sistemi genel çözümü ise,

$$\phi_i = A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t + \frac{1}{\omega_i} \frac{1}{L_i^2} \int_0^t \{a_i\}^T \{F(t)\} \sin \omega_i (t - \tau) d\tau \quad (2.59)$$

şeklindedir.

$\dot{\phi}_{i0} = \dot{\phi}_i(0) = \omega_i B_i$ ise, katsayılar başlangıç koşullarına bağlı olmak üzere sistemin

genel çözümü, $\{x\} = [a]\{\phi\} = \sum_{i=1}^n \{a_i\}\phi_i$ olur.

3. MAKİNA TEMELLERİNİN TASARIMI

Bir makina temelinin tasarımı konusu sadece statik yükler altındaki bir temelin tasarımından daha komplekstir. Makina temelinin tasarımında tasarımcı, statik yüklerin yanısıra dinamik yükleri de hesaba dahil etmek durumundadır. Tasarımda temel nokta makinanın çalışmasından dolayı oluşan dinamik davranışın doğru tahmin edilmesi ve bu davranışın temelin üzerine oturduğu sisteme transferinin emniyetli biçimde yapılmasıdır (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

Zemine hareketli yüklerin basıncını aktarmak zorunda olan temeller, yükün hareket şekline bağlı olarak, çarpmalı veya titreşimli yükler tarafından zorlanırlar. Bu zorlamalar aynı büyüklükteki sabit yüklere göre çok daha uygunsuz olabileceklerinden, bunların temele boyut verirken mutlaka dikkate alınması gerekecektir. Temelin bu şekilde dinamik zorlanmaları, örnek olarak iletim ve asansör kulelerinde yükün birden durması halinde veya makina temelindeki kitlelerin ileri geri hareket etmesi veyahut da ağırlık merkezleri dönme ekseninin dışında bulunan kitlelerin dönmesi halinde oluşabilir. İletim kulelerinin yalnız bir defa çarpma impulsuna maruz kalmasına karşılık, makina temelleri, makinanın hareketine bağlı olarak tekrarlanan impuls kuvvetine maruz kalırlar. Bu durum temeli titreşim yapmaya zorlar ve etkisi impuls frekansı temelin frekansına ne kadar yakınsa o kadar büyük olur. Eğer her iki frekans birbirine eşitse, bu halde rezonans meydana gelir ve temelin titreşimi temel parçalanıncaya kadar devam eder. Bu nedenle, temel yapısının hareketli yükler dolayısı ile oluşacak statik ve dinamik zorlanmalarının incelenmesinde, temel yapısı özgül titreşim frekansının dönen makina kısımlarının kuvvet impulse frekansı ile yani makinanın dönüş sayısı ile rezonans halinde bulunmadığının kontrolü şarttır (Schoklitsch, 1956).

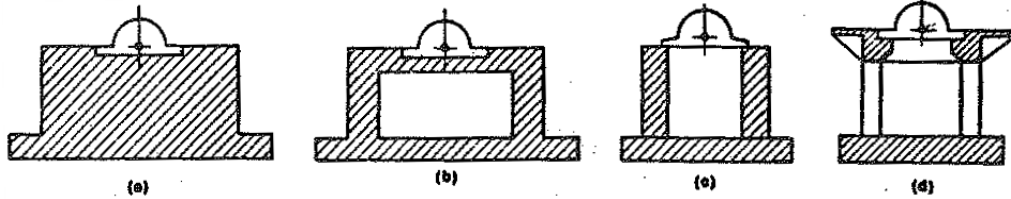
3.1 Makina Tipleri

Makinalar temel tasarımında göz önüne alınan kriterlere göre aşağıdaki şekilde sınıflandırılır:

1. İmpakt kuvveti oluşturan makinalar: Şahmerdanlar, presler.
2. Periyodik kuvvet oluşturan makinalar: Kompresörler, pistonlu makinalar.
3. Yüksek hızlı makinalar: Tirbünler, döner kompresörler.
4. Diğer makinalar: Pompalar, hadde makinaları, kırıcılar.

Yapısal özelliklerine göre makina temelleri ise aşağıdaki şekilde sınıflandırılırlar:

1. Blok tipi temeller: Makinanın dayandığı büyük beton kütlesi şeklindedir.
2. Kutu veya keson tipi temeller: Makina içi boş beton blok üzerine oturtulur.
3. Duvar tipi temeller: Bir çift duvardan oluşturulur ve makina üzerine oturtulur.
4. Çerçeve tipi temeller: Düşeyde kolonlardan ve bu kolonları yatayda birbirine bağlayan kirişlerden oluşturulur ve makina üzerine oturtulur.



Şekil 3.1 : Makina temel tipleri (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).
a) Blok tipi b) Sandık tipi c) Duvar tipi d) Çerçeve tipi

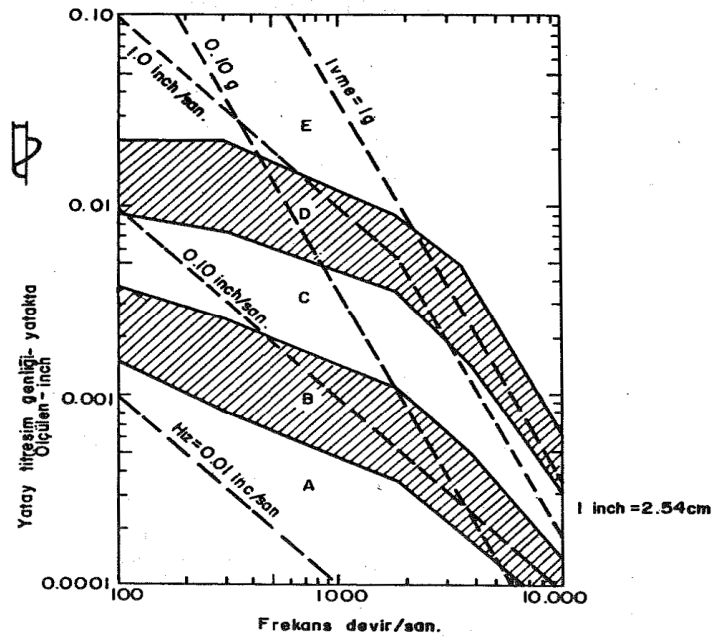
3.2 Projelendirmede Esaslar

Makina temellerinin tasarımında göz önüne alınan temel hususlar şu şekildedir:

1. Temel maruz kalacağı kuvvetlere dayanacak mukavemette olmalıdır. Ezilme veya kayma kırılmaları olmamalıdır.
2. Oturmalar kabul edilebilir sınırlarda ve uniform olmalıdır.
3. Makina ve temel grubunun ağırlık merkezi ile temel tabanının ağırlık merkezi aynı şakul üzerinde veya imkan nispetinde böyle olmalıdır.
4. Rezonans nedeni ile zemin-temel sisteminin özel frekansı makinanın işletme frekansından uzak olmalıdır.
5. İşletme genlikleri izin verilen sınırlarda olmalıdır.
6. Makinaların dengelenmemiş kuvvetlerin oluşmasına neden olacak kısımları mümkün olduğunca iyi dengelenmelidir (Demir, 1986).

Arya, O' Neill ve Pincus (1984), makina temelleri tasarımında dikkat edilmesi gereken konuları şu şekilde belirtmiştir:

1. Statik yük taşıma kapasitesi oturma alanına göre zemin basıncının % 50' si nispetinde olmalıdır.
2. Oturma uniform olmalı, temel tabanının ve makina yüklerinin ağırlık merkezleri azami % 5 oranında birbirinden sapma göstermelidir.
3. Statik yükler ile modifiye edilmiş dinamik yüklerin toplamı izin verilen zemin basıncının % 75' ini geçmemelidir.
4. Statik yükler ile dinamik yüklerin ağırlık merkezleri temel tabanının ağırlık merkezinden azami % 5 mertebesinde sapma göstermelidir. Toplam oturma miktarı temele bağlı boruların toplam sapma oranına bağlı olarak kabul edilebilir sınırlarda olmalıdır.
5. İşletme frekansı altında sistemin maksimum titreşim genliği Şekil 3.2 de gösterilen bölgelerden A veya B bölgeleri içerisinde kalmalıdır.
6. Hız ve ivme Şekil 3.2 de "B Bölgesi" nde bulunmalıdır.
7. Dinamik faktör rezonans durumunda 1.5 den küçük olmalıdır.
8. Sistemin frekansı rezonans durumundaki frekansın \pm %20 dahilinde olmamalıdır.

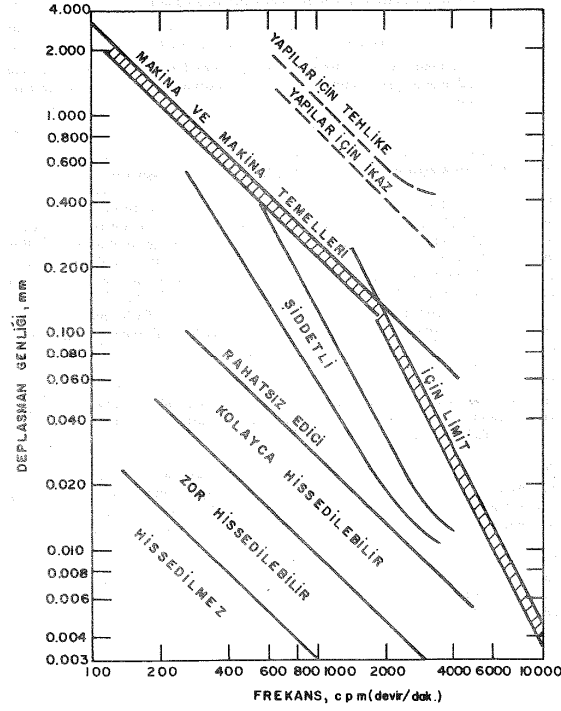


Şekil 3.2 : Döner tip makinalar için titreşim kriterleri (Öztürk ve Demir, 1992).

3.3 İzin Verilen Genlikler

Makinanın işletme frekansında meydana gelecek deplasmanların genliği belirli limitlerde olmalıdır. Ayrıca makinanın yarattığı titreşimler insan sağlığını ve konforunu rahatsız edici boyutlara ulaşmamalı, çevresinde bulunan yapılara zarar vermemelidir.

Ön projelendirme için Richard (1970) tarafından önerilen Şekil 3.3 deki değerler de baz alınabilir.



Şekil 3.3 : Değişik titreşim frekansları için limit deplasman değerleri (Demir ve Öztürk, 1992).

Çizelge 3.1 : İzin verilen titreşim genlikleri (Barkan, 1962).

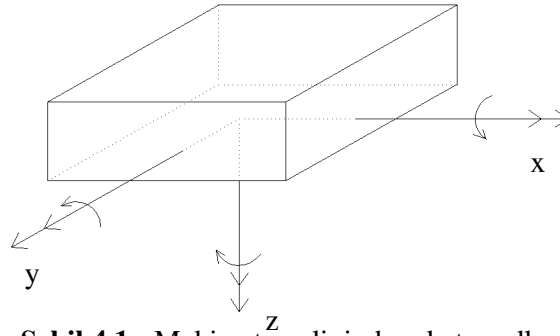
Makina Tipi	İzin Verilen Genlikler (cm)
1. Düşük Hızlı Makinalar (500 devir/dak.)	0,02 – 0,025
2. Şahmerdan Temelleri	0,1 – 0,12
3. Yüksek Hızlı Makinalar	
a. 3000 devir/dak.	
i. Düşey titreşimler	0,002 – 0,003
ii. Yatay titreşimler	0,004 – 0,005
b. 1500 devir/dak.	
i. Düşey titreşimler	0,004 – 0,006
ii. Yatay titreşimler	0,007 – 0,009

D.D. Barkan (1962), makinaların çalışmaları üzerine gözlemleri neticesinde yukarıdaki genlik değerlerini tavsiye etmiştir.

Bizzat ekipmanın titreşi kaynağı olmadığı durumlarda inşaat sahasında başka sebeplerden ortaya çıkan titreşimlerin değerlendirilmesi ve kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalması için uygun izolasyonun yapılması gerekmektedir.

4. BLOK TİPİ MAKİNA TEMELLERİ

Genel olarak, dinamik yüklere maruz bir makine temeli, serbestlik derecesi altı olan bir sistem olarak düşünebilir. Bunlar sırası ile x, y, z, eksenleri yönlerinde ötelenme ve bu eksenler etrafındaki dönme hareketleridir (Şekil 4.1). Her serbestlik derecesi için bir denklem yazılarak altı adet hareket denklemi yazmak mümkündür. Makine temelinin kütle merkezi ile taban alanının ağırlık merkezinin birbirine göre durumu bazı modların diğer modlardan bağımsız olmasına veya olmamasına sebep olur. Dinamik analiz için çeşitli çalışmalar yapılmış ve hesap metodları ortaya konmuştur.



Şekil 4.1 : Makine temelinin hareket modları

Makine temellerini dinamik analizlerini yapmak için iki metot mevcuttur. Birisi Barkan (1962) tarafından geliştirilen ve zemini ağırlıksız lineer yaylar olarak idealize eden yaklaşımdır. Diğeri ise, zemini elastik yarı ortam kabul eden yöntemdir. Birinci metot, daha basit ve daha pratiktir. İkinci metot daha rasyonel ancak daha karışıktır. Burada, D. D. Barkan'ın önerdiği ve pratikte yeter doğrulukta sonuç veren ele alınmıştır.

Barkan'a göre, sistemin özel frekansında sönümün etkisi azdır ve sistemin özel frekansı ile makinenin frekansı birbirinden yeterince uzaksa sönümün titreşim genliği üzerindeki etkisi daha da küçük olur, ihmal edilebilir.

Eğer makina-temel ortak ağırlık merkezi ile temel taban alanının ağırlık merkezi temelin asal düzlemlerinden biri ile aynı düşey üzerinde bulunuyorsa, temelin düşey doğrultudaki öteleme hareketleri ve kütle merkezi ile taban alanının ağırlık merkezinin üzerinde bulunduğu düşey eksen etrafındaki dönme hareketleri

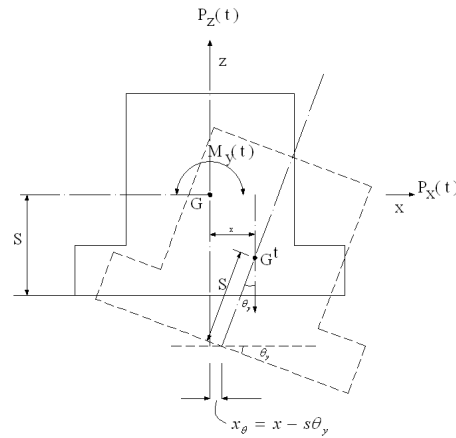
birbirinden ve diğerlerinden bağımsız hareketler olarak ortaya çıkar. Diğer taraftan yatay doğrultuda kayma hareketi ile bu hareketin olduğu düzlem içerisindeki sallanma hareketi aralarında bağımlıdırlar. Dolayısı ile z eksenini düşey eksen olduğuna göre xz vey z düzlemlerinin her birinde birbirine bağılı öteleme ve dönme hareketi şeklinde ikişer serbestlik dereceli ikişer hareket söz konusudur.

Yukarıda yapılan açıklamalar doğrultusunda şu üç problemin ele alınması gerekliliği sonucuna ulaşılır.

1. “z” eksenini doğrultusunda diğerlerinden bağımsız öteleme hareketi
2. “xz” düzleminde eşlenmiş kayma ve sallanma hareketi (yz düzlemindeki hareketin etüdü ile aynıdır.)
3. “z” eksenini etrafında diğerlerinden bağımsız dönme hareketi.

Bu kısımda D. D. Barkan tarafından önerilen hesap metodu anlatılacaktır.

Makine ile temelin ortak ağırlık merkezinin aynı düşey üzerinde buldukları kabul edilmiştir. Bu durumda, düşey eksenindeki öteleme ve dönme modları birbirinden ve geriye geriye kalan modlardan bağımsız, z eksenini düşey eksen olmak üzere, xz ve yz düzlemlerden her birinde öteleme ve dönme hareketleri kendi aralarında bağımlıdırlar.



Şekil 4.2 : Titreşen kuvvetlere maruz temelin xz düzleminde deplasmanları (Öztürk ve Demir, 1992).

m: Temel sisteminin kütlesi

W: Temel sisteminin ağırlığı

A_f : Temel taban alanı

$F_z(t)$: z eksenini doğrultusunda etkiyen zamanla değişken kuvvet

$F_x(t)$: x eksenini doğrultusunda etkiyen zamanla değişken kuvvet

$M_y(t)$: y eksenini doğrultusunda etkiyen zamanla değişken moment

I_{m_y} : y eksenine göre kütle atalet momenti

I_{m_z} : x eksenine göre kütle atalet momenti

G: Makine ile temelin ortak ağırlık merkezi

s: G' nin temel tabanının elastik merkezinden yüksekliği

$K_z(t)$: z eksenini doğrultusundaki ötelenme yay katsayısı

$K_x(t)$: x eksenini doğrultusundaki ötelenme yay katsayısı

$K_{\theta_y}(t)$: y eksenini etrafında dönme yay katsayısı

$K_{\phi}(t)$: z eksenini etrafında dönme yay katsayısı

x: x eksenini doğrultusundaki ötelenme

z: z eksenini doğrultusundaki ötelenme

θ_y : y eksenini etrafında dönme açısı

ϕ : z eksenini etrafında dönme açısı

Buna göre hareket denklemleri yazılcağı olursa,

Düşey ve yatay doğrultu için sırası ile $mz'' + K_z z = F_z(t)$ ve $mx'' + K_x(x - s\theta_y) = F_x(t)$

Sallanma hareketi(dönme hareketi) için ise

$$I_{m_y} \theta_y'' - K_x s_x + (K_{\theta_y} - Ws + K_x s^2) \theta_y = M_y(t)$$

Görüldüğü gibi z(t) birinci denklemden doğrudan elde edilir. x(t) ve $\theta_y(t)$ ise ikinci ve üçüncü denklemleri beraber kullanarak bulunur.

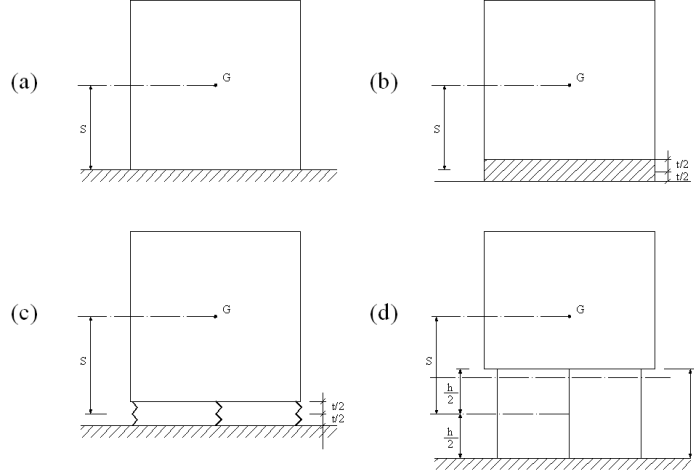
Yukarıda elde edilmiş olan xz düzlemindeki hareket denklemlerinde x ile y aralarında değiştirilerek yz düzlemindeki hareket denklemleri elde edilir.

Sinüzoidal bir $F_0 \sin \omega t$ moment etkisi altında ortaya çıkacak burulma yani z eksenini

etrafındaki dönme hareketine ait denklem

$$I_{m_z} \varphi'' + K_\varphi \varphi = F_0 \sin wt$$

dir. Burulma titreşimine ait bu diferansiyel denklemde düşey doğrultudaki titreşime ait diferansiyel denklem gibi diğer modlardan bağımsızdır ve bir serbestlik dereceli sistem gibi rahatça çözülebilir.



Şekil 4.3 : Çeşitli mesnetler üzerine oturan temel için s değerleri
a) Zemin üzerine b) Elastik yatak üzerine
c) Yaylar üzerine d) Kazıklar Üzerine
(Öztürk ve Demir, 1992).

Yukarıdaki şekilde çeşitli mesnetleme durumları için G nin temel tabanının elastik merkezinden yüksekliği olan s'nin hesaplarda kullanılacak değerleri gösterilmiştir.

Önceki kısımlarda bahsedilmiş olan çeşitli modlara ait diferansiyel denklemlerin çözümü bu bölümün devamında ele alınmıştır.

4.1 Düşey Titreşimler

Açısal frekans ve makinenin temelde uyguladığı tesir,

$$w_z = \sqrt{\frac{K_z}{m}} \quad F_z(t) = F_0 \sin w_m t \quad (4.1)$$

ile gösterilirse, F_0 kuvvetinin statik halde sebep olacağı deplasman,

olarak bulunur. Buradan, frekansların birbirine yakın olması durumunda hem titreşim genliğinin hem de zemine geçen kuvvetin büyüyeceği anlaşılır.

4.2 Düşey Eksen Etrafında Dönme Hareketi

Çözüm şekli düşey doğrultudaki titreşim çözümü ile aynıdır.

$$W_\varphi = \sqrt{\frac{K_\varphi}{I_{mz}}} \text{ ve } \varphi_{st} = \frac{F_0}{K_\varphi} \text{ Maksimum dönme ve zemine geçen moment ise,}$$

$$\varphi_{\max} = \frac{1}{1 - (w_m / w_\varphi)^2} \varphi_{st} \text{ ve } M_{\max} = \frac{1}{1 - (w_m / w_\varphi)^2} F_0 \text{ bulunur.}$$

4.3 Kayma ve Sallanma Hareketi

Bu bölümde xz düzlemi içerisindeki kayma ve sallanma hareketi incelenecektir.

Doğal Frekanslar

X eksenini doğrultusundaki kayma ve y eksenini etrafındaki sallanma hareketinden oluşan kuple hareketin doğal frekansları için karakteristik denklem,

$$w_n^4 - \frac{w_{\theta y}^2 + w_x^2}{a_y} w_n^2 + \frac{w_{\theta y}^2 w_x^2}{a_y} = 0 \quad (4.3)$$

Denklemdir. Burada, a_y ağırlık merkezinden geçen y eksenine göre kütle atalet momentinin (I_{m_y}), temel elastik merkezinden geçen ve y eksenine paralel olan eksen etrafındaki kütle atalet momentince (I_{m0_y}) orandır.

$$a_y = I_{m_y} / I_{m0_y} \quad w_{\theta y}^2 = K_{\theta y} - Ws / I_{m0_y} \quad w_x^2 = K_x / m$$

Frekans karakteristik denkleminde aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$w_1^2 = \frac{1}{2a_y} \left[w_{\theta y}^2 + w_x^2 + \sqrt{(w_{\theta y}^2 + w_x^2)^2 - 4a_y w_{\theta y}^2 w_x^2} \right] \quad (4.4)$$

$$w_2^2 = \frac{1}{2a_y} \left[w_{\theta y}^2 + w_x^2 - \sqrt{(w_{\theta y}^2 + w_x^2)^2 - 4a_y w_{\theta y}^2 w_x^2} \right] \quad (4.5)$$

Genlikler

Sisteme $F_x \sin w_m t$ kuvveti ile $m_y \sin w_m t$ momentinin birlikte etkimesi halinde yatay hareketin a_x genliğinin ve dönme hareketinin a_{θ_y} genliğinin değerleri,

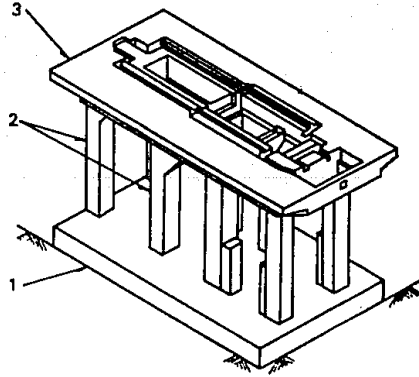
$$a_x = \left[(K_{\theta_y} - Ws + K_x p^2 - I_{m_y} w_m^2) F_x - K_x s M_y \right] / \left[m I_{m_y} (w_1^2 - w_m^2)(w_2^2 - w_m^2) \right] \quad (4.6)$$

$$a_{\theta_y} = \left[(K_x s F_x + (K_x - m w_m^2) M_y \right] / \left[m I_{m_y} (w_1^2 - w_m^2)(w_2^2 - w_m^2) \right] \quad (4.7)$$

olur. Ayrıca temel yüksekliği H olmak üzere, temelin üst kenarının x doğrultusundaki yatay deplasmanı, $a_x + (H - s)a_{\theta_y}$ olur.

5. YÜKSEK HIZLI ÇERÇEVE TEMELLER

Yüksek hızlı makinalar genellikle çerçeve temeller üzerine oturtulur. bunlara turbo jeneratörler örnek gösterilebilir. Bu tür temellerin hacimden ve malzemedan tasarruf, bakım, onarım gibi nedenlerle bütün parçalara erişebilme olanağı, oturmalar ve sıcaklık değişimleri gibi nedenlerle çatlamaya karşı daha dayanıklı olma gibi avantajları vardır.



Şekil 5.1 : Tipik çerçeve temel 1) Alt tabla 2) Kolon 3) Üst döşeme (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

Tipik bir çerçeve temel Şekil 5.1’ de görüldüğü gibi bir taban plağı, bu plağın üzerinde bulunan kolonlar ve bu kolonları üst uçlara bağlayan boyuna ve enine kirişlerden oluşur. Bu boyuna ve enine kirişler üst plak denilen bir tablayı oluştururlar. makina da bu tablanın üzerine yerleştirilir.

5.1 Tasarım Verileri

5.1.1 Makina ve zemin verileri

Makina verileri aşağıdaki şekildedir :

1. Temele etkiyen statik ve ayrı olarak dönen yüklerin durum ve büyüklüğünü gösteren detaylı yükleme diyagramı
2. Makinanın hız kapasitesi
3. Makinanın çalışma hızı

4. Makina girişinin döşeme seviyesinde yardımcı alet ve platformların planı
5. Boruların dağılımı ve dış yüzeylerinin ısısı
6. Bütün civata, boru, yiv, vb. teçizatın yer ve boyutlarını gösteren detaylı bir çizim

Zemin verileri ise aşağıdaki şekildedir :

1. Sert tabakaya ulaşıncaya kadar veya en az türbin genişliğinin üç misli derinliğe kadar zemin profile ve karakteristiği
2. Yılın muhtelif zamanlarında yeraltı suyunun izafi durumlarını gösteren grafik

5.2 Planlamada Göz Önüne Alınan Hususlar

Srinivasulu ve Vaidyanathan (1976), yüksek hızlı çerçevesiz makina temellerinin planlanması aşamasında dikkate alınması gereken hususları şu şekilde belirtmiştir.

1. Temel etrafında derz bırakılarak ana binadan veya komşu temellerden ayrılmalıdır.
2. Çubuk ve kolonlarda gerilme konsantrasyonunu önlemek ve birleşmelerde rijitliği sağlamak için sivri köşelerden sakınılmalıdır.
3. Konsollardan mümkün olduğu kadar kaçınılmalıdır. Kaçınılmaz olursa titreşime karşı uygun rijitliğin temin edilmesi sağlanmalıdır.
4. Taban tablası, zeminin uniform olmayan oturmalarını engellemek için rijit olmalıdır. Taban tablasının kalınlığı, uzunluğunun onda biri veya kolonun en az genişliği kadar (hangisi fazla ise) olmalıdır. Ayrıca, taban tablasının ağırlığı makina ve temel ağırlığının toplamından daha az olmamalıdır. Tabanın kalınlığı en az 2m. olmalıdır.
5. Enine çubuklar mümkün olduğunca taşıyıcı elemanların altına yerleştirilmelidir ve bunlara eksentrik yük gelmesinden kaçınılmalıdır.
6. Temel öyle boyutlandırılmalıdır ki, üst tabla dahil makina ve temel ağırlığının bileşkesi taban alanının ağırlık merkezinden geçmelidir.

5.3 Tasarım İlkeleri

1. Titreşim bakımından temel sisteminin tabii frekansı makinanın çalışma

frekansından mümkün olduğu kadar uzakta olmalı ve % 20' lik sınır şartı sağlanmalıdır.

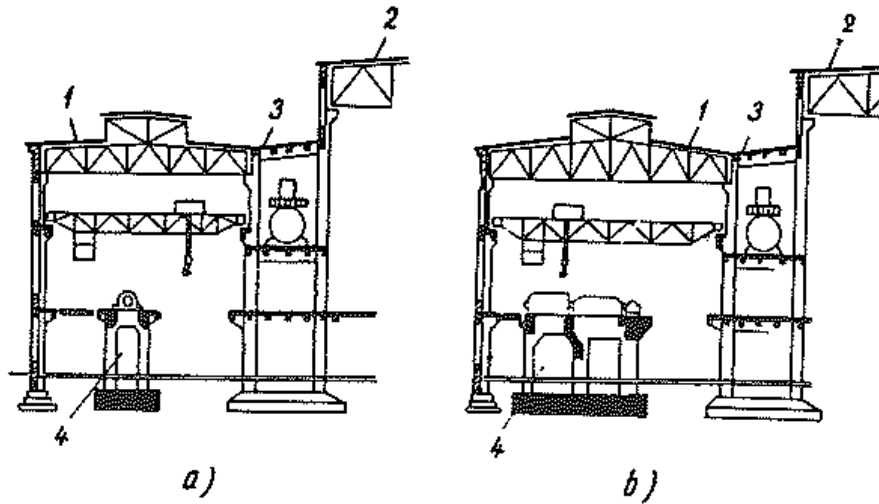
2. Titreşim genliği izin verilen sınırlar içerisinde kalmalıdır.

3. Statik hesaplar her yükleme durumu için ayrı olarak uygulanmalıdır. Sabit yükler, yatay ve düşey yönde dinamik yükler, geçici yükler, ısı ve rötre etkisi nedeni ile oluşan yükler en emniyetsiz şekilde birleştirilmeli, bu birleşimden dolayı oluşacak eğilme moment diyagramı tasarımda esas alınmalıdır. Birlikte oluşmadıkları için tasarım yüklerine düşey ve yatay dinamik yükler ilave edilmemelidir.

4. Taban tablasının altındaki zemin gerilmesi, zemin üzerine gelmesine müsaade edilen gerilmeyi aşmamalıdır. Zemine gelecek toplam yük hesabı için dinamik düşey kuvvetin sadece yarısı dikkate alınmalıdır.

5. Makinanın eksantrik yüklemesinden çerçeve kirişlerinde meydana gelen momentler yapı hesaplamalarında dikkate alınmalıdır. (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

Turbo Jeneratörlerden oluşan bir grubun bir makina holünde boyuna ve enine yerleştirilmesi durumu aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

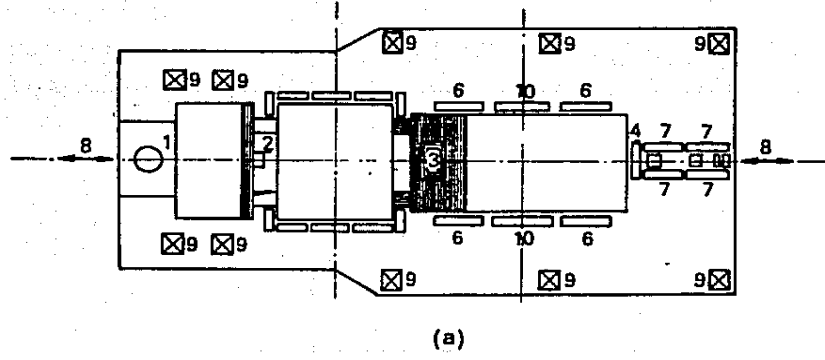


Şekil 5.2 : Turbo jeneratörlerin makina holünde yerleştirilmesi (Öztürk ve Demir, 1992).

a) Boyuna düzenleme b) Enine düzenleme

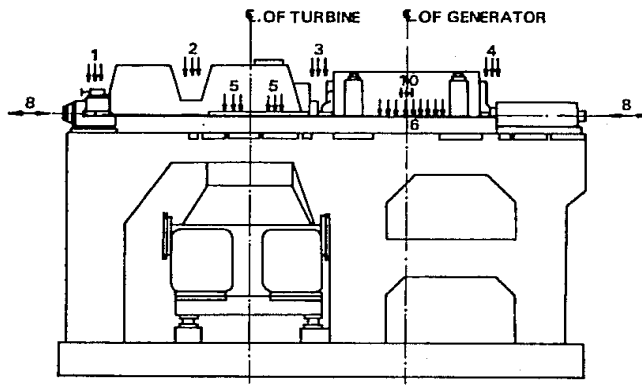
1) Makina holü 2) Kazan dairesi

3) Besleme ve transmisyon odası 4) Turbo jeneratör



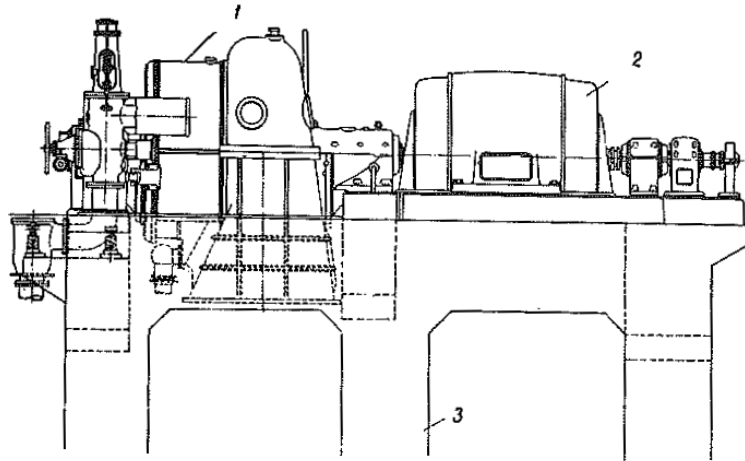
(a)

Şekil 5.3 : Turbo jeneratör için yükleme durumunu gösteren çerçeve temel planı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).



(b)

Şekil 5.4 : Turbo jeneratör için yükleme durumunu gösteren çerçeve temel kesiti (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).



Şekil 5.5 : Turbo jeneratör için çerçeve temel (Demir, 1986).
1) Türbin 2) Jeneratör 3) Çerçeve temel

5.4 Dinamik Analiz

Çerçeveleli temellerin dinamik analizi için üç farklı metot geliştirilmiştir (Demir, 1986).

5.4.1 Rezonans metodu

Bu methoda en önemli koşul makina ile temelin rezonans haline olmamasını sağlamaktır. Bunun için temelin doğal frekansı makinanın doğal frekansından % 20 farklı olmalıdır. Ancak, bu metod bir takım dezavantajları da beraberinde getirmektedir. Bunlar :

- a) Rezonans olmayacağına görülmesi yapılan projenin uygun olduğunu her zaman göstermez. Örneğin, temelin doğal titreşim frekansı makinanın çalışma frekansından çok uzak olsa bile makinanın harekete geçip hızlanması ve yavaşlaması sırasında aşırı titreşimler oluşabilir.
- b) Temelin doğal titreşim frekansı makinanın çalışma frekansına yakın olsa dahi, ortaya çıkan genliklerin küçük olması nedeni ile temele zarar gelmez.
- c) Hesap alınan tek yay-kütle sistemi basit bir sistem olup, tüm sistemler için geçerli değildir.
- d) Bu hesap, temele gelecek hasarın büyüklüğünü vermemektedir. Çünkü titreşim genliklerinin hesabı yapılamamaktadır.

5.4.2 Genlik metodu

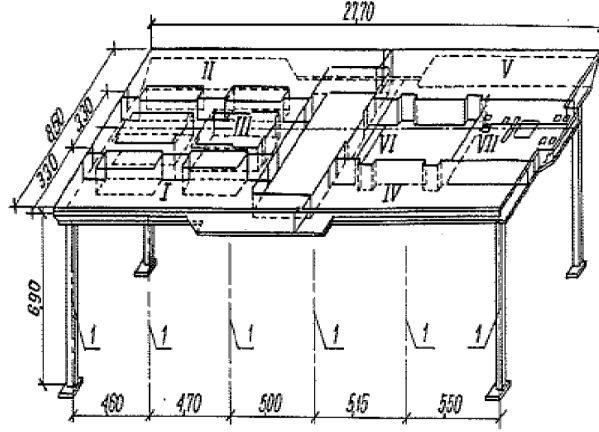
Genlik metodunda asıl şart temelin zorlanmış titreşimlerde titreşim genliğinin belirli bir değeri geçmemesidir. İki serbestlik dereceli sistem esas alınmaktadır. Temelin doğal frekansının makinanın çalışma frekansından düşük olması durumunda, hızlanma ve yavaşlama esnasında genliklerdeki artışlar ihmal edilmektedir.

5.4.3 Birleşik metot

Yukarıdan da anlaşılacağı üzere, rezonans metodu ve genlik metodu birbirlerini tamamlamaktadır. Bu sebeple, “Birleşik Metot” denilen metod türemiştir. Diğer bir adı da “Genişletilmiş Rezonans Metodu” dur.

5.5 Yapım Detayları

Şekil 5.6 da 60 MW türbin için tasarlanmış olan yüksek hızlı bir çerçeve temele ait konstrüksiyon görülmektedir.



Şekil 5.6 : Yüksek hızlı türbin için çelik konstrüksiyon çerçeve temel (Lipinski, 1972).

Yukarıda yer alan çerçeve temeli M.A.N. firmasından sağlanan St37S çeliği ile Polonya'daki Pomorzony Enerji Santrali'nde inşa edilmiştir. Çerçeve sistem, önceden yapılmış ve levha kalınlıkları 10 ve 30 mm arasında olan 7 montaj parçasından ve levha kalınlıkları 8, 12 ve 15 mm olan toplam 12 kaynaklanmış mesnetten oluşmaktadır. İnşa için toplam çelik ihtiyacı 156 t tutmuştur. Montajlanan en ağır parçanın ağırlığı ise 28t dur.

Temelin çelik konstrüksiyonunun montajı aşağıdaki adımlar ile gerçekleşmiştir :

1. İç kaplama levhalarının ve kama parçalarının hazırlanması (toplamda 150 parça), ankraj adaptasyonu, kaynak çalışmaları için koruma hazırlanması,
2. Taban plakasına betonlanmış alt dilimlerin üstüne 12 mesnetin dikimi, ankrajın oturtulması,
3. Zemin levhası parçaları için 150 x 6.5 çelik borulardan rulman oluşturulması ve korumaların oluşturulması,
4. İlk üç zemin levhası parçalarının montajı (I, II, III) ve parçaların hidrolik veya vida yuvalarına dayanan mesnetlerin ve rulmanların üstlerine dayandırılması,
5. Başka levha parçalarının montajı (IV, V, VI, VII) ve montaj vidaları yardımı ile levhaların mesnetler ile birleştirilmesi,

6. Levhaların mesnetlerle kaynaklanması (5 Kaynakçı, Kaynak makinesi 500 A),
7. Kaynak testi yapılması,
8. Dikey mesnet pozisyonlarının ayarlanması, ankrajların gerilmesi, levhanın konumunun belirlenmesi,
9. Levhalar üzerinde kaynak çalışmaları yapılması,
10. Test, ayarlama, düzeltme ve kabul işlemleri (Lipinski, 1972).

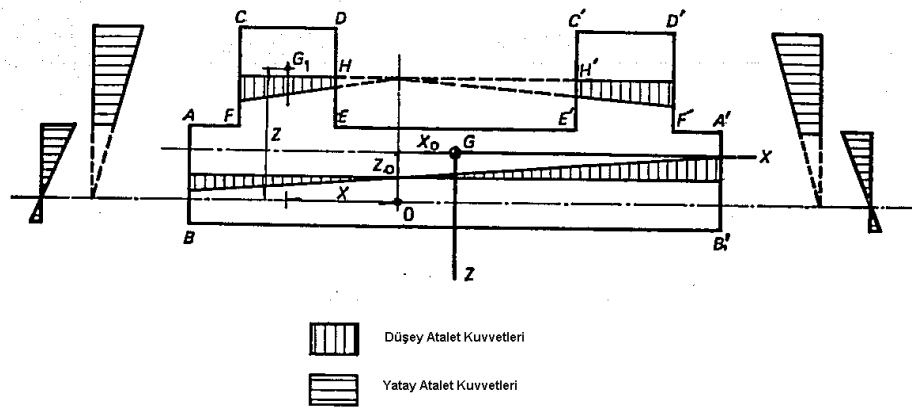
6. PİSTONLU MAKİNALARIN TEMELLERİ

Pistonlu makinaların; buhar makinaları, dizel makinalar, iletim komprösrleri ve iletim pompaları gibi makina gruplarını kapsar. Pistonlu makinaların temelleri genellikle fonksiyonel sebeplerden dolayı boşluklar bırakılmış blok tipi temellerdir.

6.1 Temele Etkiyen Kuvvetler

Projelendirme statik ve dinamik yükler için yapılır. Statik yükler için temelin, makinanın ağırlıkları ve diğer statik yükler ele alınır. Dinamik hesapta, etkiyen dinamik yükler bir yorulma katsayısı ile büyütülür. Bu katsayısı 3 olarak kabul edilir. Temel etkiyen kuvvetler büyütüldüğü için bunların neden olduğu atalet ve reaksiyon kuvvetleri de bu büyütme çarpanı ile büyütülmüş olur.

Temele etkiyen kuvvetleri yayılı kuvvetlerdir. Bunların kuvvet ve moment olarak çeşitli doğrultulardaki değerleri bileşke olarak bulunabilir. Kesit tesirlerinin belirlenebilmesi için yayılı olan atalet kuvvetlerinin doğru bir biçimde dağıtılması gerekir. Örnek olarak, Şekil 6.1 de gösterilen temel dikdörtgenlerden oluşmaktadır. Bu dikdörtgenlerden CDEF parçasının xz düzlemindeki titreşimleri ele alınsın.



Temel titreşimlerinin dikey ve yatay doğrultudaki genlikleri a_x ve a_z , xz düzlemi içerisindeki dönme hareketinin genliği de a_{θ_y} ile gösterilsin. x_0 , z_0 ise temel ve makinanın ortak ağırlıklı merkezinden geçen asal eksnlere göre "0" dönme makina

merkezinin koordinatları olarak gösterilirse, $x_0 = -a_z/a_{\theta y}$, $z_0 = -a_x/a_{\theta y}$ olur.

CDEF kısmına düşen atalet kuvvetleri aşağıdaki formüllerle bulunur.

$$(P_{mz})_{CDEF} = W_{CDEF} \left[\frac{(P_m)_z (M_m)_y}{W I_{my}} \cdot \frac{x}{g} \right] \quad (6.1)$$

$$(P_{mx})_{CDEF} = W_{CDEF} \left[\frac{(P_m)_x (M_m)_y}{W I_{my}} \cdot \frac{z}{g} \right] \quad (6.2)$$

Burada, $(P_m)_z$ ve $(P_m)_x$ toplam atalet kuvvetlerini, $(M_m)_y$ ataletten ileri gelen toplam moment, W_{CDEF} CDEF parçasının ağırlığı, x ve z G_1 ' in CDEF Parçasının ağırlık merkezinin koordinatlarını, W temelin ağırlığını, I_{my} dönme eksenine göre kütle atalet momentini göstermektedir.

Atalet moment dağıtım diyagramı dönme merkezinin yerine bağlı olarak üçgenler veya trapzelerden oluşur. X ve Z , G_1 ağırlık merkezinin "0" merkezi orijin alındığında, görel koordinatlar olarak tanımlarsa,

$$X = x - x_0 \quad \text{ve} \quad Z = z - z_0$$

$$(P_{mz})_{CDEF} = \left[W_{CDEF} \frac{(M_m)_y}{I_{my}} \cdot \frac{x}{g} \right] \quad (6.3)$$

$$(P_{mx})_{CDEF} = \left[W_{CDEF} \frac{(M_m)_y}{I_{my}} \cdot \frac{z}{g} \right] \quad (6.4)$$

olarak yazılabilir. Üniform bir kütle dağılımı var ise, temelin her dikdörtgen kısmı için atalet kuvvetleri dağılımı şu şekilde elde edilir. Düşey atalet kuvvetlerinin uç ordinatlarını birleştiren doğru yatay çizgiyi kestiği yerde keser.

Yatay atalet kuvvetinin ordinatlarını birleştiren doğru bu hal için düşey olan taban çizgisini dönme merkezinden geçen yatay çizginin bu çizgiyi kestiği noktada keser. Atalet kuvveti dağılım diyagramının net alanı yukardaki denklemlerden hesap edilene eşit olur.

Eğer tahmin özel frekansı makinanın çalışma frekansına göre çok büyükse, atalet kuvvetlerinin değerleri çok küçük olacağından hesaplamaya gerek kalmaz. Veya, sistemin özel frekansı makinanınkine göre çok küçükse, temel altına geçen kuvvetler ihmal edilebilir.

6.2 Sönümleyiciler Üzerine Oturtulan Temeller

Bazı durumlarda titreşim genliğini normal olarak kabul edilenin çok altında bir değerle sınırlamak gerekebilir. Eğer temel kütesinin ve taban alanının uygun seçilmesi ile bu gerçekleşmiyorsa, temel tabanının altında sönümleyiciler kullanmak gerekebilir (Demir ve Öztürk, 1992).

6.2.1 Sönümleyicilerin kısa teorisi

Sönümleyiciler münferit ayaklar üzerinde veya taban plağı üzerinde oturtulurlar. Bu münferit ayaklar veya taban plağı zemin üzerine, sönümleyicilerin üzerine de üst temel bloğu oturtur. Makina ise bu temel bloğu üzerine oturtur.

Sönümleyiciler kullanılıyorsa, sistem iki kütle ve iki yaydan oluşur. Normalde böyle bir sistemin on iki serbestlik derecesi vardır. Ancak ağırlık merkezlerinin yerlerinin uygun ayarlanması ile sistemin düşey titreşimleri diğer hareketlerden bağımsız olur. Böylece sistemin serbestlik derecesi iki olarak alınabilir. Hareketin genlikleri ise,

$$a_1 = \frac{\varpi_2^2}{m_1 f(w_m^2)} F_0, \quad a_2 = \frac{(1+a)\varpi_1^2 + a\varpi_2^2 - w_m^2}{m_2 f(w_m^2)} F_0 \quad (6.5)$$

olarak elde edilir. Burada,

$$\varpi_2^2 = k_2 / m_2, \quad \varpi_1^2 = k_1 / (m_1 + m_2) \quad (6.6)$$

$$f(w_m^2) = w_m^4 - (1+a)(\varpi_1^2 + \varpi_2^2)w_m^2 + (1+a)\varpi_1^2\varpi_2^2 \quad (6.7)$$

$$a = m_2 / m_1 \text{ ve } F_0 = \gamma w_m^2 \quad (6.8)$$

olmak üzere a_1 ve a_2 $F_0 \sin w_m t$ kuvveti etkisi altında m_1 ve m_2 kütlelerinin genlikleri, k_1 m_1 kütle altında zeminin yay katsayısı, k_2 sönümleyici grubunun yay katsayısı γ ise makina ile ilgili bir katsayıdır.

Eğer sönümleyici yoksa ve sönüm ihmal edilecek kadar küçük ise, temelin düşey doğrultudaki genlikleri,

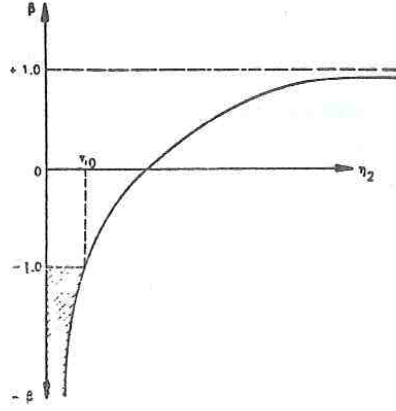
$$a_z = \frac{F_0}{(m_1 + m_2)(\varpi_1^2 - w_m^2)} \quad (6.9)$$

ve sönümleme derecesi de,

$$\beta = a_z / a_1 \text{ olur.} \quad (6.10)$$

Aşağıdaki şekilden de anlaşıldığı gibi sönümleyici $0 < \zeta_2 < \zeta_0$ olduğu zaman efektiftir. Burada,

$$\zeta_1 = \frac{\bar{\omega}_1}{w_m}, \quad \zeta_2 = \frac{\bar{\omega}_2}{w_m} \quad \text{ve} \quad \zeta_0 = \frac{\sqrt{(1+a)\zeta_1^2 - 1}}{2(1+a)(\zeta_1^2 - 1)} \quad \text{olarak tanımlanır.} \quad (6.11)$$

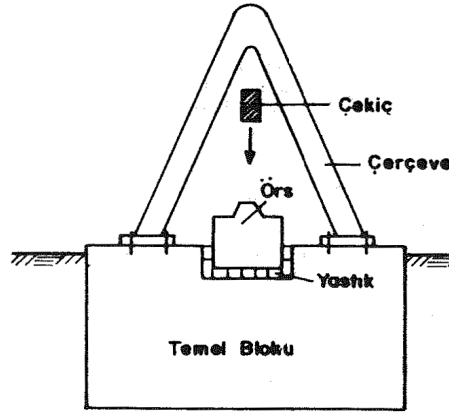


Şekil 6.2 : Sönümleyici etkinlik bölgesi (Demir ve Öztürk, 1992)

7. İPAKT TESİRLERİNE MARUZ TEMELLER

Şahmerdanlar impakt tipi makinaların en tipik örneklerinden biridir. İki çeşit şahmerdan vardır. Bunlardan birinde örs sabit, diğesinde o da düşen koç gibi hareket eder ve bu hareketleri birbirine doğrudur. Buna karşı darbeli şahmerdan da denir.

Blok tipi temeller genellikle şahmerdanlar için kullanılır. Şekil 7.1 de blok temel üzerine oturan bir şahmerdan görülmektedir. Burada, örs bir elastik altlık üzerine oturtulmuş olup, koç bunun üzerine düşer. Temel ise ya doğrudan zemine ya da başka bir elastik altlık üzerine oturtulur. Temel altına konan elastik altlıklar, yalıtımı sağlar (Demir, 1986).



Şekil 7.1 : Tipik şahmerdan temeli şematik görünümü (Özkan, 1994)

7.1 Planlamada Göz Önüne Alınacak Hususlar

Darbe yükü taşıyan temelerde planlama sırasında aşağıdaki hususlar göz önüne alınır (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

1. Örsün merkezi, temel ve makinanın müşterek kütle merkezi ve temel taban ağırlık merkezini aynı şakul üzerinde bulunmalıdır.
2. Örsün ve temelin altında elastik plakalar kullanılması halinde yüklemenin düzgün dağılmasına ve bu plaka malzemesinin su, yağ vb. maddelerden korunmasına dikkat edilmelidir. Aksi takdirde bu plakanın elastik özellikleri bozulabilir. Temelin bütün çevresince istinat duvarlarından oluşan tekne biçiminde bir yapının içerisine

oturtulması önerilir. Temel ve çevre duvarlarının arasında hava boşluğu yahut elastik malzeme ile doldurulmuş boşluk bırakılmalıdır.

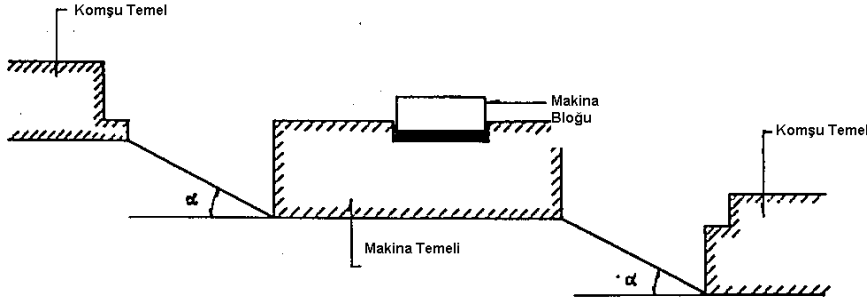
3. Örsün altında elastik mesnet amacı ile ahşap kullanılırsa, ahşap kirişler bir ızgara teşkil edecek şekilde yatay olarak yerleştirilmelidir. Bu kirişler ayrıca rutubete karşı korunmalıdır.

4. Kullanılan elastik plakaların kalınlıkları, malzemesinin emniyet gerilmeleri ile belirlir. Çizelge 7.1 da plaka kalınlıkları gösterilmiştir.

Çizelge 7.1 : İzin Verilen Titreşim Genlikleri

Şahmerdan Tipi	Aşağıdaki tonajda düşen ağırlık için yastık kalınlığı (m)		
	$\leq 1t$	1t-3t	$>3t$
1. Çift Etkili Şahmerdan	0.2	0.2-0.6	0.6-1.2
2. Tek Etkili Şahmerdan	0.1	0.1-0.4	0.4-0.9
3. Dövme Şahmerdan	0.2	0.2-0.6	0.6-1.0

5. Şekil 7.2 de gösterildiği üzere, komşu iki temel farklı kotlarda oturtulduğu takdirde iki temelin yakın kenarlarını birleştiren doğru çizgi yatay eksen ile 25° den büyük bir açı yapmamalıdır.



Şekil 7.2 : Komşu temellerin yerleştirilmesi ile ilgili esaslar
(Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

7.2 Zemin Üzerine Oturan Temellerin Hesabı

7.2.1 Temelin minimum ağırlığının ve gerekli oturma alanının tespit edilmesi

$$W_{\min} = W_t \left[8(1+k)v - \frac{W_a + W_{st}}{W_t} \right] \quad (7.1)$$

Temelin genliđi, dűşey titreşimlerde 1 mm den küçük olmalıdır.

Bu kaide kullanılarak temelin minimum ağırlığının hesabı yapılır. Sonuç yön olarak elde edilir. Forműldeki diğer parametreler ise,

W_t : Dűşen Koçun Ađırlıđı

k : Çarpma Katsayısı (İstampa şahmerdanlarda 0.5; dűvme şahmerdanlarda 0.25 olarak alınır.)

v : Başlangıç Hızı(m/s olarak alınır.)

W_a : rsűn Ađırlıđı

W_{st} : şahmerdan standının ağırlığıdır.

Temel taban alanının minimum değerı ise,

$$A_{\min} = \frac{20(1+k)}{\sigma_p} v.W_t \quad (7.2)$$

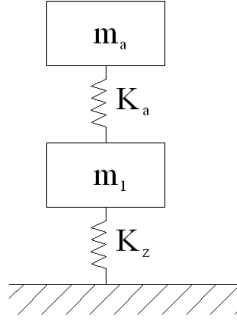
olarak, zemin gerilmesinin σ_p műsaade edilen değerini geçmemesi şartı kullanılarak bulunur. Çizelge 7.2 de çeşitli şahmerdan kafa ağırlıkları için rs altındaki temel kalınlıklarının minimum değerleri gűsterilmiřtir.

Çizelge 7.2 : Minimum temel kalınlıkları (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

şahmerdan kafasının ağırlığı (t)	rs altındaki temelin minimum kalınlığı (m)
< 1t	1
2t	1.25
4t	1.75
6t	2.25
> 6t	>2.25

7.2.2 Dűşey titreşimlerin hesabı

řahmerdan temelleri esas olarak dűşey titreşim için hesap edilirler.



Şekil 7.3 : Dinamik analiz için örs ve temelin oluşturduğu model sistem (Demir ve Öztürk, 1992).

Düşey titreşimlerin hesabı için şekilde görülen iki kütleli sistem göz önüne alınır. Kütleler,

$$m_f = (W_f + W_{st}) / g \quad \text{ve} \quad m_a = W_a / g \quad (7.3)$$

olarak belirlenir. Burada, m_a örsün kütlesi, m_f ise temelin kütlesidir. Düşey titreşimler için zeminin yay katsayısı,

$$C'_z = a.C_z, \quad K_z = C'_z.A_f \quad (7.4)$$

olarak bulunur. Burada C_z zeminin gerçek temel alanına tekabül etmek üzere uniform basınç tasman katsayısıdır. “a” deneysel olarak tayin edilmekle birlikte şahmerdanlar halinde 3 olarak alınabilir. Sınır frekansları hesap edilecek olursa örs ait sınır frekansı,

$$w_a = \sqrt{K_a / M_a} \quad \text{ve} \quad K_a = E_a A_a / t_a \quad (7.5)$$

olarak belirlenir.

Burada K_a örs altındaki yastığın yay katsayısıdır. Diğer sınır frekans w_z ise örsle bitişik yayın rijitliğini sonsuz farz ederek hesaplanır.

m_{st} temel üzerine outran şahmerdan standının kütlesi olmak üzere,

$$w_z = \sqrt{K_z / (m_a + m_f + m_{st})} \quad \text{hesaplanır.} \quad (7.6)$$

Doğal frekanslar,

$$f(w_m^2) = w_m^4 - (1+a)(\omega_1^2 + w_2^2)w_m^2 + (1+a)\omega_1^2 w_2^2 = 0 \quad (7.7)$$

denkleminde belirtileceklerdir. Burada,

$$a = \frac{m_a}{m_f + m_{st}} \quad (7.8)$$

denklemden bulunacak iki pozitif kök alınır.

Koçun impakttan hemen önceki hızı, serbest düşümlü şahmerdan ve çift tesirli şahmerdan için,

$$v = a\sqrt{2gh_0} \quad (7.9)$$

olarak serbest düşümlü şahmerdan için belirlenir. Burada, “ h_0 ” düşme yüksekliği “ a ” ise egzoz buharının direnimidir. Çift tesirli şahmerdan halinde ise,

$$v = a \frac{2g(W_t + PA)t}{W_t} \quad (7.10)$$

olarak bulunur. Burada, “ P ” ortalama piston basıncını, “ A ” piston alanını, “ t ” ise strok uzunluğunu ifade eder.” a ” katsayısı 0.65 olarak alınabilir.

İmpakttan hemen sonraki hız,

$$v = \frac{1+k}{1+W/W_t} \quad (7.11)$$

şeklinde hesaplanır. “ W ” impakta maruz sistemin kütesidir. $W=W_a$ Eksantrik çarpma halinde çarpmadan hemen sonraki hız ve açısal hız,

$$v = \frac{1+k}{1+W/W_t + e^2/i^2} v \quad (7.12)$$

$$\theta = \frac{(1+k)e}{i^2(1+W/W_t) + e^2} v \quad (7.13)$$

olarak bulunur. Burada, “ e ” impaktın eksantrisitesi, “ i ” hareket eden sistemin

dönme eksenine göre atalet yarıçapıdır.

$$\text{Temelin titreşim genliği ise, } a_f = \frac{-(w_a^2 - w_2^2)(w_a^2 - w_1^2)V}{w_a^2(w_1^2 - w_2^2)w_2} \text{ ile bulunur.} \quad (7.14)$$

$$\text{Örsün genliği de, } a_a = \frac{-(w_a^2 - w_1^2)V}{(w_1^2 - w_2^2)w_2} \text{ ile ifade edilir.} \quad (7.15)$$

Dinamik reaksiyonlar hesap edilecek olursa,

$$(F_d)_f = \lambda K_2 a_f \quad (7.16)$$

denklemleri ile temel altındaki $(F_d)_f$ reaksiyonu bulunur. Burada, λ yorulma çarpanı olup 3 olarak alınabilir.

$$(F_d)_a = \lambda K_a (a_f - a_a) \quad (7.17)$$

denklemleri ile de, örs altında oluşan reaksiyon bulunur. Genliklerin yukarıda verilen müsaade edilen değerleri geçmemesi için bir kontrol yapılabilir. Üniform bir gerilme yayılımı kabul edilerek zemin gerilemesi,

$$\sigma_s = \frac{W + (F_d)_s}{A_f} \quad (7.18)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada “W” makina ve temelin toplam ağırlığıdır. Örs altındaki elastik yastıktaki gerileme ise,

$$\sigma_a = \frac{W_a + (F_d)_a}{A_a} \quad (7.19)$$

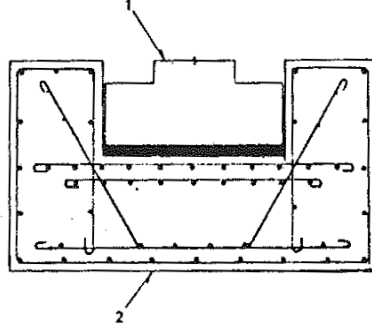
ile bulunur. σ_s ve σ_a nın zemin ve altlık malzemesinin müsaade edilen gerilmelerini geçmemesi gerekmektedir.

7.2.3 Kesit hesapları

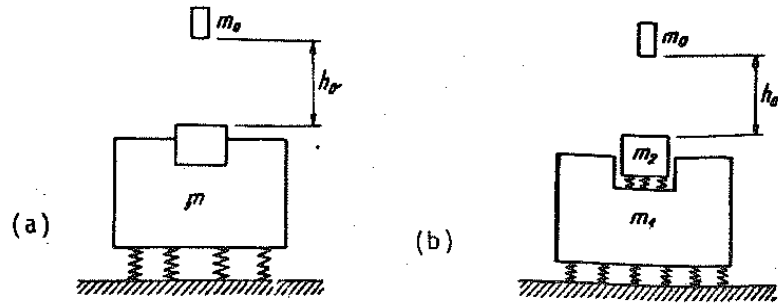
Sisteme örs ve zeminden gelecek kuvvetler ile toplam atalet kuvveti denge içindedir. Bu toplam atalet kuvveti sistemi oluşturan kütlelere aşağıdaki formülle dağıtılır.

$$(F_m)_i = \frac{W_i}{\sum W_i} F_m \quad (7.20)$$

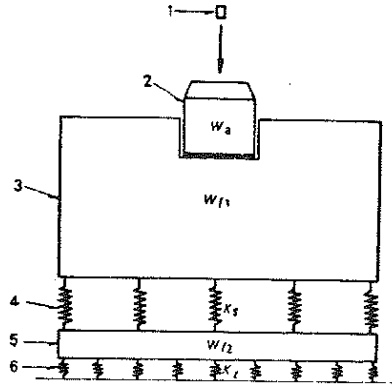
Burada F_m toplam atalet kuvvetini göstermektedir. Bundan sonra kesit tesirleri elde edilir. Daha sonra ise, dinamik yüklemelerden elde edilen sonuçlar ile statik yüklemelerden elde edilen sonuçlar superpoze edilerek esas alınacak tesirler bulunur. Bir şahmerdan temelinde donatı düzenlemesine ait örnek Şekil 7.4, 7.7 ve 7.8 de verilmiştir.



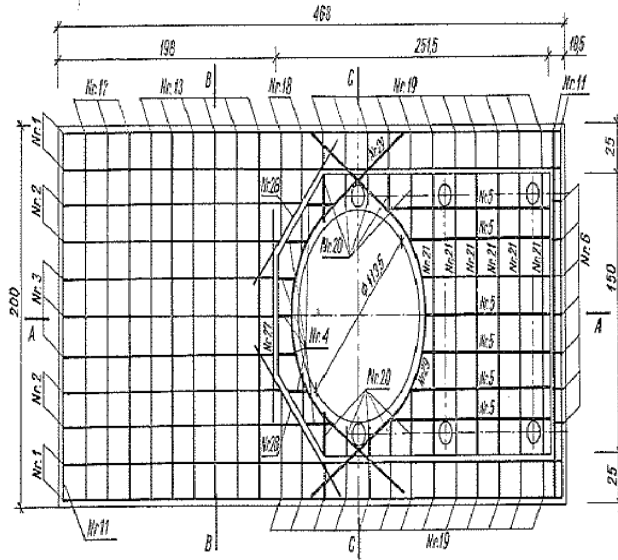
Şekil 7.4 : Bir şahmerdan temelinde donatı yerleşimi (Demir ve Öztürk, 1992).
1) Örs bloğu 2) Betonarme temel



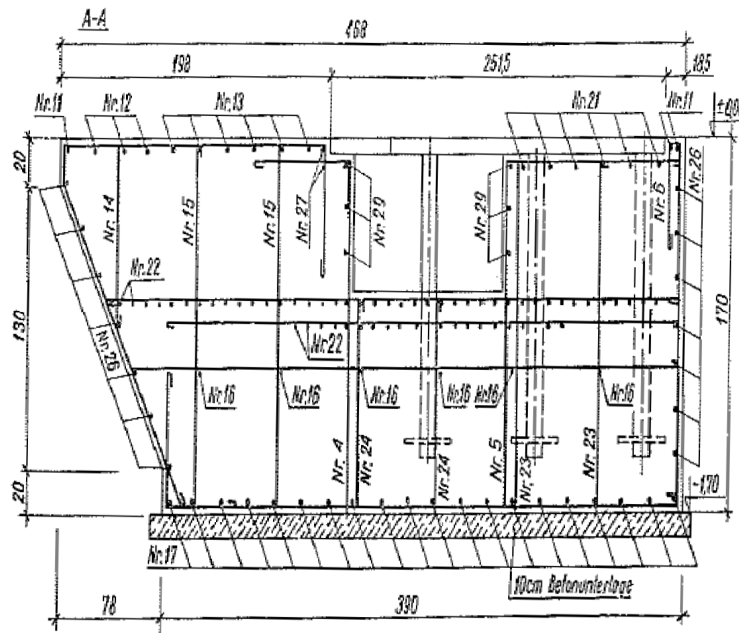
Şekil 7.5 : Örsün temel tabanına yerleşimi (Demir ve Öztürk, 1992).
a) Rijit olarak b) Arada elastik tabaka olmak üzere oturması



Şekil 7.6 : Yayalar üzerinde oturan şahmerdan temeli (Demir ve Öztürk, 1992).
1) Koç 2) Örs 3) Üst temel bloğu 4) Yay tabakası
5) Alt temel bloğu 6) Zeminin teşkil ettiği yay tabakası



Şekil 7.7 : Şahmerdan temeli planı donatı detayı (Lipinski, 1972).



Şekil 7.8 : Şahmerdan temeli kesidi donatı detayı (Lipinski, 1972).

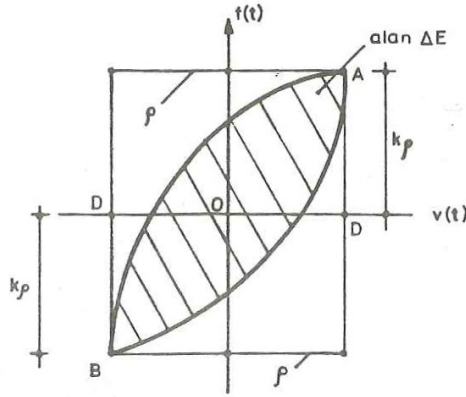
8. MAKİNA TEMELLERİNDE KULLANILAN YAPI ELEMANLARI VE YAPIM DETAYLARI

Makine temellerinde kullanılan yapı elemanları genel olarak iki gruba ayrılır.

1. Birinci gruptaki elemanlar, temelde kullanılan ve dinamik yükü alıp nakledenlerdir.
2. İkinci gruptakiler ise titreşim sönümleyen ve absorbe eden elemanlardır.

8.1 İnşaat Malzemesinin Değişen Yükler Altındaki Davranışı

Hook Kanunu' na göre statik olarak yüklenen bütün yapıların sadece elastik deformasyonlar yaptığı kabul edilir. Periyodik tesir eden dinamik yüklerde ise, plastik deformasyonlar elastik olanlara nazaran daha büyük bir anlam ifade eder.



Şekil 8.1 : Çevrimsel yük –şekil değiştirme diyagramı (Celep ve Kumbasar, 1992).

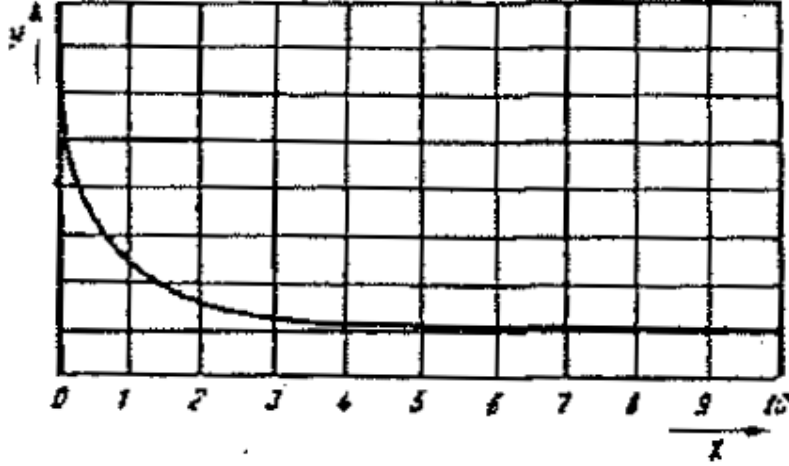
Değişen yükler altında meydana gelen kuvvet deformasyon eğrisi Şekil 8.1 de görülmektedir. Burada x eksenini deformasyonları, y eksenini de kuvveti göstermektedir. OABD alanı, dış kuvvetlerin yüklemesi sırasında yaptığı işi, OCBD alanı da boşaltma sırasında serbest kalan işi göstermektedir. Bu iki işin farkı, denenen malzemenin yüklemesi ve boşaltma sırasında absorbe ettiği işi gösterir (Şekildeki taralı alan).

Bu iş, kısmen ısıya çevrilir kısmen de malzemenin iç yapısını değiştirir. Elastik deformasyonların daimi olarak artması yüzünden, malzemenin tahrip olduğu deneylerde kırılmadan evvel, malzemede bir sıcaklık artışı görülür.

Dinamik tesire maruz kalmış yapı elemanlarının ekonomik olarak boyutlandırabilmesi, ancak kullanılan malzemenin sınırsız sayıda değişik yüklerin tesir etmesi halinde, hangi en yüksek gerilmeye dayanabileceği bilindiği takdirde mümkün olur. Bu gerilme, yorulma konusunun incelenmesiyle tayin edilebilir.

8.1.1 Yorulma

Basınç ve çekme gerilmelerine dayanklı olan bir malzeme, eğer tekrar eden bir yüke maruz kalır ki, bu yük maksimum statik yükten daha küçüktür, malzeme yine de belirli bir yük takrarından sonar kırılır. Bu kuvvet büyütülür veya küçültülürse kırılma, yüklemenin başka bir tekrar sayısında meydana gelir. Tekrar sayıları yükün büyümesi ile küçülür, küçülmesiyle büyür. Neticede kuvvet küçültülerek öyle bir değere varılır ki, tekrar sayısı istenildiği kadar arttırıldığında bile kırılma olmaz.



Şekil 8.2 : Yük tekrar sayısı ile kırılma yükü arasındaki bağlantı (Akçaoğlu, 1988).

Bu olay Şekil 8.2 de grafik olarak gösterilmiştir y-ekseni kırılmaya kadara olanyükün tekrar adedini, x- eksenini de gerilmeleri ifade etmektedir. Görüldüğü gibi yük tekrarının artmasıyla gerilmeler azalmakta ve asimptotik bir değere varmaktadır. Burdan da anlaşılacağı gibi yükün birkaç kere tesir etmesi , malzemenin maksimum gerilme sınırını büyük ölçüde azaltacaktır.

Yorulma sınırı, yükün sonsuz olarak alternatif tesir etmesi halinde maddenin kırılmadan tahammül edebileceği gerilme olarak tarif edilebilir.

8.1.2 Malzemenin elastik özellikleri

Yapı malzemesinin dinamik yükler altındaki davranışının incelenebilmesi için, yorulma sınırının yanı sıra bütün elastik ve sönülmeyen özelliklerinin bilinmesi gerekir. Malzeme elastik özellikleri, dinamik yükler altında statik yüklerdekinden farklı olduğundan sadece, “E” elastisite modülünün bilinmesi yeterli değildir.

Her yapı malzemesinin elastik özelliklerinin tespitinden sonra periyodik tesir eden kuvvetlerde bunların ne şekilde değiştiği de bilinmelidir.

Titreşim teorisine göre serbest veya harmonik titreşimlerin sönümlenmesi, rezonans durumunu ve zorlanmış titreşime maruz kalmış sistemin amplitud büyüklüğü yapı malzemesinin iç mukavemetine bağlıdır. Bu iç mukavemet, bir nevi içsel sürtünme açısı veya enerji absorbe etme kabiliyetine tekabül eder ki, buna dinamik yüklemeye elastik olmayan deformasyon denir.

8.2 Yapılarda Yükleri Alan veya Nakleden Yapı Malzemeleri

8.2.1 Tuğla

Tuğladan yapılan temeller, basınç mukavemetine sahip olmalarına rağmen, çekme ve kesme kuvvetlerine karşı mukavemetleri çok az olması sebebiyle tavsiye edilmezler. Ayrıca dinamik yükler altında ufalanma tehlikesi de gösterirler. Sadece statik yük gibi kabul edilen küçük makinelerin temelleri, portland çimentosuyla yapılan harçla örülmek şartıyla tuğladan yapılabilirler. Bu tip temellerin elastisite modülleri 10×10^4 - 10×10^5 N/cm² sınırları arasında değişir ve genel olarak statik yükün meydana getirdiği basınç gerilmelerinin büyümesiyle artar. Bu durum, bilhassa rezonans hali için önemli olup her iki sınır değer de dikkate alınmalıdır.

8.2.2 Taş

Tuğla temeller için anlatılanların çoğu taş temeller için de geçerlidir. Bütün aralıkların harçla doldurulmasına özen gösterilmelidir. Taşlar birbirine esaslı bağlanmalıdır.

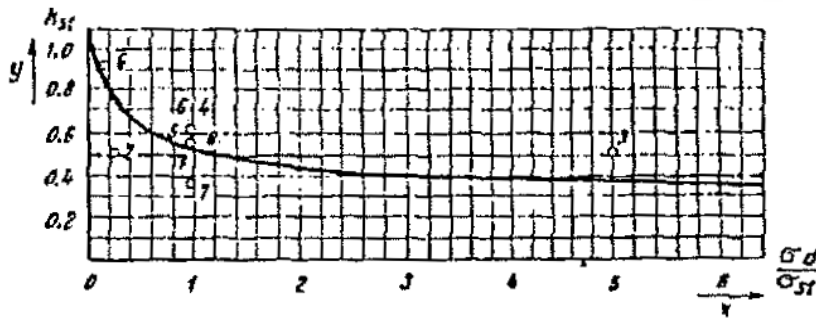
8.2.3 Beton

Beton, blok tipi makine temellerinde kullanılır. Bu durumda betonun iyice sıkıştırılması gerekir. Beton, betonarme betonu ile birlikte, gerilmelerin küçük oluşu

yüzünden kullanılabilir. statik yüklemde bulunan elastisite modülü, genel olarak dinamik yüklem için de geçerli ise de % 20- %30 oranında bir fark meydana gelebilir.

8.2.4 Betonarme betonu

Makine temelleri için en uygun yapı elemanlarıdır. Hem basınç hem de çekme kuvvetlerine karşı mukavemettir. Betonarme betonun dinamik yükler altındaki davranışı da sıklıkça incelenmiştir. Şekil 8.3 de dinamik ve statik gerilme oranlarının statik mukavemetle bağlantısı görülmektedir.



Şekil 8.3 : Dinamik ve statik gerilme oranlarının statik mukavemetle bağlantısı (x-dinamik ve statik oranı, y-statik yüklemdeki mukavemet sınırı) (Akçaoğlu, 1988).

Betonarme kirişler üzerinde yapılmış titreşim deneyleri, dinamik yük altındaki deplasmanın, aynı büyüklükteki statik yükün meydana getirdiği deplasmanın iki katı kadar olduğunu göstermiştir. Dinamik gerilmelerin, ayrıca kirişin zati titreşim frekansını azalttığı, yani kirişin rijiditesinin düştüğü izlenmiştir. Yükün muayyen bir tekrarından sonar E değeri sabit kalmaktadır. Dinamik yüklerde E, statik yüklemde bulunanadan ± 30 kadar farklı olabilir. BS25 için dinamik elastisite modülü $E=3000000 \text{ N/cm}^2$ dir.

8.2.5 Metaller

Makine temelleri için en çok kullanılan dökme demiri, dış etkenlerin tesiriyle meydana gelecek olan aşınmanın önlenmesi için boyanmalıdır. Statik ve dinamik zorlama sınırı gerilmeleri yaklaşık olarak birbirlerine eşittirler.

Kaynaklı sistemlerde ise yorulma oldukça önemli bir rol oynar. Statik ile dinamik elastisite modülleri arasındaki fark %5 civarındadır.

8.2.6 Ahşap

Ahşabın, makina temeli malzemesi olarak kullanılabilmesi için temel ya sürekli kuru hava şartlarının hüküm sürdüğü bir ortamda bulunmalı, ya da su içerisinde inşa edilmelidir. Bu kriterler, ahşabın çürümesini önlemek amacıyla gerçekleştirilmelidir. Ahşap malzemesinin basınç ve çekme mukavemetinin yaklaşık olarak aynı olması yüzünden makine temellerinde kullanılabilirler. Yapılan deneyler sonunda ahşabın dinamik yüklemeye mukavemetinin, statik yüklemeye mukavemetinin %24 -%33' ü kadar olduğu görülmüştür.

8.2.7 Titreşim Sönümleyen Malzemeler

Titreşim meydana getiren makineler, altlarındaki yapıdan veya temelden titreşim sönümleyici özelliği olan bir tabakayla ayrılmalıdırlar. Bu tabaka ayrıca, makinenin elastik olarak mesnetlenmesini de sağlar. Titreşimin sönümlenmesi, malzemenin plastik karakterinden dolayı titreşimi absorbe etmesiyle mümkün olmaktadır. Titreşim sönümleyici malzemeler makine ile alt yapısı veya temeli arasında konulduğu gibi titreşimlerin civara yayılmasından korkulduğu hallerde temelle zemin arasında da yerleştirilirler. Titreşimlerin sönümleşmesi ve izolasyonu geniş kapsamlı bir konu olduğundan dolayı bir ana başlık halinde incelenmesi daha uygun olmaktadır.

8.3 Yapım Detayları

Bu bölümde tasarımcı kadar sahadaki mühendisi de ilgilendiren makine temellerinin yapım detayları genel hatlarıyla anlatılmıştır.

8.3.1 Temel betonun dökülmesi

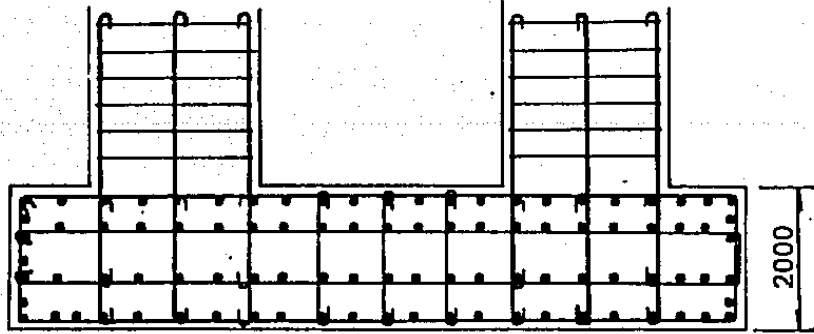
Temel betonu yatay tabakalarda dökülmelidir. Beton dökülmesi işlemi tek bir operasyonda bitirilmelidir. Çerçeve temeller halinde, önce taban döşemesinin betonu dökülmelidir ve üst yapının betonunun dökülmesi bir süre ertelenebilir. Birleşim noktalarının yerleri tasarımcı tarafından dikkatlice seçilmelidir ve yapının performansı açısından da uygulama mühendisi tarafından gereken önem verilmelidir. Eski beton üzerine beton dökülmeden önce, üst yüzey tel fırça fırçalandıktan sonra yeni beton dökülmeden önce bir çimento şerbeti tabakası eski yüzey üzerine uygulanmalıdır.

8.3.2 Donatı düzenlenmesi

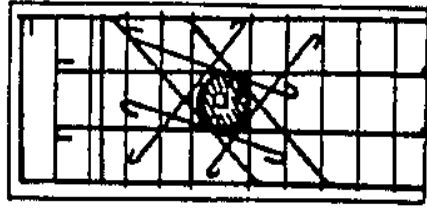
Donatı düzenlenmesi bütün yüzeyler üzerinde, boşluklar çevresinde uygulanmalıdır. Blok tip temelerde ve çerçeve temellerin taban döşemelerinde üç doğrultuda donatı kullanılır. Blok temelerde beton hacmine göre minimum donatı 25 kg/m^3 olmalıdır. 16-25 mm çapında donatılar genellikle kullanılır. Donatının korunması için beton tabakası altta en az 75 mm, yanlarda ve üstte ise en az 50 mm olmalıdır. Çerçeve temellerin alt döşemelerinde donatı yoğunluğu 50 kg/m^3 civarında olmalıdır. Dairesel boşluklar için, donatılar daire çapının 50 katı bir uzunlukta üst üste bindirilmeli ya da kesişim noktalarının ötesinde çapın 40 katı kadar uzatılmalıdır. Bütün boşluklar çevresinde çelik donatı boşluğun kesit alanının yüzde 0.5-0.75' i kadar olmalıdır. Bu bir kafes formu şeklinde sağlanır (Şekil 8.5).

Şekil 8.4 de çerçeve temeller için taban döşemesi donatı detayı için tipik bir örnek görülmektedir. Şekil 8.6 – 8.7 de çerçeve temeller için tipik detaylar gösterilmiştir.

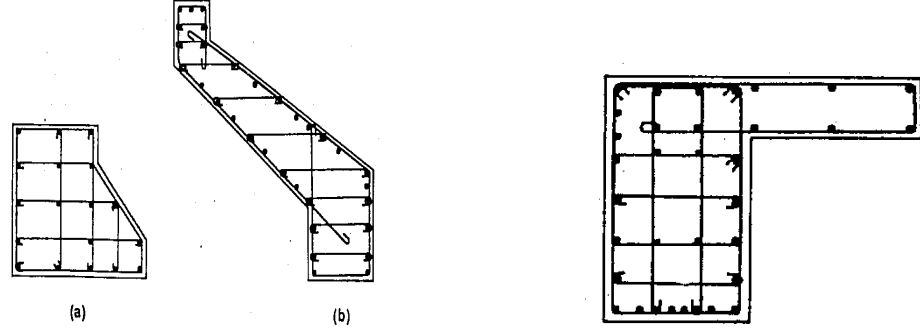
Şekil 8.8 da ise tipik bir kolon kiriş birleşim bölgesi detayını gösterilmektedir.



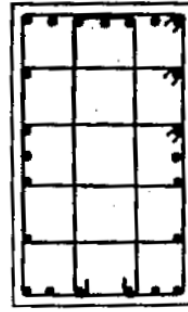
Şekil 8.4 : Çerçeve temelin taban döşemesinde tipik donatı detayı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).



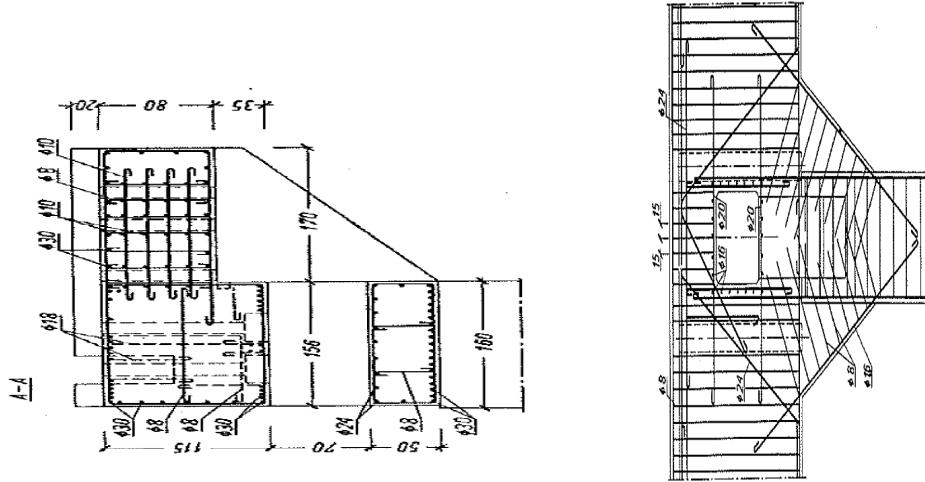
Şekil 8.5 : Boşluk çevresinde tip donatı detayı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).



Şekil 8.6 : Tip ve boyuna kiriş donatı detayı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).



Şekil 8.7 : Kolon tip donatı detayı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).

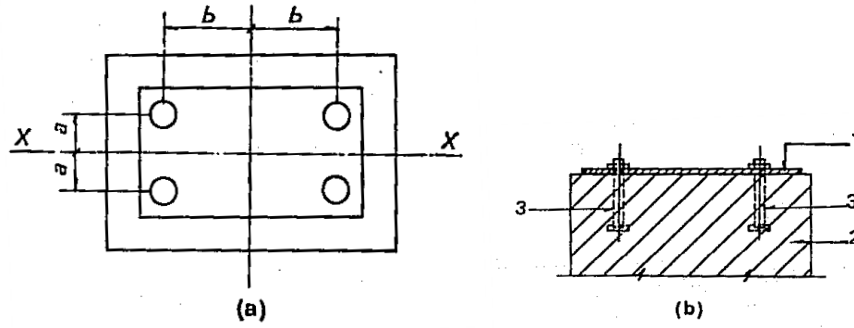


Şekil 8.8 : Kolon kiriş birleşim detayı (Lipinski, 1972).

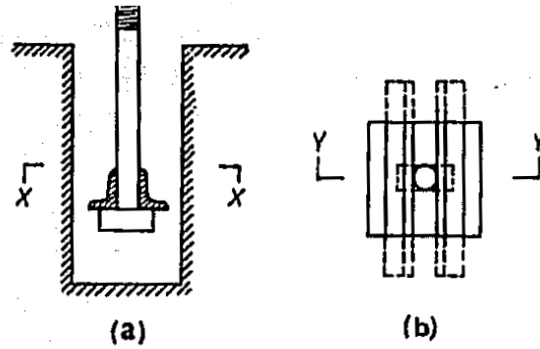
8.3.3 Birleşim elemanları

Makinalar genellikle temele taban plakları ve ankraj bulonları ile sabitlenirler. Bu amaçla, temel betonu dökülmesi taban plakası seviyesinde durdurulmalıdır. Bu boşluk çimento şerbetiyle doldurulmalıdır. 20-30 cm genişliğinde taban plakaları için, 2-3 cm kalınlık idealdir. Daha geniş plakalar için kalınlık 5 cm ye kadar çıkabilir.

Taban plakaları temele ankraj bulonları ile sabitlenir. Bunun için bulonlar taban plakasındaki deliklere uygun şekilde yerleştirilmelidir. Bu bir şablon kullanılarak yapılabilir. Bütün bulonlar şablona doğru pozisyonda vida somunları ile yerleştirilir ve betonun prizinden sonra çıkarılır. Ankraj bulonları için betonda uygun boşluklar bırakmakta uygundur. Bu boşluklar daha sonra çimento şerbeti ile doldurulur. Şekil 8.9 da bir ankraj bulonu deliği detayı görülmektedir. Cıvata delikleri tabanda yatay bir tüp şeklinde boşluk içine açık şekilde olmalıdır. Böylece deliklerin beton dökülmeden önce temizlenmesi sağlanır. Bulon delikleri çok fazla olmamalıdır. Şekil 8.9 da ankraj bulonu yerleşim detayı görülmektedir. Tipik bir ankraj bulonu bağlantısı Şekil 8.10 da görülmektedir.



Şekil 8.9 : Ankraj bulonu yerleşim detayı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).
a) Plan b) x-x Kesidi
1) Şablon 2) Temel 3) Ankraj bulonu



Şekil 8.10 : Ankraj bulonu bağlantı detayı (Srinivasulu ve Vaidyanathan, 1976).
a) y-y kesiti b) x-x kesiti

9. SİMETRİK OLMAYAN TEMELLER

Makina temellerinin boyutlandırılmasında, temel-makina-mesnet sisteminin planda birbirine dik iki ekseninde simetrik olmasına özen gösterilmektedir. Ancak, bazı zamanlarda bu durumun dışına çıkılmaktadır. Simetriden sapmalar genel olarak aşağıdaki şekillerde ortaya çıkmaktadır :

- a) Temelin yada mesnet sisteminin kendi içerisinde simetrik olmaması
- b) Makinanın simetrik durum oluşturmayacak şekilde temele yerleştirilmemesi
- c) Temel güçlendirmelerinde sistemin simetrisinin korunamaması

Bu bölümde, simetriden sapma durumunda, sistemi özel ve zorlanmış titreşimleri incelenmiş, sistemin çalışma frekansı ve genliklerinin kabul edilebilir sınırlar içerisinde olup olmadığı incelenmiştir.

Sistem ile ilgili yapılan kabuller şu şekildedir.

- a) Sistemin mesnet elemanları aynı yatay düzlemde ve sistemin ağırlık merkezinden “s” mesafededir.
- b) Malzeme lineer elastiktir, yerdeğiştirme ve dönmeler yeterince küçüktür. Simetriden sapma değerleri e_x ve e_y küçüktür.
- c) Sönüm etkisi dikkate alınmamıştır.

Makina ile beraber bazı durumlarda temel kütlelerinin tamamı bazı durumlarda ise ancak bir bölümü katı cisim olarak kabul edilebilir. Bu ikinci durumda temel sistemi iki alt sistemden oluşmaktadır. Katı cisimden oluşan sistem A, elastik bölümden oluşan ise B olarak adlandırılabilir.

Sistem A' nın mesnet elemanlarının birbirinden bağımsız, kütleli, lineer elastik oldukları ve aynı yatay düzlemde (x_0, y_0) buldukları kabul edilmiştir. Bu nedenle, sistemin hareket denklemleri yazılırken mesnet elemanlarının sadece yay sabitleri girecektir.

Sistem B, genel olarak x ve y eksenleri doğrultusunda birbirinden bağımsız kabul

edilebilen kiriş veya çerçevelerden oluşmaktadır. Bunlar arasında bir döşemenin bulunması halinde bu bölüm yatay düzlem içerisindeki hareketler için katı cisim gibi kabul edilebilir. Sistem B' nin bu tip ayrı kütlelerden oluşması durumunda bu bölümün katı cismin makina-temel-yay sistemine etkisi, ayrılmış olan bölümlerin birbirinden bağımsız olarak etkilerinin toplamı kadar olacaktır.

S, M : Katı cismin ağırlık merkezini ve kütlesini,

O : Sistem A' daki mesnet elemanlarının buldukları yatay düzlem içerisindeki elastik merkezini ve aynı zamanda temel tabanının geometrik merkezini,

k_x, k_y, k_z : Mesnet elemanlarının x, y ve z eksenleri doğrultularında ötelenme rijitlik değerlerini,

d_x, d_y, d_z : Mesnet elemanlarının x, y ve z eksenleri etrafında dönme rijitlik değerlerini,

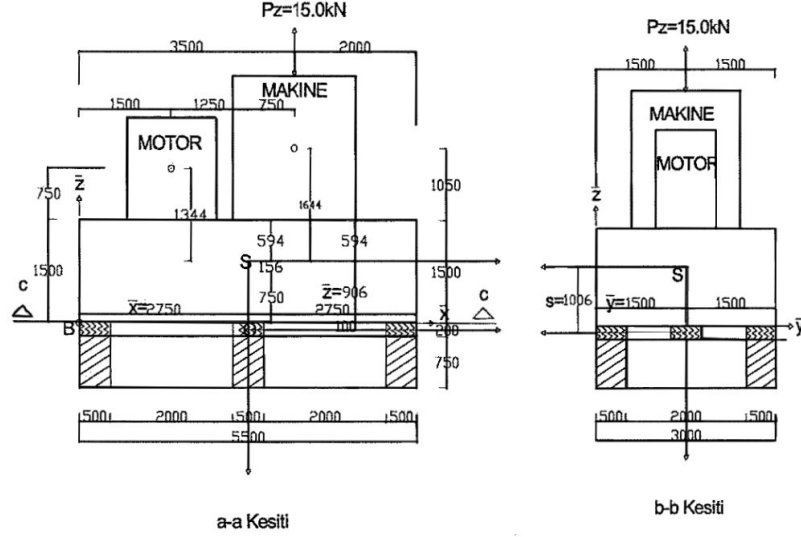
u_n, v_n, w_n : Sistemin bir n noktasındaki, sırası ile x, y ve z eksenleri yönünde pozitif kabul edilen yer değiştirmelerini,

$\phi_{xn}, \phi_{yn}, \phi_{zn}$: Sistemin bir n noktasındaki, sırası ile x, y ve z eksenleri etrafında pozitif kabul edilen dönmelerini,

e_x, e_y, s : Katı cismin S ağırlık merkezi ile O elastik merkezi arasındaki, sırası ile x, y ve z eksenleri yönündeki mesafeleri belirtir.

9.1 Düşey Yük Yaratan Makina Temeli

Bu bölümde, dört silindirli bir dizel motor için uygun bir temel sistemi tasarlanacaktır. Öngörülen temel şekli aşağıdaki gibidir.



Şekil 9.1 : Dizel makina temeli kesiti

Parametreler :

Zemin cinsi	Katı kil
Makinanın ağırlığı ve kütlesi	$W_1 = 60.00 \text{ kN}$, $M_1 = 6.12 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Motorun ağırlığı ve kütlesi	$W_2 = 40.00 \text{ kN}$, $M_2 = 4.08 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Temelin ağırlığı ve kütlesi	$W_3 = 615.00 \text{ kN}$, $M_3 = 62.69 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Sistemin toplam ağırlığı ve kütlesi	$W = 715.00 \text{ kN}$, $M = 72.88 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Harmonik olmayan düşey kuvvetin genliği	$P_d = 15.00 \text{ kN}$
Temel üst seviyesinde izin verilen genlik	0.04 mm
Makinanın çalışma hızı	$\omega = 132.88 \text{ s}^{-1}$

Yukarıda yer alan bilgiler ışığında rijit bir tabana oturan yaylar üzerinde mesnetli temel sisteminin serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşimleri incelenecektir. Zemin katı kil olduğundan ve yayların mesnetlendiği taban rijit olduğundan tasarımda zeminin etkisi ihmal edilebilmiştir.

a) Sistemin ağırlık merkezinin bulunması : Sistem xz düzlemine göre simetriktir.

Ağırlık merkezinin tayini için bir B_{xyz} koordinat sistemi seçilir.

$$\bar{x} = \frac{\sum W_i x_i}{\sum W_i} = \frac{60 * 3.50 + 40 * 1.50 + 615 * 2.75}{715} = 2.743\text{m}$$

$$\bar{z} = \frac{\sum W_i z_i}{\sum W_i} = \frac{60 * 2.55 + 40 * 2.25 + 615 * 0.75}{715} = 0.985\text{m}$$

Burada, \bar{x} ve \bar{z} sistemin xz düzlemi üzerindeki ağırlık merkezinin koordinatlarıdır.

b) Atalet momentlerinin tayini : Sistemin ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre makina-temel sisteminin kütle atalet moment aşağıdaki gibidir.

$$I_{sox} = 6.12 * (1.644)^2 + 4.08 * (1.344)^2 + 62.69 * \left[\frac{1}{12} * (3.00^2 + 1.50^2) + (0.156)^2 \right] = 80.36\text{kNms}^2$$

Benzer şekilde y ve z eksenlerine göre atalet momentleri de bulunabilir.

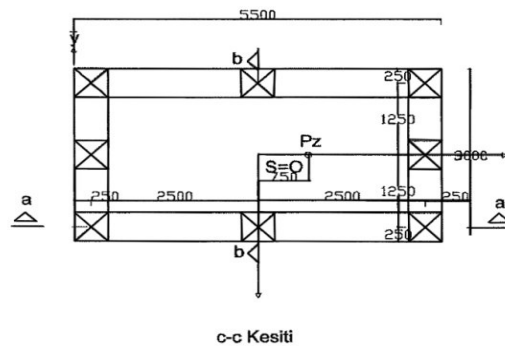
$$I_{soy} = 6.12 * (1.644)^2 + 4.08 * (1.344)^2 + 62.69 * \left[\frac{1}{12} * (5.50^2 + 1.50^2) + (0.156)^2 \right] = 195.22\text{kNms}^2$$

$$I_{soz} = 6.12 * (0.75)^2 + 4.08 * (1.25)^2 + 62.69 * \left[\frac{1}{12} * (3.00^2 + 5.50^2) \right] = 214.86\text{kNms}^2$$

c) Mesnet elemanlarının elastik merkezinin yerinin tayini : Temelin mesnetlendiği yaylar planda x ve y eksenlerine göre simetrik ve yay rijitlikleri de eşit olduğundan mesnet elemanlarının elastik merkezinin yeri de temel tabanının merkezindedir.

$$s = \bar{z} + 0.10 = 0.985 + 0.10 = 1.085\text{m}$$

d) Yayların Boyutlandırılması : Şekil 9.2 de de görüldüğü gibi yay grubu, herbirinin içerisinde dokuz adet spiral yay bulunan sekiz adet yay kutusundan oluşmaktadır.



Şekil 9.2 : Dizel makina temeli planı

Toplam yay sayısı = $8 \times 9 = 72$ adet

$$\text{Her bir yaya gelen statik yük} = \frac{71.5 \times 10^3}{72} = 993.05 \text{ kg}$$

Yay tablosundan aşağıdaki özelliklere sahip olan yay seçilir :

Kangal Çapı : $D=120$ mm

Yay Telinin Çapı : $d=20$ mm

Dönüş Sayısı : $n=5$

$$\text{Yay Katsayısı} : K_s = \frac{96.4}{5} = 19.28 \text{ t / m}$$

Yayın Yük Taşıma Kapasitesi : $P=1270$ kg

Statik Yükler Altında Yayın Uzunluğu : $H=18$ cm

Narinlik Oranı : $h/D=180/120=1.5$

e) Hareket Denklemindeki Katsayıların Hesabı

Mesnet elemanı olarak sadece yaylar söz konusu olduğundan zemin ile ilgili terimler ortadan kalkar. Mesnet elemanları, herbiri 9 adet spiral yaydan oluşan 8 adet yay kutusundan oluşmaktadır.

$$\text{Düşey yay katsayısı; } K_z = \sum k_{zn} = 72 \times 192.8 = 13881.60 \text{ kN / m}$$

Yatay yerdeğiştirmeye karşı yay katsayıları ise, $\alpha = 1.30$ alınarak;

$$\begin{aligned} K_x = K_y &= K_z \times \frac{1}{\alpha \times 0.385 \times [1 + 0.77(h/D)^2]} \\ &= 13881.6 \times \frac{1}{1.30 \times 0.385 \times [1 + 0.77(1.50)^2]} = 10150.34 \text{ kN / m} \end{aligned}$$

$$k_{zn} = 13881.6 / 8 = 1735.2 \text{ kN}$$

$$k_{xn} = k_{yn} = 10150.34 / 8 = 1268.79 \text{ kN}$$

Dönme rijitlikleri ihmal edilerek,

$$D_{\phi ox} = \sum y_{on}^2 k_{zn} + s^2 K_y - sW$$

$$D_{\phi ox} = 3 \times 1.25^2 \times 1735.2 \times 2 + 1.085^2 \times 10150.34 - 1.085 \times 715 = 27440.96 \text{ kNm}$$

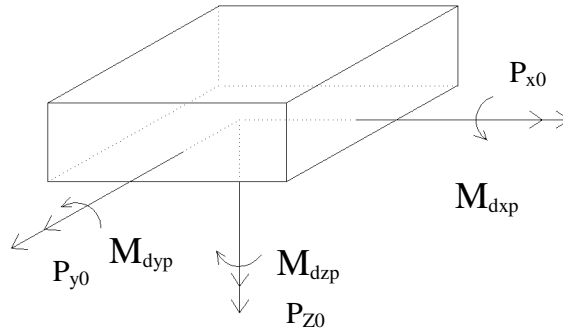
$$D_{\phi_{oy}} = \sum x_{on}^2 k_{zn} + s^2 K_x - sW$$

$$D_{\phi_{oy}} = 3 \times 2.5^2 \times 1735.2 \times 2 + 1.085^2 \times 10150.34 - 1.085 \times 715 = 76243.46 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oz}} = \sum x_{on}^2 k_{yn} + \sum y_{on}^2 k_{xn}$$

$$D_{\phi_{oz}} = 3 \times 2.5^2 \times 1268.79 \times 2 + 3 \times 1.25^2 \times 1268.79 \times 2 = 59474.53 \text{ kNm bulunur.}$$

Denge denklemlerinden,



Şekil 9.3 : Makina temelinin hareket modları

$H_i = h_{im} \times \cos \alpha t$ ifadesinden,

$$P_x = H_1 = h_{1m} \times \cos \alpha t \text{ ve } M_x = H_4 = h_{4m} \times \cos \alpha t$$

$$P_y = H_2 = h_{2m} \times \cos \alpha t \text{ ve } M_y = H_5 = h_{5m} \times \cos \alpha t$$

$$P_z = H_3 = h_{3m} \times \cos \alpha t \text{ ve } M_z = H_6 = h_{6m} \times \cos \alpha t$$

$h = 3\text{m}$ için $P = 15\text{kN}$ verilmiştir. $h = 5\text{m}$ için $P = -0.75 \times 15 = -11.25\text{kNm}$ olacaktır.

$h = 1\text{m}, 2\text{m}, 4\text{m}, 6\text{m}$ için ise, $P = 0$ olmaktadır.

f) Frekans Hesapları

Düşey titreşim ve düşey eksen etrafında dönme hareketi için doğal açısal frekanslar

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{K_z}{M}} = \sqrt{\frac{13881.6}{72.88}} = 13.80\text{s}^{-1} \quad \text{Düşey doğal frekans}$$

$$\omega_{\phi_{nz}} = \sqrt{\frac{D_{\phi_{oz}}}{I_{soz}}} = \sqrt{\frac{59474.53}{214.86}} = 16.64\text{s}^{-1} \quad \text{Dönme doğal frekansı}$$

olarak hesaplanır.

x ve y eksenleri doğrultusunda sadece öteleme hareketi halinde tabii açısal frekanslar

$$\omega_{nx}^2 = \omega_{ny}^2 = \frac{K_x}{M} = \frac{10150.34}{72.88} = 139.27s^{-2} \text{ olarak bulunur.}$$

$$I'_{sox} = I_{sox} + s^2M = 80.36 + 1.085^2 \times 72.88 = 166.16kNms^2$$

$$D'_{\phi ox} = D_{\phi ox} - s^2K_y = 27440.96 - 1.085^2 \times 10150.34 = 15491.73kNm$$

$$I'_{soy} = I_{soy} + s^2M = 195.22 + 1.085^2 \times 72.88 = 281.02kNms^2$$

$$D'_{\phi oy} = D_{\phi oy} - s^2K_x = 76243.46 - 1.085^2 \times 10150.34 = 64294.23kNm$$

Mesnet elemanlarının içerisinde bulunduğu yatay düzlemin elastik merkezinden geçen x_0 ve y_0 eksenleri etrafında dönme hareketlerinin açısal frekansları

$$\omega_{\phi x} = \sqrt{\frac{D'_{\phi ox}}{I'_{sox}}} = \sqrt{\frac{15491.73}{166.16}} = \sqrt{93.23s^{-2}} = 9.66s^{-1}$$

$$\omega_{\phi y} = \sqrt{\frac{D'_{\phi oy}}{I'_{soy}}} = \sqrt{\frac{64294.23}{281.02}} = \sqrt{228.79s^{-2}} = 15.13s^{-1}$$

Bağlaşık tabii frekansların denkleminde,

$$\omega_1^4 - \left(\frac{\omega_{\phi y}^2 + \omega_{nx}^2}{\beta_y} \right) \times \omega_1^2 + \left(\frac{\omega_{\phi y}^2 \times \omega_{nx}^2}{\beta_y} \right) = 0$$

$$\beta_y = \frac{I_{soy}}{I'_{soy}} = \frac{195.22}{281.02} = 0.695 \text{ ve } \beta_x = \frac{I_{sox}}{I'_{sox}} = \frac{80.36}{166.16} = 0.48$$

değerler yerine konulur ve çözülürse;

$$\omega_1^4 - \left(\frac{228.79 + 139.27}{0.695} \right) \times \omega_1^2 + \frac{228.79 \times 139.27}{0.695} = 0$$

$$\omega_1^4 - 529.58\omega_1^2 + 45846.88 = 0 \quad (1)$$

$$\omega_2^4 - \left(\frac{\omega_{\phi x}^2 + \omega_{ny}^2}{\beta_x} \right) \times \omega_2^2 + \left(\frac{\omega_{\phi x}^2 \times \omega_{ny}^2}{\beta_x} \right) = 0$$

$$\omega_2^4 - \left(\frac{93.23 + 139.27}{0.48} \right) \times \omega_2^2 + \frac{93.23 \times 139.27}{0.48} = 0$$

$$\omega_2^4 - 484.37\omega_2^2 + 27050.29 = 0 \quad (2)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler çözüldüğünde,

$$\omega_1^2 = \frac{1}{2 \times 0.695} \left[(228.79 + 139.27) \pm \sqrt{(228.79 + 139.27)^2 - (4 \times 0.695 \times 228.79 \times 139.27)} \right]$$

$$\omega_{1,1}^2 = 420.57 \text{ ve } \omega_{1,1} = 20.51 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{1,2}^2 = 109.01 \text{ ve } \omega_{1,2} = 10.44 \text{ s}^{-1};$$

$$\omega_2^2 = \frac{1}{2 \times 0.48} \left[(93.23 + 139.27) \pm \sqrt{(93.23 + 139.27)^2 - (4 \times 0.48 \times 93.23 \times 139.27)} \right]$$

$$\omega_{2,1}^2 = 419.96 \text{ s}^{-2} \text{ ve } \omega_{2,1} = 20.49 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{2,2}^2 = 64.42 \text{ s}^{-2} \text{ ve } \omega_{2,2} = 8.03 \text{ s}^{-1}$$

bulunur. Bu sayede tüm serbest titreşim frekansları elde edilmiş olur. bu frekanslar makinanın çalışma frekansı olan 132.88 s^{-1} ile karşılaştırıldığında çok küçük oldukları görülebilmektedir. Buna ilave olarak, rezonans durumu da söz konusu değildir.

g) Zorlanmış Titreşim Genliklerinin Hesabı

Sistem xz düşey düzleminde olan ve temel tabanının geometrik merkezi ile makine temel sisteminin ağırlık merkezinden geçmeyen bir düşey harmonik dış kuvvetin etkisi altındadır. Buna göre, ϕ_{zm} , V_m ve ϕ_{xm} genlikleri sıfır olmaktadır.

Yatay genlik,

$$u_m = \frac{1}{f_1(\omega^2)} \left[h_{1m} (D_{\phi_{oy}} - \omega^2 I_{soy}) - h_{5m} (s_x K_x) \right]$$

$$f_1(\omega^2) = M \times I_{soy} \times (\omega_{1,1}^2 - \omega^2)(\omega_{1,2}^2 - \omega^2) = 72.88 \times 195.22 \times (420.57 - 132.88^2)(109.01 - 132.88^2)$$

$$f_1(\omega^2) = 43034.04 \times 10^8$$

$$u_m = \frac{1}{43034.04 \times 10^8} [11.25(1.085 \times 10^{15} \times 0.34)] = 2.879 \times 10^{-8} \text{ m}$$

Düşey genlik,

$$\omega_m = \frac{h_{3m}}{(K_z - \omega^2 \times M)} = \frac{15}{(13881.6 - 132.88^2 \times 72.88)} = -1.178 \times 10^{-5}$$

$$= -0.00001178 \text{ m} = 0.01178 \text{ mm} < 0.04 \text{ mm izin verilen genlik.}$$

Dönme genliği ise (y eksenı etrafında),

$$\phi_{ym} = \frac{1}{f_1(\omega^2)} [h_{5m}(K_x - \omega^2 M) - h_{1m}(sK_x)]$$

$$\phi_{ym} = \frac{1}{43034.04 \times 10^8} [-11.25(10150.34 - 132.88^2 \times 72.88)] = 333.76 \times 10^{-8} \text{ rad}$$

bulunur. Çok küçük olan u_m değeri ihmal edilerek temel üzerindeki toplam genlik,

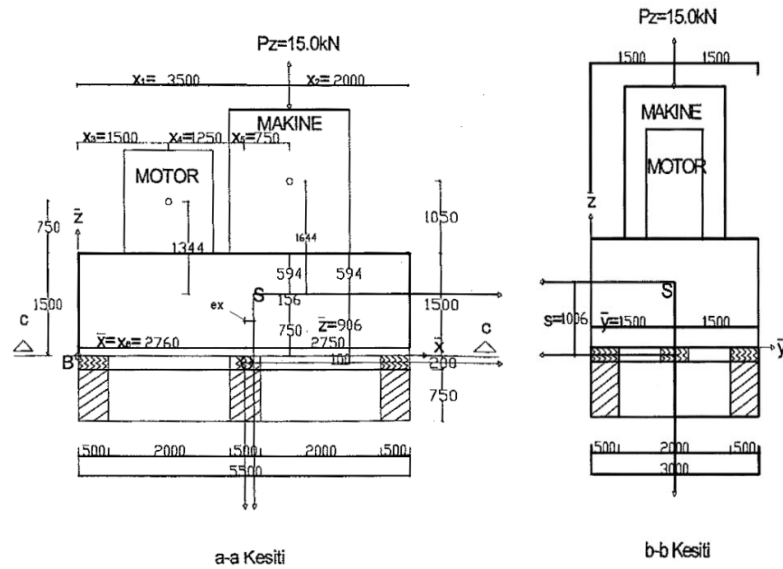
$$u_{m,t} = u_m + (h_t - s)\phi_{ym} = 0 + (1.50 - 1.085) \times (333.76 \times 10^{-8})$$

$$u_{m,t} = 0.0013851 \text{ mm} < 0.04 \text{ mm} \text{ olduğu görülür.}$$

Yukarıdaki bilgiler ışığında hesaplanan genliklerin izin verilen genliklerden düşük olduğu söylenebilir.

9.2 Bir Doğrultuda Simetrik Olmayan Temeller

Bu bölümde sistemin simetrisinin yalnızca bir doğrultuda bozulması halinde sistemin frekansı ve genlikleri incelenecektir. Makina ile motor sisteminin hatalı olarak yerleştirildiği düşünülüp aradaki mesafe sabit kalacak şekilde x ekseninin pozitif yönünde öteleneceklerdir. Bu sırada temel ve mesnetler sabit kalacağından sistemin simetrisi de x ekseninde bozulacaktır.



Şekil 9.4 : Dizel makina temelinin ötelenmesi

Bu durumda hareket denklemleri üç denklemlilik iki sisteme ayrılabilir. Serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri her iki denklem sistemi için ayrı ayrı hesaplanacaktır. Makina ile motorun en fazla ötelendiği 5 durum için de hesap yapılacak ve sonuçlar grafiklendirilecektir.

Çizelge 9.1 : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen simetriden sapmalar

Durum No	Makinenin Ötelenmesi	X _{1(m)}	X _{2(m)}	X _{3(m)}	X _{4(m)}	X _{5(m)}	X' = X _{6(m)}	δ _{x(m)}
1	0,00	3,50	2,00	1,50	1,25	0,75	2,75	0,00
2	0,10	3,60	1,90	1,60	1,17	0,83	2,77	0,02
3	0,20	3,70	1,80	1,70	1,08	0,92	2,78	0,03
4	0,30	3,80	1,70	1,80	0,99	1,01	2,79	0,04
5	0,40	3,90	1,60	1,90	0,90	1,10	2,80	0,05

1. denklem sistemi :

$$\begin{bmatrix} K_x - \omega_1^2 M & 0 & sK_x \\ 0 & K_z - \omega_1^2 M & -e_x K_z \\ sK_x & -e_x K_z & (D_{\phi_{oy}} + e_x^2 K_z) - \omega_1^2 (I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{yo} \end{bmatrix} = 0$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} K_y - \omega_2^2 M & -sK_y & e_x K_y \\ -sK_y & D_{\phi_{ox}} - \omega_2^2 I_{sox} & e_x sK_y - \omega_2^2 \int_{\Omega} x_{on} z_n dm \\ e_x K_y & e_x sK_y - \omega_2^2 \int_{\Omega} x_{on} z_n dm & (D_{\phi_{oz}} + e_x^2 K_y) - \omega_2^2 (I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{xo} \\ \phi_{zo} \end{bmatrix} = 0$$

$e_x = 0.05$ için Matlab 7.0 programı kullanılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$h_{1m} = 0, h_{2m} = 0, h_{3m} = 15kN,$$

$$h_{4m} = 0, h_{5m} = -1.35 \times 15 - (-0.05) \times 15 = -19.5kN, h_{6m} = 0$$

$$sK_x = sK_y = 1.085 \times 10150.34 = 11013.12kN$$

$$e_x K_z = 0.05 \times 13881.6 = 694.08kN$$

$$e_x K_y = 0.05 \times 10150.34 = 507.52kN$$

$$e_x s K_y = 0.05 \times 1.085 \times 10150.34 = 550.65 \text{ kN}$$

$$D_{\phi_{oz}} + e_x^2 K_y = 59474.53 + (0.05)^2 \times 10150.34 = 59509.23 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} + e_x^2 K_z = 76243.46 + (0.05)^2 \times 13881.60 = 76278.16 \text{ kNm}$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.22 + 2 \times 0.05 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.05)^2 \times 72.88$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 196.09 \text{ kNms}^2$$

$$\int_{\Omega} x_{on} z_n dm = 4.08 \times 1.35 \times 1.644 + 2.04 \times 0.65 \times 1.344 = 10.84 \text{ kNms}^2$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 214.86 + 2 \times 0.05 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.05)^2 \times 72.88$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 215.73 \text{ kNms}^2$$

Değerler denklem sistemindeki yerine konulursa,

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88\omega_1^2 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & 76278.16 - 196.09\omega_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{yo} \end{bmatrix} = 0$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_2^2 & -11013.12 & 507.52 \\ -11013.12 & 27440.96 - 80.36\omega_2^2 & 550.65 - 10.84\omega_2^2 \\ 507.52 & 550.65 - 10.84\omega_2^2 & 59509.23 - 215.73\omega_2^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{xo} \\ \phi_{zo} \end{bmatrix} = 0$$

Bu denklem sistemlerinin çözümü ile serbest titreşim frekansları

$$\omega_{1,1} = 20.4772 \text{ s}^{-1}, \omega_{1,2} = 13.7909 \text{ s}^{-1}, \omega_{1,3} = 10.4304 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{2,1} = 8.0219 \text{ s}^{-1}, \omega_{2,2} = 16.5401 \text{ s}^{-1}, \omega_{2,3} = 20.5365 \text{ s}^{-1}$$

olarak bulunur.

Serbest titreşim denklemlerinde ω_1 ve ω_2 yerine makinanın çalışma frekansı

$\omega = 132.88 \text{ s}^{-1}$ konularak zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemleri elde edilir.

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & -3386101.48 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.5 \end{bmatrix}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & -11013.12 & 507.52 \\ -11013.12 & -1391483.14 & -190852.25 \\ 507.52 & -190852.25 & -3749655.74 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Buna göre zorlanmış titreşim genlikleri v_m , ϕ_{xm} , ϕ_{zm} genlikleri sıfırdır.

$\omega_m = -0.1179 \times 10^{-4} \text{ m}$, $u_m = 0.0005 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\phi_{ym} = 0.0578 \times 10^{-4} \text{ rad}$ bulunur.

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0005 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.0578 \times 10^{-4})$$

$u_{m,T} = 0.00245 \text{ mm}$ bulunur.

Görüldüğü üzere hesaplanan en büyük genlik, müsaade edilen genlik sınırı olan 0.04 mm ' den oldukça küçüktür.

Diğer durumlar için de aynı hesap adımları tekrarlanarak aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.

$e_x = 0.01$ için Matlab 7.0 programı kullanılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$h_{1m} = 0, h_{2m} = 0, h_{3m} = 15 \text{ kN},$$

$$h_{4m} = 0, h_{5m} = -1.35 \times 15 - (-0.01) \times 15 = -20.10 \text{ kN}, h_{6m} = 0$$

$$sK_x = sK_y = 1.085 \times 10150.34 = 11013.12 \text{ kN}$$

$$e_x K_z = 0.01 \times 13881.6 = 138.81 \text{ kN}$$

$$e_x K_y = 0.01 \times 10150.34 = 101.50 \text{ kN}$$

$$e_x sK_y = 0.01 \times 1.085 \times 10150.34 = 110.13 \text{ kN}$$

$$D_{\phi_{oz}} + e_x^2 K_y = 59474.53 + (0.01)^2 \times 10150.34 = 59476 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} + e_x^2 K_z = 76243.46 + (0.01)^2 \times 13881.60 = 76245 \text{ kNm}$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.22 + 2 \times 0.01 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.01)^2 \times 72.88$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.36 \text{ kNms}^2$$

$$\int_{\Omega} x_{on} z_n dm = 4.08 \times 1.35 \times 1.644 + 2.04 \times 0.65 \times 1.344 = 10.84 \text{ kNms}^2$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 214.86 + 2 \times 0.01 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.01)^2 \times 72.88$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 215 \text{ kNms}^2$$

Değerler denklem sistemindeki yerine konulursa,

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & 76245 - 195.36w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{y0} \end{bmatrix} = 0$$

Mathematica 5.2 programı yardımı ile,

$$[{\{10150.34 - 72.88w^2, 0, 11013.12\}, \{0, 13881.60 - 72.88w^2, -138.81\}, \{11013.12, -138.81, 76245 - 195.36w^2\}}, w]$$

şeklindeki ifade programa giriş yapıldığında aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$p = -1.03765 \times 10^6 w^6 - 33787.2 w^5 + 7.47137 \times 10^8 w^4 + 1.75598 \times 10^7 w^3 - 1.52225 \times 10^{11} w^2 - 1.85191 \times 10^9 w + 9.05927 \times 10^{12}$$

Karakteristik denklem, Matlab 7.0 programında matris formunda aşağıdaki şekilde tekrar yazılır.

$$p = [-1.03765 \times 10^6 \quad -33787.2 \quad 7.47137 \times 10^8 \quad 1.75598 \times 10^7 \quad -1.52225 \times 10^{11} \quad -1.85191 \times 10^9 \quad 9.05927 \times 10^{12}]$$

r=roots(p) komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{1,1} = 20.5049 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_{1,2} = 13.7942 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_{1,3} = 10.4333 \text{ s}^{-1}$$

1. denklem sistemi için kullanılan hesap adımları 2. denklem sistemi için de aynı şekilde kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_2^2 & -11013.12 & 101.50 \\ -11013.12 & 27440.96 - 80.36\omega_2^2 & 110.13 - 10.84\omega_2^2 \\ 101.50 & 110.13 - 10.84\omega_2^2 & 59476 - 215\omega_2^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{x_0} \\ \phi_{z_0} \end{bmatrix} = 0$$

[{{10150.34-72.88w², -11013.12, 101.50},{-11013.12, 27440.96-80.36w², 110.13-10.84w²},{101.50, 110.13-10.84w², 59476-215w²}},w]

$$p = -1.25061 \times 10^6 w^6 - 38685.7 w^5 + 9.52312 \times 10^8 w^4 + 2 \times 10^7 w^3 - 2.01217 \times 10^{11} w^2 - 2.393 \times 10^9 w + 9.35173 \times 10^{12}$$

$$p = [-1.25061 \times 10^6 \quad -38685.7 \quad 9.52312 \times 10^8 \quad 2.00094 \times 10^7 \quad -2.01217 \times 10^{11} \quad -2.393 \times 10^9 \quad 9.35173 \times 10^{12}]$$

r=roots(p) komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{2,1} = 8.0241s^{-1}, \omega_{2,2} = 16.5599s^{-1}, \omega_{2,3} = 20.5527s^{-1} \text{ olarak bulunur.}$$

Serbest titreşim denklemlerinde ω_1 ve ω_2 yerine makinanın çalışma frekansı

$\omega = 132.88s^{-1}$ konularak zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemi elde edilir.

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & -3373244.96 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{y_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & -11013.12 & 101.50 \\ -11013.12 & -1391483.14 & -191292.77 \\ 101.50 & -191292.77 & -3736799.30 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_m \\ \phi_{x_m} \\ \phi_{z_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Buna göre zorlanmış titreşim genlikleri v_m , ϕ_{x_m} , ϕ_{z_m} genlikleri sıfırdır.

1. denklem sistemi Matlab 7.0 programında aşağıdaki şekilde yazılır.

$$A = \begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & -3373244.96 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix} \text{ ve } C = \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix}$$

$C=AB$ komutu yazılarak,

$$\omega_m = -0.1179 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0005 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.0596 \times 10^{-4} \text{ rad bulunur.}$$

$$u_{m,t} = 0.0005 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times 0.0596 \times 10^{-4} = 0.0252 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$e_x = 0.02$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$h_{1m} = 0, h_{2m} = 0, h_{3m} = 15 \text{ kN},$$

$$h_{4m} = 0, h_{5m} = -1.35 \times 15 - (-0.02) \times 15 = -19.95 \text{ kN}, h_{6m} = 0$$

$$sK_x = sK_y = 1.085 \times 10150.34 = 11013.12 \text{ kN}$$

$$e_x K_z = 0.02 \times 13881.6 = 277.63 \text{ kN}$$

$$e_x K_y = 0.02 \times 10150.34 = 203 \text{ kN}$$

$$e_x sK_y = 0.02 \times 1.085 \times 10150.34 = 220.26 \text{ kN}$$

$$D_{\phi_{oz}} + e_x^2 K_y = 59474.53 + (0.02)^2 \times 10150.34 = 59479 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} + e_x^2 K_z = 76243.46 + (0.02)^2 \times 13881.60 = 76249 \text{ kNm}$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.22 + 2 \times 0.02 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.02)^2 \times 72.88$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.52 \text{ kNms}^2$$

$$\int_{\Omega} x_{on} z_n dm = 4.08 \times 1.35 \times 1.644 + 2.04 \times 0.65 \times 1.344 = 10.84 \text{ kNms}^2$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 214.86 + 2 \times 0.02 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.02)^2 \times 72.88$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 215.16 \text{ kNms}^2$$

Değerler denklem sistemindeki yerine konulursa,

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & 76249 - 195.52w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{y0} \end{bmatrix} = 0$$

Mathematica 5.2 programı yardımı ile,

$$[\{\{10150.34-72.88w^2, 0, 11013.12\},\{0, 13881.60-72.88w^2, -277.63\},\{11013.12, -277.63, 76249-195.52w^2\}\},w]$$

şeklindeki ifade programa giriş yapıldığında aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$p=-1.0385 \times 10^6 w^6 - 33810 w^5 + 7.47439 \times 10^8 w^4 + 1.75642 \times 10^7 w^3 - 1.5225 \times 10^{11} w^2 - 1.85195 \times 10^9 w + 9.05924 \times 10^{12}$$

Karakteristik denklem, Matlab 7.0 programında matris formunda aşağıdaki şekilde tekrar yazılır.

$$p=[-1.0385 \times 10^6 \quad -33810.5 \quad 7.47439 \times 10^8 \quad 1.75642 \times 10^7 \quad -1.5225 \times 10^{11} \quad -1.85195 \times 10^9 \quad 9.05924 \times 10^{12}]$$

r=roots(p) komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{1,1} = 20.4982s^{-1}, \quad \omega_{1,2} = 13.7936s^{-1}, \quad \omega_{1,3} = 10.4328s^{-1}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_2^2 & -11013.12 & 203 \\ -11013.12 & 27440.96 - 80.36\omega_2^2 & 220.26 - 10.84\omega_2^2 \\ 203 & 220.26 - 10.84\omega_2^2 & 59479 - 215.16\omega_2^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{x0} \\ \phi_{z0} \end{bmatrix} = 0$$

1. denklem sistemi için kullanılan hesap adımları 2. denklem sistemi için de aynı şekilde kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$[\{\{10150.34-72.88w^2, -11013.12, 203\},\{-11013.12, 27440.96-80.36w^2, 220.26-10.84w^2\},\{203, 220.26-10.84w^2, 59479-215.16w^2\}\},w]$$

$$p=-1.25155 \times 10^6 w^6 - 38710.2 w^5 + 9.52606 \times 10^8 w^4 + 2.00135 \times 10^7 w^3 - 2.01197 \times 10^{11} w^2 - 2.39305 \times 10^9 w + 9.35024 \times 10^{12}$$

$$p=[-1.25155 \times 10^6 \quad -38710.2 \quad 9.52606 \times 10^8 \quad 2.00135 \times 10^7 \quad -2.01197 \times 10^{11} \quad -2.39305 \times 10^9 \quad 9.35024 \times 10^{12}]$$

r=roots(p) komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{2,1} = 8.0246s^{-1}, \omega_{2,2} = 16.5547s^{-1}, \omega_{2,3} = 20.5485s^{-1}$$

olarak bulunur.

Serbest titreşim denklemlerinde ω_1 ve ω_2 yerine makinanın çalışma frekansı

$\omega = 132.88s^{-1}$ konularak zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemleri elde edilir.

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & -3376066.10 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & -11013.12 & 203 \\ -11013.12 & -1391483.14 & -191182.64 \\ 203 & -191182.64 & -3739621.43 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Buna göre zorlanmış titreşim genlikleri v_m , ϕ_{xm} , ϕ_{zm} genlikleri sıfırdır.

1. denklem sistemi Matlab 7.0 programında aşağıdaki şekilde yazılır.

$$A = \begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & -3376066.10 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix} \text{ ve } C = \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix}$$

C=A\B komutu yazılarak,

$\omega_m = -0.1179 \times 10^{-4} \text{ m}$, $u_m = 0.0005 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\phi_{ym} = 0.0591 \times 10^{-4} \text{ rad}$ bulunur.

$$u_{m,t} = 0.0005 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times 0.0591 \times 10^{-4} = 0.025 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$e_x = 0.03$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$h_{1m} = 0, h_{2m} = 0, h_{3m} = 15 \text{ kN},$$

$$h_{4m} = 0, h_{5m} = -1.35 \times 15 - (-0.03) \times 15 = -19.80 \text{ kN}, h_{6m} = 0$$

$$sK_x = sK_y = 1.085 \times 10150.34 = 11013.12 \text{ kN}$$

$$e_x K_z = 0.03 \times 13881.6 = 416.44 \text{ kN}$$

$$e_x K_y = 0.03 \times 10150.34 = 304.51 \text{ kN}$$

$$e_x s K_y = 0.03 \times 1.085 \times 10150.34 = 330.40 \text{ kN}$$

$$D_{\phi_{oz}} + e_x^2 K_y = 59474.53 + (0.03)^2 \times 10150.34 = 59484 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} + e_x^2 K_z = 76243.46 + (0.03)^2 \times 13881.60 = 76256 \text{ kNm}$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.22 + 2 \times 0.03 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.03)^2 \times 72.88$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.70 \text{ kNms}^2$$

$$\int_{\Omega} x_{on} z_n dm = 4.08 \times 1.35 \times 1.644 + 2.04 \times 0.65 \times 1.344 = 10.84 \text{ kNms}^2$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 214.86 + 2 \times 0.03 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.03)^2 \times 72.88$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 215.34 \text{ kNms}^2$$

Değerler denklem sistemindeki yerine konulursa,

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & 76256 - 195.70w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{y0} \end{bmatrix} = 0$$

Mathematica 5.2 programı yardımı ile,

$$[{\{10150.34 - 72.88w^2, 0, 11013.12\}, \{0, 13881.60 - 72.88w^2, -416.44\}, \{11013.12, -416.44, 76256 - 195.70w^2\}}, w]$$

şeklindeki ifade programa giriş yapıldığında aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$p = -1.03946 \times 10^6 w^6 - 33836.7 w^5 + 7.47791 \times 10^8 w^4 + 1.75696 \times 10^7 w^3 - 1.52281 \times 10^{11} w^2 - 1.85202 \times 10^9 w + 9.05925 \times 10^{12}$$

Karakteristik denklem, Matlab 7.0 programında matris formunda aşağıdaki şekilde tekrar yazılır.

$$p=[-1.03946 \times 10^6 \quad -33836.7 \quad 7.47791 \times 10^8 \quad 1.75696 \times 10^7 \quad -1.52281 \times 10^{11} \quad -1.85202 \times 10^9 \quad 9.05925 \times 10^{12}]$$

r=roots(p) komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{1,1} = 20.4909s^{-1}, \quad \omega_{1,2} = 13.7932s^{-1}, \quad \omega_{1,3} = 10.432s^{-1}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_2^2 & -11013.12 & 304.51 \\ -11013.12 & 27440.96 - 80.36\omega_2^2 & 330.40 - 10.84\omega_2^2 \\ 304.51 & 330.40 - 10.84\omega_2^2 & 59484 - 215.34\omega_2^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{x0} \\ \phi_{z0} \end{bmatrix} = 0$$

1. denklem sistemi için kullanılan hesap adımları 2. denklem sistemi için de aynı şekilde kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$[\{10150.34 - 72.88w^2, -11013.12, 304.51\}, \{-11013.12, 27440.96 - 80.36w^2, 330.40 - 10.84w^2\}, \{304.51, 330.40 - 10.84w^2, 59484 - 215.34w^2\}], w]$$

$$p = -1.2526 \times 10^6 w^6 - 38737.8 + 9.52968 \times 10^8 w^4 + 2.00187 \times 10^7 w^3 - 2.01182 \times 10^{11} w^2 - 2.39313 \times 10^9 w + 9.34777 \times 10^{12}$$

$$p = [-1.2526 \times 10^6 \quad -38737.8 \quad 9.52968 \times 10^8 \quad 2.00187 \times 10^7 \quad -2.01182 \times 10^{11} \quad -2.39313 \times 10^9 \quad 9.34777 \times 10^{12}]$$

r=roots(p) komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{2,1} = 8.0245s^{-1}, \quad \omega_{2,2} = 16.5491s^{-1}, \quad \omega_{2,3} = 20.5464s^{-1}$$

olarak bulunur. Serbest titreşim denklemlerinde ω_1 ve ω_2 yerine makinanın çalışma frekansı $\omega = 132.88s^{-1}$ konularak zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemleri elde edilir.

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & -3379237.37 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & -11013.12 & 304.51 \\ -11013.12 & -1391483.14 & -191072.5 \\ 304.51 & -191072.5 & -3742794.71 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Buna göre zorlanmış titreşim genlikleri v_m , ϕ_{xm} , ϕ_{zm} genlikleri sıfırdır.

1. denklem sistemi Matlab 7.0 programında aşağıdaki şekilde yazılır.

$$A = \begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & -3379237.37 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix} \text{ ve } C = \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix}$$

$C=A \setminus B$ komutu yazılarak,

$\omega_m = -0.1179 \times 10^{-4} \text{ m}$, $u_m = 0.0005 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\phi_{ym} = 0.0586 \times 10^{-4} \text{ rad}$ bulunur.

$$u_{m,t} = 0.0005 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times 0.0586 \times 10^{-4} = 0.0248 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$e_x = 0.04$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$h_{1m} = 0, h_{2m} = 0, h_{3m} = 15 \text{ kN},$$

$$h_{4m} = 0, h_{5m} = -1.35 \times 15 - (-0.04) \times 15 = -19.65 \text{ kN}, h_{6m} = 0$$

$$sK_x = sK_y = 1.085 \times 10150.34 = 11013.12 \text{ kN}$$

$$e_x K_z = 0.04 \times 13881.6 = 555.26 \text{ kN}$$

$$e_x K_y = 0.04 \times 10150.34 = 406.01 \text{ kN}$$

$$e_x sK_y = 0.04 \times 1.085 \times 10150.34 = 440.53 \text{ kN}$$

$$D_{\phi_{oz}} + e_x^2 K_y = 59474.53 + (0.04)^2 \times 10150.34 = 59491 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} + e_x^2 K_z = 76243.46 + (0.04)^2 \times 13881.60 = 76266 \text{ kNm}$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.22 + 2 \times 0.04 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.04)^2 \times 72.88$$

$$I_{soy} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 195.88 \text{ kNms}^2$$

$$\int_{\Omega} x_{on} z_n dm = 4.08 \times 1.35 \times 1.644 + 2.04 \times 0.65 \times 1.344 = 10.84 \text{ kNms}^2$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 214.86 + 2 \times 0.04 \times (4.08 \times 1.35 + 2.04 \times 0.65) + (0.04)^2 \times 72.88$$

$$I_{soz} + 2e_x \int_{\Omega} x_{on} dm + e_x^2 M = 215.52 \text{ kNms}^2$$

Değerler denklem sistemindeki yerine konulursa,

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & 76266 - 195.88w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_0 \\ w_0 \\ \phi_{y0} \end{bmatrix} = 0$$

Mathematica 5.2 programı yardımı ile,

$$[{\{10150.34 - 72.88w^2, 0, 11013.12\}, \{0, 13881.60 - 72.88w^2, -555.26\}, \{11013.12, -555.26, 76266 - 195.88w^2\}}, w]$$

şeklindeki ifade programa giriş yapıldığında aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$p = -1.04042 \times 10^6 w^6 - 33863 w^5 + 7.4816 \times 10^8 w^4 + 1.75754 \times 10^7 w^3 - 1.52314 \times 10^{11} w^2 - 1.85213 \times 10^9 w + 9.05929 \times 10^{12}$$

Karakteristik denklem, Matlab 7.0 programında matris formunda aşağıdaki şekilde tekrar yazılır.

$$p = [-1.04042 \times 10^6 \quad -33863 \quad 7.4816 \times 10^8 \quad 1.75754 \times 10^7 \quad -1.52314 \times 10^{11} \quad -1.85213 \times 10^9 \quad 9.05929 \times 10^{12}]$$

$r = \text{roots}(p)$ komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{1,1} = 20.6384 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_{1,2} = 13.7116 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_{1,3} = 10.4464 \text{ s}^{-1}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_2^2 & -11013.12 & 406.01 \\ -11013.12 & 27440.96 - 80.36\omega_2^2 & 440.53 - 10.84\omega_2^2 \\ 406.01 & 440.53 - 10.84\omega_2^2 & 59491 - 215.52\omega_2^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_0 \\ \phi_{xo} \\ \phi_{zo} \end{bmatrix} = 0$$

1. denklem sistemi için kullanılan hesap adımları 2. denklem sistemi için de aynı şekilde kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$[{\{10150.34 - 72.88w^2, -11013.12, 406.01\}, \{-11013.12, 27440.96 - 80.36w^2, 440.53 - 10.84w^2\}, \{406.01, 440.53 - 10.84w^2, 59491 - 215.52w^2\}}, w]$$

$$p = -1.25366 \times 10^6 w^6 - 38765.4 + 9.53342 \times 10^8 w^4 + 2.00241 \times 10^7 w^3 - 2.0117 \times 10^{11} w^2 - 2.39323 \times 10^9 w + 9.3443 \times 10^{12}$$

$$p = [-1.25366 \times 10^6 \quad -38765.4 \quad 9.53342 \times 10^8 \quad 2.00241 \times 10^7 \quad -2.0117 \times 10^{11} \quad -2.39323 \times 10^9 \quad 9.3443 \times 10^{12}]$$

$r = \text{roots}(p)$ komutu kullanılarak serbest titreşim frekansları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega_{2,1} = 8.0235 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_{2,2} = 16.5444 \text{ s}^{-1}, \quad \omega_{2,3} = 20.5404 \text{ s}^{-1}$$

olarak bulunur.

Serbest titreşim denklemlerinde ω_1 ve ω_2 yerine makinanın çalışma frekansı $\omega = 132.88 \text{ s}^{-1}$ konularak zorlanmış titreşimlere ait hareket denklemleri elde edilir.

1. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & -3382405.65 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix}$$

2. denklem sistemi

$$\begin{bmatrix} -1276698.7 & -11013.12 & 406.01 \\ -11013.12 & -1391483.14 & -190962.37 \\ 406.01 & -190962.7 & -3745965.98 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Buna göre zorlanmış titreşim genlikleri v_m , ϕ_{xm} , ϕ_{zm} genlikleri sıfırdır.

1. denklem sistemi Matlab 7.0 programında aşağıdaki şekilde yazılır.

$$A = \begin{bmatrix} -1276698.7 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1272967.44 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & -3382405.65 \end{bmatrix}$$

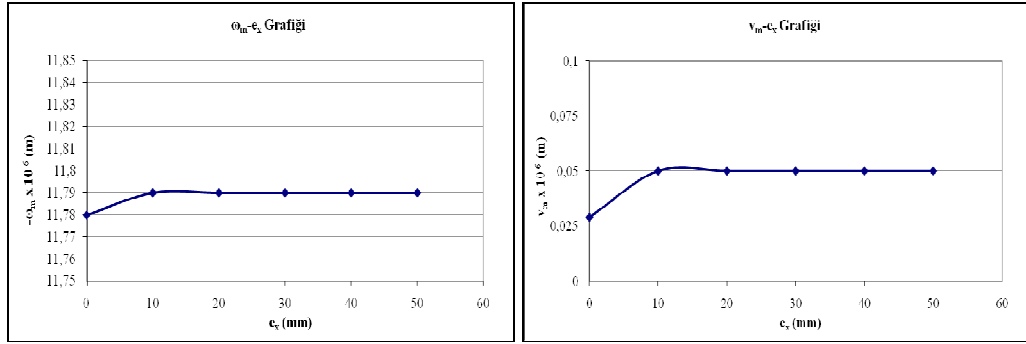
$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix} \text{ ve } C = \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix}$$

$C = A \setminus B$ komutu yazılarak,

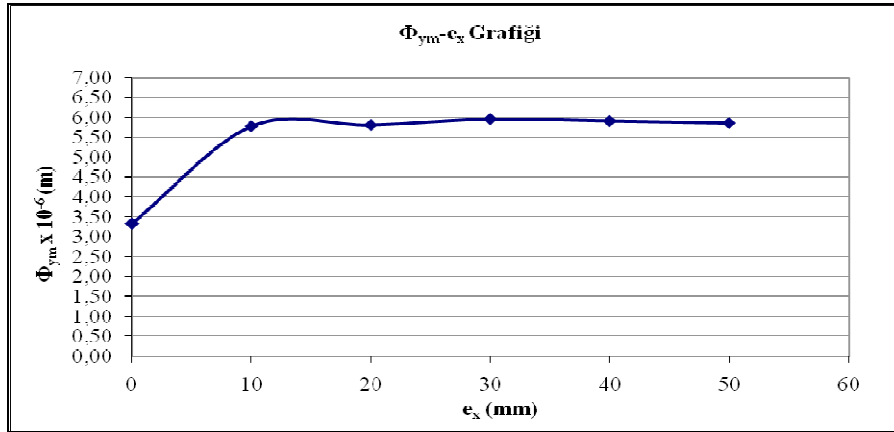
$$\omega_m = -0.1179 \times 10^{-4} \text{ m}, \quad u_m = 0.0005 \times 10^{-4} \text{ m}, \quad \phi_{ym} = 0.0581 \times 10^{-4} \text{ rad bulunur.}$$

$$u_{m,t} = 0.0005 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times 0.0581 \times 10^{-4} = 0.0246 \times 10^{-4} \text{ m}$$

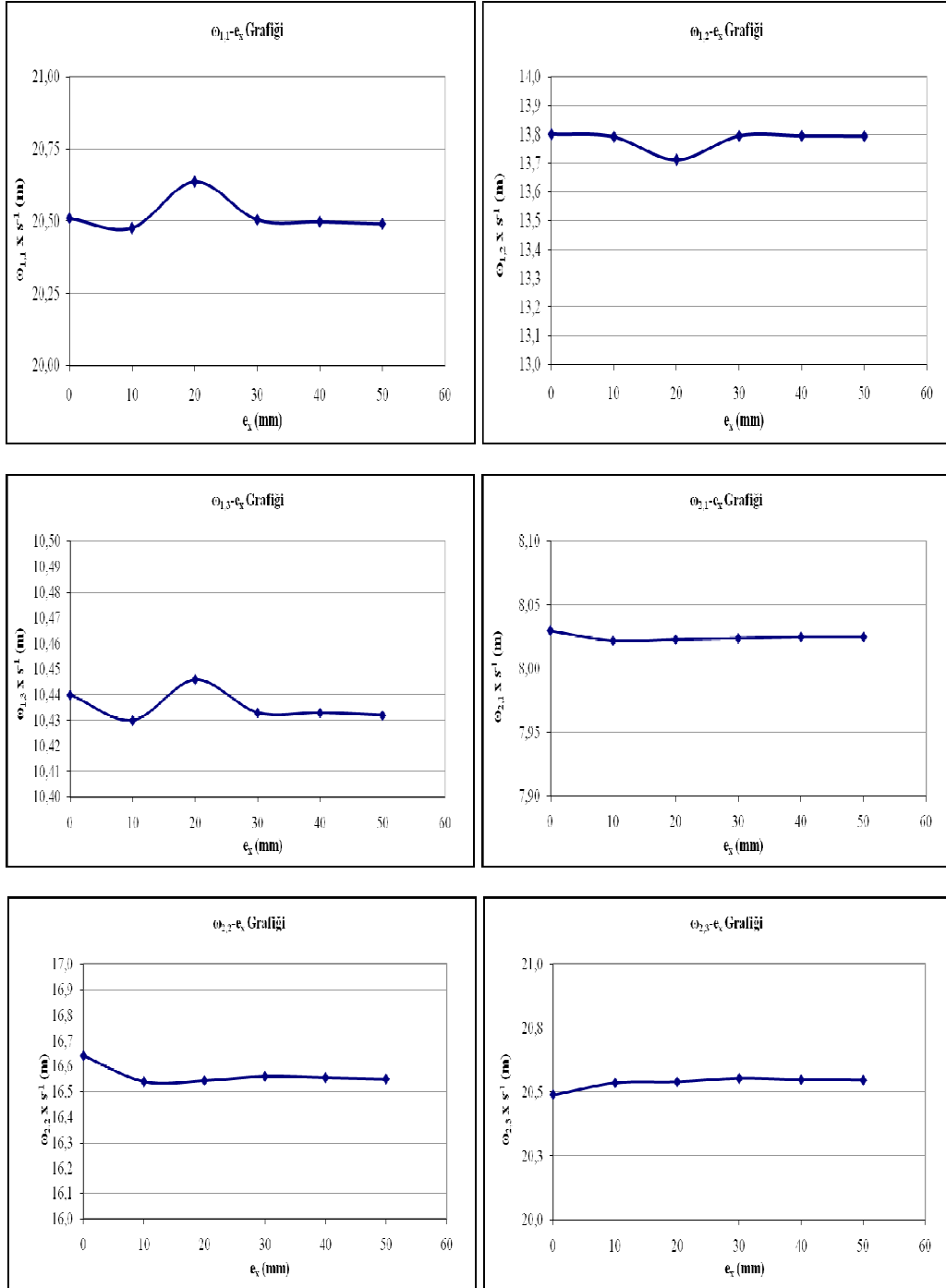
Bulunan sonuçlar ışığında aşağıdaki grafikler elde edilmiştir. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere düşey doğrultuda dinamik yük oluşturan bir makine temeli için bir doğrultuda simetriden sapmaların sistemin serbest titreşim frekanslarına ve genliklerine kaydadeğer bir etkisi olmadığı söylenebilir.



Şekil 9.5 : Simetriden sapmalar ile düşey ve yatay genliklerin değişimi



Şekil 9.6 : Simetriden sapmalar ile dönme genliklerinin değişimi



Şekil 9.7 : Simetriden sapmalar ile serbest titreşim frekanslarının değişimi

10. SİMETRİK OLMAYAN MAKİNA-TEMEL SİSTEMLERİNDE MAKİNANIN ÇALIŞMA FREKANSINDAKİ DEĞİŞİKLİKLERİN TİTREŞİMLER ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Bu bölümde makinanın çalışma frekansı değiştirilmek sureti ile simetriden sapmaların sistemin zorlanmış titreşimlerindeki etkileri incelenmiştir. Bulunan sonuçlar hem simetrik sistemler hem de bir doğrultuda simetrik olmayan sistemler için aynı olacağından iki durum için ayrı ayrı hesap yapılmasına gerek duyulmamıştır. Makinanın oluşturduğu dış kuvvetin genliği sabittir.

Hesap kolaylığı açısından makinanın çalışma frekansı “ ω ” için;

$$1. \text{ durum } \omega_a = 140.00s^{-1} \quad 2. \text{ durum } \omega_b = 160.00s^{-1}$$

$$3. \text{ durum } \omega_c = 180.00s^{-1} \quad 4. \text{ durum } \omega_d = 200.00s^{-1}$$

olmak üzere 4 farklı değer öngörülmüştür. Bölüm 9.2 de yer alan hesap adımları tekrarlanarak;

$e_x = 0.01$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & 76245 - 195.36w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix}$$

ifadesinde w_1 yerine sıra ile,

$$w_a = 140.00s^{-1}, w_b = 160.00s^{-1}, w_c = 180.00s^{-1} \text{ ve } w_d = 200.00s^{-1} \text{ yazılarak;}$$

1. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1418293.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1414566.4 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & -3752811.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.106 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0004 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.0536 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0004 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.0536 \times 10^{-4})$$

$u_{m,T} = 0.00226 \text{ mm}$ olarak bulunmuştur.

2. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1855573.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1851846.40 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & -4924971.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.81 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0024 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.4082 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0024 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.4082 \times 10^{-4})$$

$u_{m,T} = 0.0171 \text{ mm}$ olarak bulunmuştur.

3. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2351157.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2347430.40 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & -6253419.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.639 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0015 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3118 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0015 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3118 \times 10^{-4})$$

$u_{m,T} = 0.0131 \text{ mm}$ olarak bulunmuştur.

4. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2905045.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2901318.40 & -138.81 \\ 11013.12 & -138.81 & -7738155.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -20.10 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.517 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0010 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.2598 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0010 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.2598 \times 10^{-4})$$

$u_{m,T} = 0.0108\text{mm}$ olarak bulunmuştur.

$e_x = 0.02$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & 76249 - 195.52w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix}$$

ifadesinde w_1 yerine sıra ile,

$w_a = 140.00\text{s}^{-1}$, $w_b = 160.00\text{s}^{-1}$, $w_c = 180.00\text{s}^{-1}$ ve $w_d = 200.00\text{s}^{-1}$ yazılarak;

1. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1418293.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1414566.40 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & -3755943.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix}$$

$\omega_m = -0.1061 \times 10^{-4} \text{ m}$, $u_m = 0.0004 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\phi_{ym} = 0.0535 \times 10^{-4} \text{ rad}$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0004 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.0535 \times 10^{-4})$$

$u_{m,T} = 0.00226\text{mm}$ olarak bulunmuştur.

2. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1855573.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1851846.40 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & -4929063.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix}$$

$\omega_m = -0.8101 \times 10^{-4} \text{ m}$, $u_m = 0.0024 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\phi_{ym} = 0.4048 \times 10^{-4} \text{ rad}$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,t} = 0.0024 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.4048 \times 10^{-4}) = 0.0173\text{mm} \text{ olarak bulunur.}$$

3. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2351157.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2347430.40 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & -6258599.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.639 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0015 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3212 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0015 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3212 \times 10^{-4}) = 0.01348 \text{ mm bulunmuştur.}$$

4. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2905045.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2901318.40 & -277.63 \\ 11013.12 & -277.63 & -7744551.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.95 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.517 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0010 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.2576 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.001 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.2576 \times 10^{-4}) = 0.01079 \text{ mm}$$

$e_x = 0.03$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & 76256 - 195.70w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix}$$

ifadesinde w_1 yerine sıra ile,

$$w_a = 140.00 \text{ s}^{-1}, w_b = 160.00 \text{ s}^{-1}, w_c = 180.00 \text{ s}^{-1} \text{ ve } w_d = 200.00 \text{ s}^{-1} \text{ yazılarak;}$$

1. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1418293.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1414566.40 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & -3759464.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.1061 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0004 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.0527 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0004 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.0527 \times 10^{-4}) = 0.00222 \text{ mm bulunur.}$$

2. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1855573.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1851846.40 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & -4933664.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.810 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0024 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.4014 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0024 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.4014 \times 10^{-4}) = 0.0169 \text{ mm bulunur.}$$

3. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2351157.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2347430.40 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & -6264424.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.638 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0015 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3161 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0015 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3161 \times 10^{-4}) = 0.0133 \text{ mm bulunur.}$$

4. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2905045.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2901318.40 & -416.44 \\ 11013.12 & -416.44 & -7751744.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.80 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.518 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0010 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.2555 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0010 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.2555 \times 10^{-4}) = 0.0107 \text{ mm bulunur.}$$

$e_x = 0.04$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88w_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88w_1^2 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & 76266 - 195.88w_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix}$$

ifadesinde w_1 yerine sıra ile,

$$w_a = 140.00 \text{ s}^{-1}, w_b = 160.00 \text{ s}^{-1}, w_c = 180.00 \text{ s}^{-1} \text{ ve } w_d = 200.00 \text{ s}^{-1} \text{ yazılarak;}$$

1. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1418293.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1414566.40 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & -3762982.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.1061 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0004 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.0522 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0004 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.0522 \times 10^{-4}) = 0.00223 \text{ mm bulunur.}$$

2. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1855573.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1851846.40 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & -4938262.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.8101 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0024 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3980 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0024 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3980 \times 10^{-4}) = 0.0189 \text{ mm bulunur.}$$

3. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2351157.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2347430.40 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & -6270246.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.638 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0015 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3134 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,t} = 0.0015 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3134 \times 10^{-4}) = 0.0145 \text{ mm olarak bulunur.}$$

4. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2905045.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2901318.40 & -555.26 \\ 11013.12 & -555.26 & -7758934.00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.65 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.516 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0009 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.2532 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0009 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.2532 \times 10^{-4}) = 0.0114 \text{ mm bulunur.}$$

$e_x = 0.05$ için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} 10150.34 - 72.88\omega_1^2 & 0 & 11013.12 \\ 0 & 13881.60 - 72.88\omega_1^2 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & 76278.16 - 196.09\omega_1^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.50 \end{bmatrix}$$

ifadesinde w_1 yerine sıra ile,

$$w_a = 140.00s^{-1}, w_b = 160.00s^{-1}, w_c = 180.00s^{-1} \text{ ve } w_d = 200.00s^{-1} \text{ yazılarak;}$$

1. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1418293.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1414566.40 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & -3767085.84 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.50 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.1061 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0004 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.0517 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,t} = 0.0004 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.0517 \times 10^{-4}) = 0.00218 \text{ mm olarak bulunur.}$$

2. durum için:

$$\begin{bmatrix} -1855573.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -1851846.40 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & -4943625.84 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.50 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.8102 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0023 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3946 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0023 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3946 \times 10^{-4}) = 0.0166 \text{ mm bulunur.}$$

3. durum için:

$$\begin{bmatrix} -2351157.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2347430.40 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & -6277037.84 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.50 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.6391 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0015 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.3107 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.0015 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.3107 \times 10^{-4}) = 0.0129 \text{ mm bulunur.}$$

4. durum için:

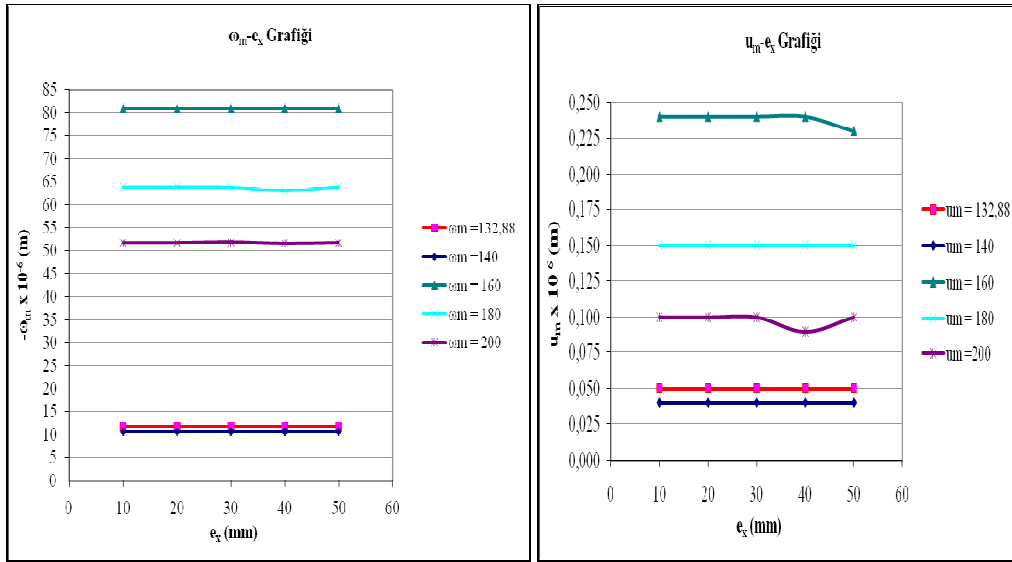
$$\begin{bmatrix} -2905045.66 & 0 & 11013.12 \\ 0 & -2901318.40 & -694.08 \\ 11013.12 & -694.08 & -7767321.84 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_m \\ w_m \\ \phi_{ym} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 15 \\ -19.50 \end{bmatrix}$$

$$\omega_m = -0.5171 \times 10^{-4} \text{ m}, u_m = 0.0010 \times 10^{-4} \text{ m}, \phi_{ym} = 0.2511 \times 10^{-4} \text{ rad}$$

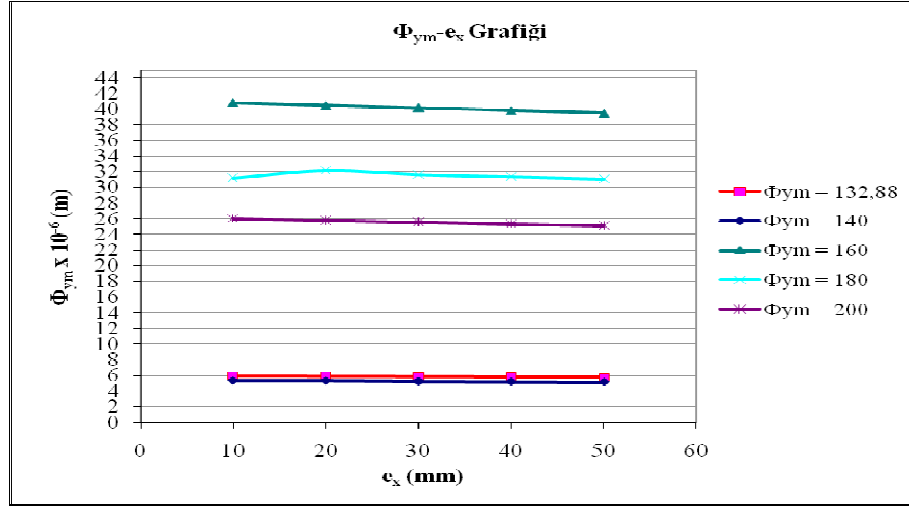
Temelin üst yüzeyindeki toplam yatay genlik ise,

$$u_{m,T} = 0.001 \times 10^{-4} + (1.50 - 1.085) \times (0.2511 \times 10^{-4}) = 0.01054 \text{ mm bulunur.}$$

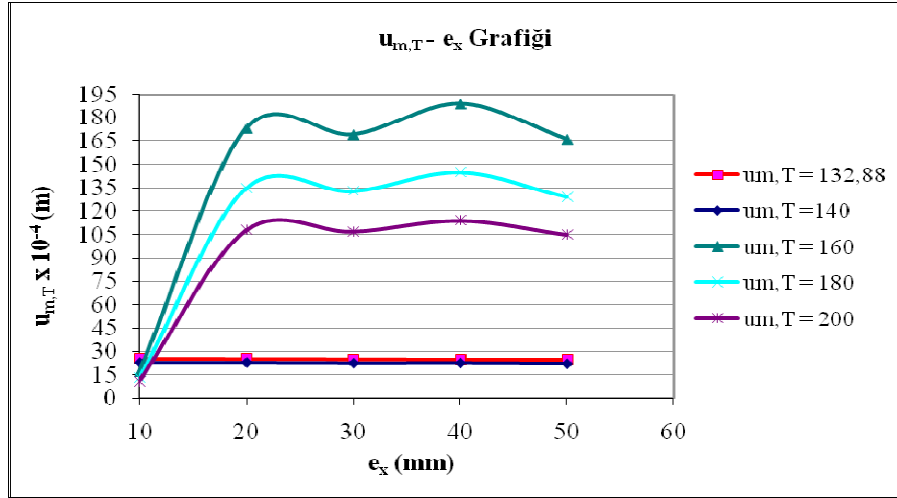
Bulunan sonuçlar ışığında aşağıdaki grafikler elde edilmiştir. Sistemin serbest titreşim frekanslarında bir değişiklik olmadığı bilinmektedir. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere düşey doğrultuda dinamik yük oluşturan bir makine temeli için bir doğrultuda simetriden sapma halinde makinanın çalışma frekansındaki değişimin sistemin düşey genliklerinde kaydedeğer bir etkisi olmadığı söylenebilir. Aynı şekilde yatay genlikler ve dönme genliklerindeki düşük mertebeli değişiklikler de önemsenmeyecek boyuttadır.



Şekil 10.1 : Değişik çalışma frekansları altında simetriden sapmalar ile düşey ve yatay genliklerin değişimi.



Şekil 10.2 : Değişik çalışma frekansları altında simetriden sapmalar ile dönme genliklerinin değişimi.

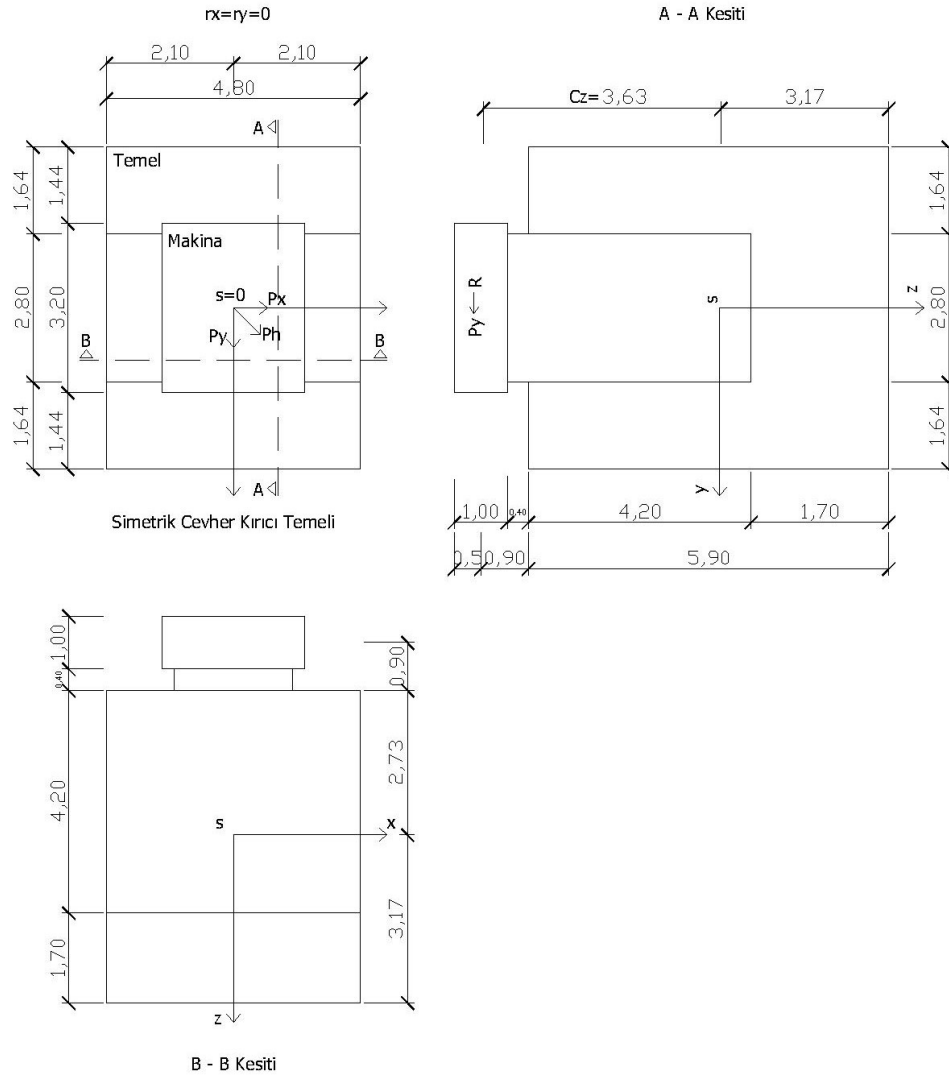


Şekil 10.3 : Değişik çalışma frekansları altında simetriden sapmalar ile yüzey genliklerinin değişimi.

Şekil 10.3' ten de görüleceği üzere, makinanın çalışma frekansındaki değişim makina-temel yüzeyindeki toplam genlikte değişime neden olmaktadır. Bu değişimin periyodik dalgalanma şeklinde simetriden sapmaya bağlı olarak arttığı gözlenmektedir.

11. YATAY YÜK OLUŞTURAN MAKİNA-TEMEL SİSTEMLERİNDE İKİ DOĞRULTUDA SİMETRİDEN SAPMA DURUMUNUN İNCELENMESİ

Yatay doğrultuda dinamik yük oluşturan bir kırıcı makina-temel sistemi incelenecektir. Öngörülen makina-temel sistemi Şekil 11.1’ de gösterilmektedir.



Şekil 11.1 : İki doğrultuda da simetrik cevher kırıcı makina-temel sistemi.

Bu bölümde öncelikle veriler doğrultusunda simetrik sisteme ait kütle atalet momentleri, mesnet elemanlarının elastik merkezi ve öteleme sabitlerinin hesabı yapılacak olup, devamında sistemin x ve y doğrultularında simetrik olmadığı durum için (Şekil 11.3) serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşimler hesaplanarak irdelenecektir.

Hesaplarda kullanılan veriler:

Zemin cinsi	Katı kil
Makinanın ağırlığı ve kütlesi	$W_1 = 600.00 \text{ kN}$, $M_1 = 61.16 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Temelin ağırlığı ve kütlesi	$W_t = 3100.00 \text{ kN}$, $M_t = 316,00 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Sistemin toplam ağırlığı ve kütlesi	$W = 3700.00 \text{ kN}$, $M_s = 377,16 \text{ kNs}^2 / \text{m}$
Dinamik yatay kuvvetin genliği	$P_d = 32.00 \text{ kN}$
Temel üst seviyesinde izin verilen genlik	0.60 mm
Makinanın çalışma hızı	$\omega = 21.40 \text{ s}^{-1}$

Mesnet elemanlarının elastik merkezinin belirlenmesi için; makina temelinin üzerine oturmakta olduğu kazıkların planda x ve y eksenlerine göre simetrik ve yay sabitleri de eşit olarak kabul edildiğine göre, sistemin elastik merkezinin yeri (R) ile sistemin ağırlık merkezinin yerinin (S) düşeyde aynı eksen üzerinde olduğu söylenebilir.

$e = 3.17\text{m}$ olarak bulunmuştur. Ağırlık merkezinin x ve y yönündeki koordinatları ise ileride hesaplanacaktır.

Sistemin S ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre kütle atalet momentleri ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$I_{sox} = 61.16x \left[\frac{1}{12} (3.20^2 + 1.00^2) + (3.63^2 + 0.00) \right] + \dots$$

$$\dots + 470.13x \left[\frac{1}{12} (6.08^2 + 5.90^2) + \left(\frac{5.90}{2} - 3.17 \right)^2 + 0.00 \right] - \dots$$

$$\dots - 154.13 \left[\frac{1}{12} (2.80^2 + 4.20^2) + \left(\frac{4.20}{2} + 1.70 - 3.17 \right)^2 + 0.00 \right]$$

$$I_{sox} = 860.61 + 2834.77 - 388.44$$

$$I_{sox} = 3306.94 \text{ kNms}^2$$

$$I_{soy} = 61.16x \left[\frac{1}{12} (3.20^2 + 1.00^2) + (3.63^2 + 0.00) \right] + \dots$$

$$\dots + 470.13x \left[\frac{1}{12} (4.20^2 + 5.90^2) + \left(\frac{5.90}{2} - 3.17 \right)^2 + 0.00 \right] - \dots$$

$$\dots - 154.13 \left[\frac{1}{12} (4.20^2 + 4.20^2) + \left(\frac{4.20}{2} + 1.70 - 3.17 \right)^2 + 0.00 \right]$$

$$I_{soy} = 860.61 + 2077.61 - 514.32$$

$$I_{soy} = 2423.90 \text{ kNms}^2$$

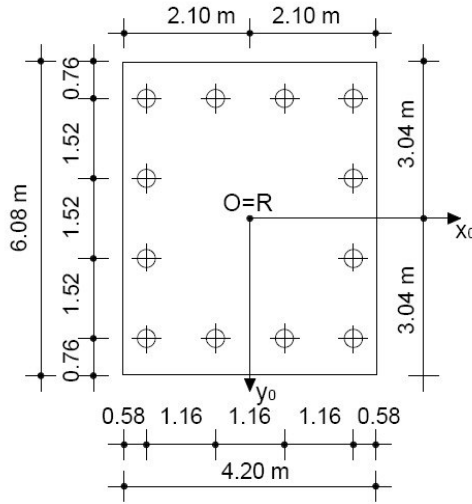
$$I_{soz} = 61.16x \left[\frac{1}{12} (3.20^2 + 3.20^2) + 0.00 \right] + \dots$$

$$\dots + 470.13x \left[\frac{1}{12} (4.20^2 + 6.08^2) + 0.00 \right] - 154.13 \left[\frac{1}{12} (4.20^2 + 2.80^2) + 0.00 \right]$$

$$I_{soz} = 191.60 + 2139.34 - 327.27$$

$$I_{soz} = 1916.45 \text{ kNms}^2$$

Temelin toplam 12 adet yay üzerinde oturduğu düşünülerek, öteleme sabitleri ise şu şekilde belirlenmiştir.



Şekil 11.2 : Temel Planı.

Her kazık için, $k_x = k_y = 4500 \text{ kN/m}$ $k_z = 40000 \text{ kN/m}$ şeklindedir.

Yatay yer değiştirmeye karşı yay katsayılarının hesabı:

$$K_x = \sum k_{x_n} = 12 \times 4500 = 54000 \text{ kN/m}, K_y = 54000 \text{ kN/m}$$

Düşey yer değiştirmeye karşı yay katsayılarının hesabı:

$$K_z = \sum k_{z_n} = 12 \times 40000 = 480000 \text{ kN/m}$$

Dönme rijitlikleri (d_{nx} , d_{ny} , d_{nz}) ihmal edilerek, sırası ile;

$$D_{\phi_{ox}} = \sum y_{on} k_{zn} + e^2 K_y - eW, D_{\phi_{oy}} = \sum x_{on} k_{zn} + e^2 K_x - eW \text{ ve } D_{\phi_{oz}} = \sum x_{on}^2 k_{yn} + \sum y_{on}^2 k_{xn}$$

denklemleri kullanılarak,

$$D_{\phi_{ox}} = (8 \times 2.28^2 + 4 \times 0.76^2) \times 52000 + 3.17^2 \times 54000 - 3.17 \times 3700$$

$$D_{\phi_{ox}} = 2813586.80 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oy}} = (8 \times 1.74^2 + 4 \times 0.58^2) \times 52000 + 3.17^2 \times 54000 - 3.17 \times 3700$$

$$D_{\phi_{oy}} = 1860364.40 \text{ kNm}$$

$$D_{\phi_{oz}} = (8 \times 1.74^2 + 4 \times 0.58^2) \times 4500 + (8 \times 2.28^2 + 4 \times 0.76^2) \times 4500$$

$$D_{\phi_{oz}} = 312588.00 \text{ kNm olarak bulunur.}$$

Bundan sonraki bölümde makina x ve y eksenlerinin negatif yönünde makina temelinin köşesine doğru ötelenecek ve sistemin simetrisi x ve y doğrultularında bozulacaktır.

Bu durumda, $\delta x \neq 0$ ve $\delta y \neq 0$ için makina-temel sisteminin serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri incelenecektir.

Şekil 11.3' te iki doğrultuda da simetrik olmayan bir makina-temel sistemi gösterilmiştir. δx in tayini için,

$$x_2 = \frac{61.16 \times 1.60 + 316 \times 2.1}{377.16} = 2.02 \text{ m}$$

$$x_1 = 1.60 \text{ m ve } r_x = 0.42 \text{ m}$$

$$\delta x = 0.08 \text{ m bulunur.}$$

Benzer şekilde δy ise,

$$y_2 = \frac{61.16 \times 1.60 + 316 \times 3.04}{377.16} = 2.80 \text{ m}$$

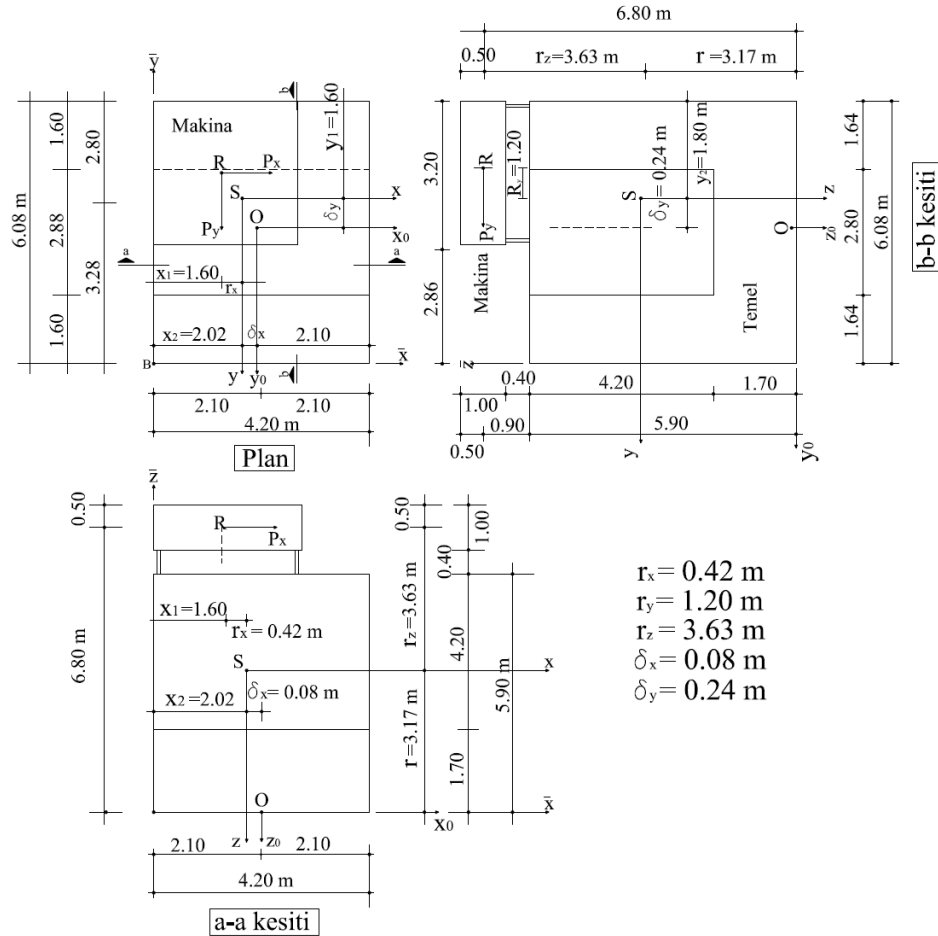
$$y_1 = 1.60 \text{ m ve } r_y = 1.20 \text{ m}$$

$\delta y = 0.24 \text{ m}$ şeklinde hesaplanır.

Sistemin ağırlık merkezi (S) koordinatları, $\bar{x} = 2.02 \text{ m}$, $\bar{y} = 2.80 \text{ m}$, $\bar{z} = 3.17 \text{ m}$ şeklindedir.

$$r_z = 6.90 - 3.17 = 3.63 \text{ m olarak bulunur.}$$

Sistemin S ağırlık merkezinden geçen eksen takımlarına göre genel hareket modları şekil 11.4' te gösterilmektedir. Bir sonraki adımda, katsayılar, ötelemeler ve dönmeler ile bunların ikinci türevleri dış kuvvetler cinsinden ifade edilerek genel hareket denklemleri oluşturulacaktır.



Şekil 11.3 : Her iki doğrultuda da simetrik olmayan cevher kırıcı makina temeli.

Sistemin x, y ve z eksenlerinde izdüşüm denklemleri,

$$a_1\ddot{u} + a_2u + a_3\phi_y + a_4\phi_z = h_1 \quad (12.1)$$

$$b_1\ddot{v} + b_2v + b_3\phi_x + b_4\phi_z = h_2 \quad (12.2)$$

$$c_1\ddot{w} + c_2w + c_3\phi_x + c_4\phi_y = h_3 \quad (12.3)$$

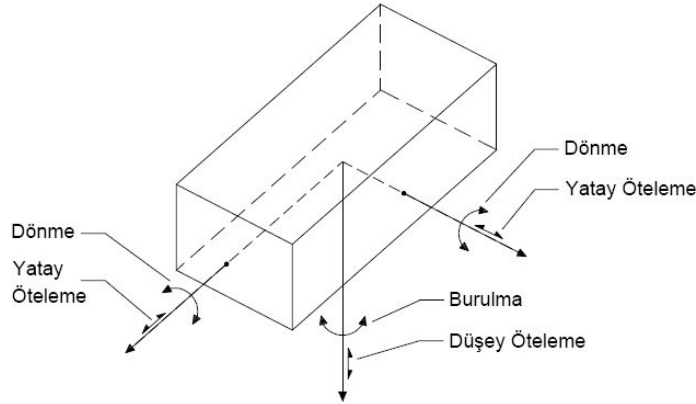
şeklinde, bu eksenlere göre moment denklemleri de,

$$d_1\ddot{v} + d_2\ddot{w} + d_3\ddot{\phi}_x + d_4\phi_x + d_5\ddot{\phi}_y + d_6\phi_y + d_7\ddot{\phi}_z + d_8\phi_z = h_4 \quad (12.4)$$

$$e_1\ddot{u} + e_2\ddot{w} + e_3\ddot{\phi}_x + e_4\phi_x + e_5\ddot{\phi}_y + e_6\phi_y + e_7\ddot{\phi}_z + e_8\phi_z = h_5 \quad (12.5)$$

$$f_1\ddot{u} + f_2\ddot{v} + f_3\ddot{\phi}_x + f_4\phi_x + f_5\ddot{\phi}_y + f_6\phi_y + f_7\ddot{\phi}_z + f_8\phi_z = h_6 \quad (12.6)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 11.4 : Makina-temel sisteminin hareketleri.

Bu denklemlerde yer alan katsayıların hesabı ise aşağıda gösterilmiştir.

$$h_1 = h_2 = 32\text{kN}, \quad h_3 = 0, \quad h_4 = 3.63 \times 32 = 116.16\text{kNm}, \quad h_5 = -3.63 \times 32 = -116.16\text{kNm}$$

$$\text{ve } h_6 = 32 \times 1.20 - 32 \times 0.42 = 24.96\text{kNm}$$

$$a_1 = b_1 = c_1 = M_t = 377.16\text{kNs}^2\text{m}$$

$$a_2 = K_x = 54000\text{kN/m}$$

$$a_3 = r_x K_x = 3.17 \times 54000 = 171180\text{kN}$$

$$a_4 = -\delta_y K_x = -0.24 \times 54000 = -12960\text{kN}$$

$$b_2 = K_y = 54000 \text{ kN/m}$$

$$b_3 = -rxK_y = -171180 \text{ kN}$$

$$b_4 = \delta_x x K_y = 0.08 \times 54000 = 4320 \text{ kN}$$

$$c_2 = K_z = 480000 \text{ kN/m}$$

$$c_3 = \delta_y x K_z = 0.24 \times 480000 = 115200 \text{ kN}$$

$$c_4 = -\delta_x x K_z = -0.08 \times 480000 = -38400 \text{ kN}$$

$$d_1 = -rxK_x = -3.17 \times 54000 = -171180 \text{ kN}$$

$$d_2 = \delta_y x K_z = 0.24 \times 480000 = 115200 \text{ kN}$$

$$d_3 = I_{\text{sox}} + 2\delta_y \int_{\Omega} y_{\text{on}} \, dm + \delta y^2 M_t = 3306.94 + 2 \times 0.24 \times 61.16 \times 1.44 + 0.24^2 \times 377.16$$

$$d_3 = 3370.94 \text{ kNs}^2 \text{m}$$

$$d_4 = D_{\phi_{\text{ox}}} + \delta y^2 K_z = 2813586.80 + 0.24^2 \times 377.16 = 2813608.52 \text{ kNm}$$

$$d_5 = -\int_{\Omega} x_{\text{on}} y_{\text{on}} \, dm - \delta y \int_{\Omega} x_{\text{on}} \, dm - \delta x \int_{\Omega} y_{\text{on}} \, dm - \delta x \delta y M_t$$

$$d_5 = -61.16 \times 0.50 \times 1.44 - 0.24 \times 61.16 \times 0.50 - 0.08 \times 61.16 \times 1.44 - 0.08 \times 0.24 \times 377.16$$

$$d_5 = -65.66 \text{ kNms}^2$$

$$d_6 = -\delta_x x \delta_y x K_z = -0.08 \times 0.24 \times 480000 = -9216 \text{ kNm}$$

$$d_7 = -\int_{\Omega} x_{\text{on}} z_n \, dm = -61.16 \times 0.50 \times 3.63 = -111.00 \text{ kNms}^2$$

$$d_8 = -\delta_x x K_y x r = -0.08 \times 3.17 \times 54000 = -13694.40 \text{ kNm}$$

$$e_1 = rxK_x = 3.17 \times 54000 = 171180 \text{ kN}$$

$$e_2 = -\delta_x x K_z = -0.08 \times 480000 = -38400 \text{ kN}$$

$$e_3 = -\int_{\Omega} x_{\text{on}} y_{\text{on}} \, dm - \delta y \int_{\Omega} x_{\text{on}} \, dm - \delta x \int_{\Omega} y_{\text{on}} \, dm - \delta x \delta y M_t$$

$$e_3 = -61.16 \times 0.50 \times 1.44 - 0.24 \times 61.16 \times 0.50 - 0.08 \times 61.16 \times 1.44 - 0.08 \times 0.24 \times 377.16$$

$$e_3 = -65.66 \text{ kNms}^2$$

$$e_4 = -\delta_x \times \delta_y \times K_z = -0.08 \times 0.24 \times 480000 = -9216 \text{ kNm}$$

$$e_5 = I_{\text{soy}} + 2\delta_x \int_{\Omega} x_{\text{on}} \, dm + \delta_x^2 M_t = 2450.52 \text{ kNms}^2$$

$$e_6 = D_{\phi_{oy}} + \delta_x^2 K_z = 1860364.40 + 0.08^2 \times 480000 = 1863436.40 \text{ kN}$$

$$e_7 = -\int_{\Omega} y_{\text{on}} z_n \, dm = -61.16 \times 1.44 \times 3.63 = -319,695 \text{ kNms}^2$$

$$e_8 = -\delta_y \times r_x \times K_x = -0.24 \times 3.17 \times 54000 = -41083.20 \text{ kNm}$$

$$f_1 = -\delta_y \times K_x = -0.24 \times 54000 = -12960 \text{ kN} \quad f_2 = \delta_x \times K_y = 0.08 \times 54000 = 4320 \text{ kN}$$

$$f_3 = -\int_{\Omega} x_{\text{on}} z_n \, dm = -61.16 \times 0.50 \times 3.63 = -111.00 \text{ kNms}^2$$

$$f_4 = -\delta_x \times K_y \times r = -0.08 \times 3.17 \times 54000 = -13694.40 \text{ kNm}$$

$$f_5 = -\int_{\Omega} y_{\text{on}} z_n \, dm = -61.16 \times 1.44 \times 3.63 = -319,695 \text{ kNms}^2$$

$$f_6 = -\delta_y \times r_x \times K_x = -0.24 \times 3.17 \times 54000 = -41083.20 \text{ kNm}$$

$$f_7 = I_{\text{soz}} + 2\delta_x \int_{\Omega} x_{\text{on}} \, dm + \delta_x^2 M_t + 2\delta_y \int_{\Omega} y_{\text{on}} \, dm + \delta_y^2 M_t$$

$$f_7 = 1916.45 + 2 \times 0.08 \times 0.50 \times 61.16 + 0.24^2 \times 377.16 + 0.48 \times 61.16 \times 1.44 + 0.24^2 \times 377.16$$

$$f_7 = 2007.65 \text{ kNms}^2$$

$$f_8 = D_{\phi_{oz}} + \delta_x^2 K_y + \delta_y^2 K_x = 312588 + 0.08^2 \times 54000 + 0.24^2 \times 54000 = 316044 \text{ kNm}$$

Makina-temel sisteminin genel hareket denklemlerinin sağ tarafı sıfır alınarak serbest titreşim frekanslarına ait denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının sıfırdan farklı bir çözümü olması için katsayılar matrisi determinantının sıfır olması gerekmektedir. Katsayılar matrisinin determinantının hesabında ω^2 ' ye göre 6. dereceden bir denklem elde edilir. Bu denklemin kökleri serbest titreşim frekanslarını verecektir.

Şekil 11.5' de gösterilen matriste yukarıdaki katsayılar yerine konduğunda, Şekil 11.6' da belirtilen katsayılar matrisi elde edilir.

$$\Delta\omega = \begin{bmatrix} (a_2 - \omega^2 a_1) & 0 & 0 & 0 & a_3 & a_4 \\ 0 & (b_2 - \omega^2 b_1) & 0 & b_3 & 0 & b_4 \\ 0 & 0 & (c_2 - \omega^2 c_1) & c_3 & c_4 & 0 \\ 0 & d_1 & d_2 & (d_4 - \omega^2 d_3) & (d_6 - \omega^2 d_5) & (d_8 - \omega^2 d_7) \\ e_1 & 0 & e_2 & (e_4 - \omega^2 e_3) & (e_6 - \omega^2 e_5) & (e_8 - \omega^2 e_7) \\ f_1 & f_2 & 0 & (f_4 - \omega^2 f_3) & (f_6 - \omega^2 f_5) & (f_8 - \omega^2 f_7) \end{bmatrix}$$

Şekil 11.5 : Serbest titreşim frekanslarının hareket denklemlerine ait katsayılar matrisi.

$$\Delta\omega = \begin{bmatrix} (54000-\omega^2 377.16) & 0 & 0 & 0 & 171180 & -12960 \\ 0 & (54000-\omega^2 377.16) & 0 & -171180 & 0 & 4320 \\ 0 & 0 & (480000-\omega^2 377.16) & 115200 & -38400 & 0 \\ 0 & -171180 & 115200 & (2813608.52-\omega^2 3370.94) & (-9216+\omega^2 65.66) & (-13694.40+\omega^2 111) \\ 171180 & 0 & -38400 & (-9216+\omega^2 65.66) & (1863436.40-\omega^2 2450.52) & (-41083.20+\omega^2 319.70) \\ -12960 & 4320 & 0 & (-13694.40+\omega^2 111) & (-41083.20+\omega^2 319.70) & (316044-\omega^2 2007.65) \end{bmatrix}$$

Şekil 11.6 : 1. durum için serbest titreşim frekanslarının hareket denklemlerine ait katsayılar matrisi.

Mathematica 5.2 programı yardımı ile Şekil 11.6' daki matrisin karakteristik denklemini aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$p = 1.29 \times 10^{33} - 7.23 \times 10^{28} \omega - 3.78 \times 10^{31} \omega^2 + 1.45 \times 10^{27} \omega^3 + 3.96 \times 10^{29} \omega^4 - 9.27 \times 10^{24} \omega^5 - 1.80 \times 10^{27} \omega^6 + \dots$$

$$\dots + 2.23 \times 10^{22} \omega^7 + 3.46 \times 10^{24} \omega^8 - 2.24 \times 10^{19} \omega^9 - 2.89 \times 10^{21} \omega^{10} + 7.98 \times 10^{15} \omega^{11} + 8.69 \times 10^{17} \omega^{12}$$

Matlab 7.0 programı yardımı ile $r = \text{roots}(p)$ komutu girilerek denklemin kökleri,

$$\omega_1 = 36.04 \text{s}^{-1} \quad \omega_2 = 29.31 \text{s}^{-1} \quad \omega_3 = 28.37 \text{s}^{-1} \quad \omega_4 = 12.71 \text{s}^{-1} \quad \omega_5 = 10.52 \text{s}^{-1} \quad \omega_6 = 9.62 \text{s}^{-1}$$

olarak elde edilir.

Sistemin zorlanmış titreşimlerinin belirlenmesi için ise 11.7 nolu ifadede w yerine makinanın çalışma frekansı olan 21.40s^{-1} yazılır ve matrisin bir önceki adımda sıfır olan karşılığına da dış kuvvetlerin genlikleri yerleştirilerek sistem aşağıdaki şekilde tekrar çözülür.

$$\Delta \omega = \begin{bmatrix} (a_2 - \omega^2 a_1) & 0 & 0 & 0 & a_3 & a_4 \\ 0 & (b_2 - \omega^2 b_1) & 0 & b_3 & 0 & b_4 \\ 0 & 0 & (c_2 - \omega^2 c_1) & c_3 & c_4 & 0 \\ 0 & d_1 & d_2 & (d_4 - \omega^2 d_3) & (d_6 - \omega^2 d_5) & (d_8 - \omega^2 d_7) \\ e_1 & 0 & e_2 & (e_4 - \omega^2 e_3) & (e_6 - \omega^2 e_5) & (e_8 - \omega^2 e_7) \\ f_1 & f_2 & 0 & (f_4 - \omega^2 f_3) & (f_6 - \omega^2 f_5) & (f_8 - \omega^2 f_7) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{ym} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{1m} \\ h_{2m} \\ h_{3m} \\ h_{4m} \\ h_{5m} \\ h_{6m} \end{bmatrix}$$

$\omega = 21.40 \text{s}^{-1}$ için,

$$10^6 X \begin{bmatrix} -0.1187 & 0 & 0 & 0 & 0.1712 & -0.013 \\ 0 & -0.1187 & 0 & -0.1712 & 0 & 0.0043 \\ 0 & 0 & 0.3073 & 0.1152 & -0.0384 & 0 \\ 0 & -0.1712 & 0.1152 & 1.2699 & 0.0209 & 0.0371 \\ 0.1712 & 0 & -0.0384 & 0.0209 & 0.7412 & 0.1053 \\ -0.013 & 0.0043 & 0 & 0.0371 & 0.1053 & -0.6034 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{ym} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 32 \\ 32 \\ 0 \\ 116.16 \\ -116.16 \\ 24.96 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Yapılan hesap sonucunda zorlanmış titreşimler,

$$u_m = -0.000364 \text{m}, \quad v_m = -0.000343 \text{m}, \quad w_m = 0.000027 \text{m} < 0.65 \text{mm},$$

$$\phi_{xm} = 5.01 \times 10^{-5} \text{rad}, \quad \phi_{ym} = -6.91 \times 10^{-5} \text{rad}, \quad \phi_{zm} = -4.50 \times 10^{-5} \text{rad}$$

olarak bulunur. Temelin üzerindeki genlikler ise,

$$u_{mt} = -0.000364 - 2.75 \times 6.91 \times 10^{-5} = 0.000554 \text{m} < 0.65 \text{mm}$$

$$v_{mt} = -0.000343 + 2.75 \times 5.01 \times 10^{-5} = 0.000205 \text{ m} < 0.65 \text{ mm}$$

Yukarıda yer alan hesap adımları 4 farklı simetriden sapma durumu için tekrarlanacak olup, sonuçta bu saptmaların serbest titreşim frekansına ve zorlanmış titreşimlere etkileri incelenecektir. Bunun için 4 farklı simetriden sapma durumuna ait hesap verileri ve hareket denklemi katsayıları hesaplanarak aşağıda verilmiştir.

Çizelge 11.1/a : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen hesap verileri.

Mod	X	y	m ₁	m ₂	m _t	δx	δy
2. durum	1.6500	1.6600	61.1600	316.0000	377.1600	0.0730	0.2238
3. durum	1.7200	1.7200	61.1600	316.0000	377.1600	0.0616	0.2141
4. durum	1.7800	1.7800	61.1600	316.0000	377.1600	0.0519	0.2043
5. durum	1.8500	1.8500	61.1600	316.0000	377.1600	0.0405	0.1930
Mod	x ₂	x ₁	y ₂	y ₁	r _x	r _y	r _z
2. durum	2.0270	1.6500	2.8162	1.6600	0.3770	1.1562	3.6300
3. durum	2.0384	1.7200	2.8259	1.7200	0.3184	1.1059	3.6300
4. durum	2.0481	1.7800	2.8357	1.7800	0.2681	1.0557	3.6300
5. durum	2.0595	1.8500	2.8470	1.8500	0.2095	0.9970	3.6300
Mod	h _{1m}	h _{2m}	h _{3m}	h _{4m}	h _{5m}	h _{6m}	F _h
2. durum	32.00	32.00	0.00	116.16	-116.16	24.93	32.00
3. durum	32.00	32.00	0.00	116.16	-116.16	25.20	32.00
4. durum	32.00	32.00	0.00	116.16	-116.16	25.20	32.00
5. durum	32.00	32.00	0.00	116.16	-116.16	25.20	32.00
Mod	K _x =K _y		K _z	I _{sox}	I _{soy}	I _{soz}	
2. durum	54000.00		480000.00	3306.94	2423.90	1916.45	
3. durum	54000.00		480000.00	3306.94	2423.90	1916.45	
4. durum	54000.00		480000.00	3306.94	2423.90	1916.45	
5. durum	54000.00		480000.00	3306.94	2423.90	1916.45	
Mod	D _{φox}		D _{φoy}		D _{φoz}		
2. durum	2813586.80		1860364.40		312588.00		
3. durum	2813586.80		1860364.40		312588.00		
4. durum	2813586.80		1860364.40		312588.00		
5. durum	2813586.80		1860364.40		312588.00		
Mod	a ₁ =b ₁ =c ₁		a ₂		a ₃	a ₄	
2. durum	377.16		54000.00		171180.00	-12084.11	
3. durum	377.16		54000.00		171180.00	-11558.71	
4. durum	377.16		54000.00		171180.00	-11033.32	
5. durum	377.16		54000.00		171180.00	-10420.36	

Çizelge 11.1/b : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen hesap verileri.

Mod	b ₂	b ₃	b ₄	
2. durum	54000.00	-171180.00	3940.47	
3. durum	54000.00	-171180.00	3327.51	
4. durum	54000.00	-171180.00	2802.11	
5. durum	54000.00	-171180.00	2189.15	
Mod	c ₂	c ₃	c ₄	
2. durum	480000.00	107414.32	-35026.41	
3. durum	480000.00	10274.13	-29577.86	
4. durum	480000.00	98073.94	-24907.67	
5. durum	480000.00	92625.39	-19459.12	
Mod	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄
2. durum	-171180.00	107414.32	3363.60	2837623.96
3. durum	-171180.00	102744.13	3358.78	2835579.21
4. durum	-171180.00	98073.94	3354.18	2833625.34
5. durum	-171180.00	92625.39	3349.07	2831460.68
Mod	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈
2. durum	-56.46	-7838.20	-99.90	-12491.29
3. durum	-45.60	-6331.15	-84.36	-10548.20
4. durum	-36.66	-5089.15	-71.04	-8882.70
5. durum	-27.05	-3755.02	-55.50	-6939.61
Mod	e ₁	e ₂	e ₃	e ₄
2. durum	171180.00	-35026.41	-56.46	-7838.20
3. durum	171180.00	-29577.86	-45.60	-6331.15
4. durum	171180.00	-24907.67	-36.66	-5089.15
5. durum	171180.00	-19459.12	-27.05	-3755.02
Mod	e ₅	e ₆	e ₇	e ₈
2. durum	2429.92	1862920.34	-306.37	-38306.63
3. durum	2428.20	1862187.00	-293.05	-36641.13
4. durum	2426.95	1861656.88	-279.73	-34975.62
5. durum	2425.76	1861153.27	-264.19	-33032.53
Mod	f ₁	f ₂	f ₃	f ₄
2. durum	-12084.11	3940.47	-99.90	-12491.29
3. durum	-11558.71	3327.51	-84.36	-10548.20
4. durum	-11033.32	2802.11	-71.04	-8882.70
5. durum	-10420.36	2189.15	-55.50	-6939.61
Mod	f ₅	f ₆	f ₇	f ₈
2. durum	-306.37	-38306.63	1996.02	315579.72
3. durum	-293.05	-36641.13	1988.44	315267.19
4. durum	-279.73	-34975.62	1981.46	314987.74
5. durum	-264.19	-33032.53	1973.87	314687.56

$$\Delta \omega = \begin{bmatrix} (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & 0 & 0 & 171180 & -12084.11 \\ 0 & (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & -171180 & 0 & 3940.47 \\ 0 & 0 & (480000 - \omega^2 377.16) & 107414.32 & -35026.41 & 0 \\ 0 & -171180 & 107414.32 & (2837623.96 - \omega^2 3363.60) & (-7838.20 + \omega^2 56.46) & (-12491.29 + \omega^2 99.90) \\ 171180 & 0 & -35026.41 & (-7838.20 + \omega^2 56.46) & (1862920.34 - \omega^2 2429.92) & (-38306.63 + \omega^2 306.37) \\ -12084.11 & 3940.47 & 0 & (-12491.29 + \omega^2 99.90) & (-38306.63 + \omega^2 306.37) & (315579.72 - \omega^2 1996.02) \end{bmatrix}$$

Şekil 11.7 : $\delta x=0.07$ ve $\delta y =0.22$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.

$$\Delta \omega = \begin{bmatrix} (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & 0 & 0 & 171180 & -11558.71 \\ 0 & (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & -171180 & 0 & 3327.51 \\ 0 & 0 & (480000 - \omega^2 54000) & 102744.13 & -29577.86 & 0 \\ 0 & -171180 & 102744.13 & (2835579.21 - \omega^2 3358.78) & (-6331.15 + \omega^2 45.60) & (-10548.20 + \omega^2 84.36) \\ 171180 & 0 & -29577.86 & (-6331.15 + \omega^2 45.60) & (1862187 - \omega^2 2428.20) & (-36641.13 + \omega^2 293.05) \\ -11558.71 & 3327.51 & 0 & (-10548.20 + \omega^2 84.36) & (-36641.13 + \omega^2 293.05) & (315267.19 - \omega^2 1988.44) \end{bmatrix}$$

Şekil 11.8 : $\delta x=0.06$ ve $\delta y =0.21$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.

$$\Delta \omega = \begin{bmatrix} (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & 0 & 0 & 171180 & -11033.32 \\ 0 & (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & -171180 & 0 & 2802.11 \\ 0 & 0 & (480000 - \omega^2 377.16) & 98073.94 & -24907.67 & 0 \\ 0 & -171180 & 98073.94 & (2833625.34 - \omega^2 3354.18) & (-5089.15 + \omega^2 36.66) & (-8882.70 + \omega^2 71.04) \\ 171180 & 0 & -24907.67 & (-5089.15 + \omega^2 36.66) & (1861656.88 - \omega^2 2426.95) & (-34975.62 + \omega^2 279.73) \\ -11033.32 & 2802.11 & 0 & (-8882.70 + \omega^2 71.04) & (-34975.62 + \omega^2 279.73) & (314987.74 - \omega^2 1981.46) \end{bmatrix}$$

Şekil 11.9 : $\delta x=0.05$ ve $\delta y =0.20$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.

$$\Delta \omega = \begin{bmatrix} (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & 0 & 0 & 171180 & -10420.36 \\ 0 & (54000 - \omega^2 377.16) & 0 & -171180 & 0 & 2189.15 \\ 0 & 0 & (480000 - \omega^2 377.16) & 92625.39 & -19459.12 & 0 \\ 0 & -171180 & 92625.39 & (2831460.68 - \omega^2 3349.07) & (-3755.02 + \omega^2 27.05) & (-6939.61 + \omega^2 55.50) \\ 171180 & 0 & -19459.12 & (-3755.02 + \omega^2 27.05) & (1861153.27 - \omega^2 2425.76) & (-33032.53 + \omega^2 264.19) \\ -10420.36 & 2189.15 & 0 & (-6939.61 + \omega^2 55.50) & (-33032.53 + \omega^2 264.19) & (314687.56 - \omega^2 1973.87) \end{bmatrix}$$

Şekil 11.10 : $\delta x=0.04$ ve $\delta y =0.19$ durumu için serbest titreşim frekanslarına ait hareket denklemlerinin katsayılar matrisi.

$\delta x=0.07$ ve $\delta y =0.22$ durumunda serbest titreşim frekansları için hareket denklemlerine ait matrisin karakteristik denklemi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$p= 1.31 \times 10^{33} - 7.3 \times 10^{28} \omega - 3.81 \times 10^{31} \omega^2 + 1.46 \times 10^{27} \omega^3 + 3.98 \times 10^{29} \omega^4 - 9.29 \times 10^{24} \omega^5 - 1.80 \times 10^{27} \omega^6 + \dots \\ \dots + 2.22 \times 10^{22} \omega^7 + 3.44 \times 10^{24} \omega^8 - 2.22 \times 10^{19} \omega^9 - 2.86 \times 10^{21} \omega^{10} + 7.87 \times 10^{15} \omega^{11} + 8.56 \times 10^{17} \omega^{12}$$

denkleminin çözümü ile,

$$\omega_1 = 35.99 \text{s}^{-1} \quad \omega_2 = 29.53 \text{s}^{-1} \quad \omega_3 = 28.45 \text{s}^{-1} \quad \omega_4 = 12.73 \text{s}^{-1} \quad \omega_5 = 10.53 \text{s}^{-1} \quad \omega_6 = 9.65 \text{s}^{-1}$$

olarak serbest titreşim frekansları elde edilir.

$\omega = 21.40 \text{s}^{-1}$ için,

$$10^6 \mathbf{x} \begin{bmatrix} -0.1187 & 0 & 0 & 0 & 0.1712 & -0.012 \\ 0 & -0.1187 & 0 & -0.1712 & 0 & 0.0039 \\ 0 & 0 & 0.3073 & 0.1074 & -0.0350 & 0 \\ 0 & -0.1712 & 0.1074 & 1.2972 & 0.0180 & 0.0333 \\ 0.1712 & 0 & -0.0350 & 0.0180 & 0.7501 & 0.1020 \\ -0.012 & 0.0039 & 0 & 0.0333 & 0.1020 & -0.5985 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{ym} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 32 \\ 32 \\ 0 \\ 116.16 \\ -116.16 \\ 24.93 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

eşitliği çözülerek, sistemin zorlanmış titreşimleri,

$$u_m = -0.000363 \text{m}, \quad v_m = -0.000341 \text{m}, \quad w_m = 0.000025 \text{m} < 0.65 \text{mm},$$

$$\phi_{xm} = 4.87 \times 10^{-5} \text{rad}, \quad \phi_{ym} = -6.81 \times 10^{-5} \text{rad}, \quad \phi_{zm} = -4.55 \times 10^{-5} \text{rad}$$

olarak bulunur. Temelin üzerindeki genlikler,

$$u_{mt} = -0.000363 - 2.75 \times 6.81 \times 10^{-5} = 0.00055 \text{m} < 0.65 \text{mm},$$

$$v_{mt} = -0.000341 + 2.75 \times 4.87 \times 10^{-5} = 0.000207 \text{m} < 0.65 \text{mm}, \text{ şeklinde hesaplanmıştır.}$$

$\delta x=0.06$ ve $\delta y =0.21$ durumunda ise,

$$p= 1.31 \times 10^{33} - 7.3 \times 10^{28} \omega - 3.80 \times 10^{31} \omega^2 + 1.45 \times 10^{27} \omega^3 + 3.97 \times 10^{29} \omega^4 - 9.27 \times 10^{24} \omega^5 - 1.79 \times 10^{27} \omega^6 + \dots \\ \dots + 2.21 \times 10^{22} \omega^7 + 3.43 \times 10^{24} \omega^8 - 2.21 \times 10^{19} \omega^9 - 2.85 \times 10^{21} \omega^{10} + 7.84 \times 10^{15} \omega^{11} + 8.53 \times 10^{17} \omega^{12}$$

şeklinde olup, bu denklemin çözümü ile serbest titreşim frekansları,

$$\omega_1 = 35.96 \text{s}^{-1} \quad \omega_2 = 29.52 \text{s}^{-1} \quad \omega_3 = 28.49 \text{s}^{-1} \quad \omega_4 = 12.72 \text{s}^{-1} \quad \omega_5 = 10.54 \text{s}^{-1} \quad \omega_6 = 9.66 \text{s}^{-1}$$

olarak bulunur. $\omega = 21.40 \text{s}^{-1}$ için,

$$10^6 \times \begin{bmatrix} -0.1187 & 0 & 0 & 0 & 0.1712 & -0.0116 \\ 0 & -0.1187 & 0 & -0.1712 & 0 & 0.0033 \\ 0 & 0 & 0.3073 & 0.1027 & -0.0296 & 0 \\ 0 & -0.1712 & 0.1027 & 1.2974 & 0.0146 & 0.0281 \\ 0.1712 & 0 & -0.0296 & 0.0146 & 0.7502 & 0.0976 \\ -0.0116 & 0.0033 & 0 & 0.0281 & 0.0976 & -0.5954 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{ym} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 32 \\ 32 \\ 0 \\ 116.16 \\ -116.16 \\ 25.20 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

eşitliği çözümlenerek,

$$u_m = -0.000363\text{m}, v_m = -0.000343\text{m}, w_m = 0.000022\text{m} < 0.65\text{mm},$$

$$\phi_{xm} = 4.82 \times 10^{-5} \text{ rad}, \phi_{ym} = -6.79 \times 10^{-5} \text{ rad}, \phi_{zm} = -4.60 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

olarak bulunur. Temelin üzerindeki genlik,

$$u_{mt} = -0.000363 - 2.75 \times 6.79 \times 10^{-5} = 0.000549\text{m} < 0.65\text{mm},$$

$$v_{mt} = -0.000343 + 2.75 \times 4.60 \times 10^{-5} = 0.000216\text{m} < 0.65\text{mm} \text{ şeklinde hesaplanmıştır.}$$

$\delta x = 0.05$ ve $\delta y = 0.20$ durumunda,

$$p = 1.31 \times 10^{33} - 7.3 \times 10^{28} \omega - 3.80 \times 10^{31} \omega^2 + 1.45 \times 10^{27} \omega^3 + 3.96 \times 10^{29} \omega^4 - 9.24 \times 10^{24} \omega^5 - 1.79 \times 10^{27} \omega^6 + \dots \\ \dots + 2.20 \times 10^{22} \omega^7 + 3.42 \times 10^{24} \omega^8 - 2.20 \times 10^{19} \omega^9 - 2.84 \times 10^{21} \omega^{10} + 7.81 \times 10^{15} \omega^{11} + 8.50 \times 10^{17} \omega^{12}$$

şeklinde olup, bu denklemin çözümü ile serbest titreşim frekansları,

$$\omega_1 = 35.93\text{s}^{-1} \quad \omega_2 = 29.46\text{s}^{-1} \quad \omega_3 = 28.57\text{s}^{-1} \quad \omega_4 = 12.73\text{s}^{-1} \quad \omega_5 = 10.53\text{s}^{-1} \quad \omega_6 = 9.67\text{s}^{-1}$$

olarak bulunur. $\omega = 21.40\text{s}^{-1}$ için,

$$10^6 \times \begin{bmatrix} -0.1187 & 0 & 0 & 0 & 0.1712 & -0.0110 \\ 0 & -0.1187 & 0 & -0.1712 & 0 & 0.0028 \\ 0 & 0 & 0.3073 & 0.0981 & -0.0249 & 0 \\ 0 & -0.1712 & 0.0981 & 1.3475 & 0.0117 & 0.0237 \\ 0.1712 & 0 & -0.0249 & 0.0117 & 0.7502 & 0.0931 \\ -0.0110 & 0.0028 & 0 & 0.0237 & 0.0931 & -0.5924 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{ym} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 32 \\ 32 \\ 0 \\ 116.16 \\ -116.16 \\ 25.20 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

eşitliği çözümlenerek,

$$u_m = -0.000363\text{m}, v_m = -0.000337\text{m}, w_m = 0.00002\text{m} < 0.65\text{mm},$$

$$\phi_{xm} = 4.62 \times 10^{-5} \text{ rad}, \phi_{ym} = -6.77 \times 10^{-5} \text{ rad}, \phi_{zm} = -4.62 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

olarak bulunur. Temelin üzerindeki genlik,

$$u_{mt} = -0.000363 - 2.75 \times 6.77 \times 10^{-5} = 0.000549 \text{ m} < 0.65 \text{ mm},$$

$$v_{mt} = -0.000337 + 2.75 \times 4.62 \times 10^{-5} = 0.000209 \text{ m} < 0.65 \text{ mm} \text{ şeklinde hesaplanmıştır.}$$

Son olarak $\delta x = 0.04$ ve $\delta y = 0.19$ durumunda,

$$p = 1.31 \times 10^{33} - 7.29 \times 10^{28} \omega - 3.79 \times 10^{31} \omega^2 + 1.44 \times 10^{27} \omega^3 + 3.95 \times 10^{29} \omega^4 - 9.22 \times 10^{24} \omega^5 - 1.79 \times 10^{27} \omega^6 + \dots$$

$$\dots + 2.20 \times 10^{22} \omega^7 + 3.40 \times 10^{24} \omega^8 - 2.19 \times 10^{19} \omega^9 - 2.83 \times 10^{21} \omega^{10} + 7.83 \times 10^{15} \omega^{11} + 8.47 \times 10^{17} \omega^{12}$$

şeklinde olup, bu denklemin çözümü ile serbest titreşim frekansları,

$$\omega_1 = 35.91 \text{ s}^{-1} \quad \omega_2 = 29.24 \text{ s}^{-1} \quad \omega_3 = 28.82 \text{ s}^{-1} \quad \omega_4 = 12.66 \text{ s}^{-1} \quad \omega_5 = 10.66 \text{ s}^{-1} \quad \omega_6 = 9.63 \text{ s}^{-1}$$

olarak bulunur. $\omega = 21.40 \text{ s}^{-1}$ için,

$$10^6 \times \begin{bmatrix} -0.1187 & 0 & 0 & 0 & 0.1712 & -0.0104 \\ 0 & -0.1187 & 0 & -0.1712 & 0 & 0.0022 \\ 0 & 0 & 0.3073 & 0.0926 & -0.0195 & 0 \\ 0 & -0.1712 & 0.0926 & 1.2977 & 0.0086 & 0.0185 \\ 0.1712 & 0 & -0.0195 & 0.0086 & 0.7503 & 0.0880 \\ -0.0104 & 0.0022 & 0 & 0.0185 & 0.0880 & -0.5893 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \\ \phi_{xm} \\ \phi_{ym} \\ \phi_{zm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 32 \\ 32 \\ 0 \\ 116.16 \\ -116.16 \\ 25.20 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

eşitliği çözülerek,

$$u_m = -0.000363 \text{ m}, v_m = -0.000339 \text{ m}, w_m = 0.000018 \text{ m} < 0.65 \text{ mm},$$

$$\phi_{xm} = 4.73 \times 10^{-5} \text{ rad}, \phi_{ym} = -6.76 \times 10^{-5} \text{ rad}, \phi_{zm} = -4.62 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

olarak bulunur. Temelin üzerindeki genlik,

$$u_{mt} = -0.000363 - 2.75 \times 6.76 \times 10^{-5} = 0.000549 \text{ m} < 0.65 \text{ mm},$$

$$v_{mt} = -0.000339 + 2.75 \times 4.73 \times 10^{-5} = 0.000209 \text{ m} < 0.65 \text{ mm} \text{ şeklinde hesaplanmıştır.}$$

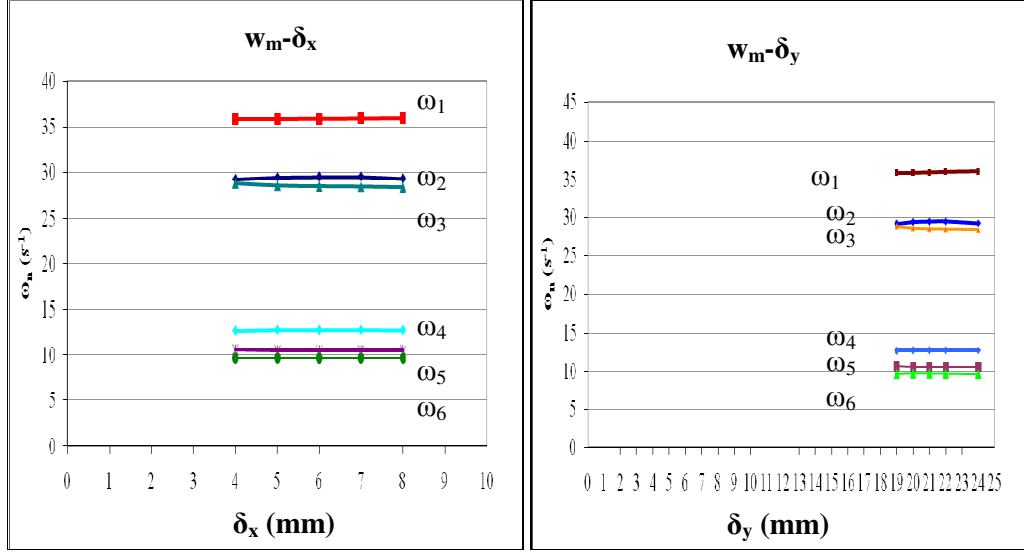
Makina-temel sisteminin simetriden sapma değerleri ve buna karşılık gelen serbest titreşim frekansları ile zorlanmış titreşim genlikleri Çizelge 11.2 de özetlenmiştir.

Çizelge 11.2 : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen serbest titreşim frekansları.

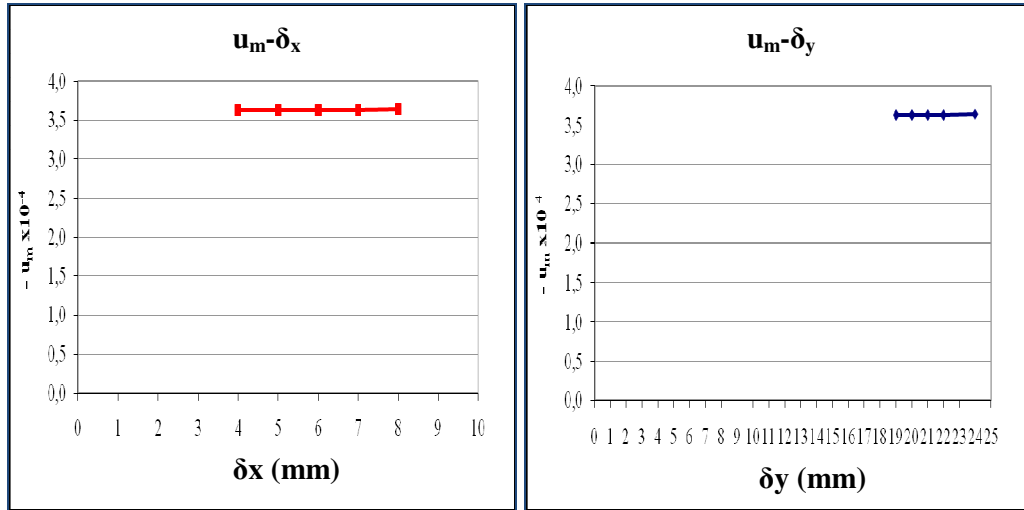
Mod	δx	δy	$\omega_1 (s^{-1})$	$\omega_2 (s^{-1})$	$\omega_3 (s^{-1})$	$\omega_4 (s^{-1})$	$\omega_5 (s^{-1})$	$\omega_6 (s^{-1})$
1. durum	0.08	0.24	36.04	29.31	28.37	12.71	10.52	9.62
2. durum	0.07	0.22	35.99	29.53	28.45	12.73	10.53	9.65
3. durum	0.06	0.21	35.96	29.52	28.49	12.72	10.54	9.66
4. durum	0.05	0.20	35.93	29.46	28.57	12.73	10.53	9.67
5. durum	0.04	0.19	35.91	29.24	28.82	12.66	10.66	9.63

Çizelge 11.3 : Makinanın ötelenmeleri ve karşılık gelen zorlanmış titreşim genlikleri.

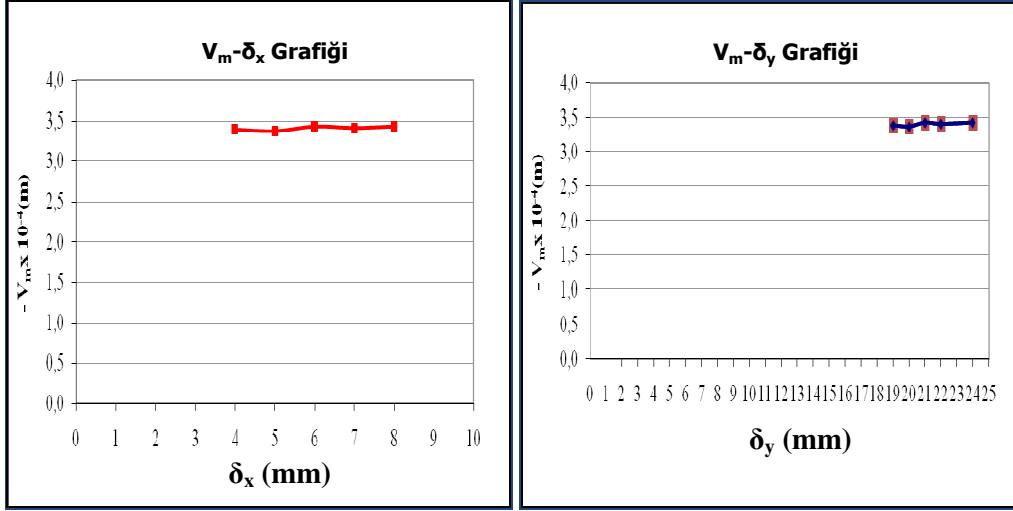
Mod	δx	δy	$u_m (m)$	$v_m (m)$	$w_m (m)$	$\Phi_{xm} (rad)$	$\Phi_{ym} (rad)$	$\Phi_{zm} (rad)$	$u_{mt} (mm)$	$v_{mt} (mm)$
1. durum	0.08	0.24	-3.64×10^{-4}	-3.43×10^{-4}	2.7×10^{-5}	5.01×10^{-5}	-6.91×10^{-5}	-4.50×10^{-5}	0.554	0.205
2. durum	0.07	0.22	-3.63×10^{-4}	-3.41×10^{-4}	2.5×10^{-5}	4.87×10^{-5}	-6.81×10^{-5}	-4.55×10^{-5}	0.550	0.207
3. durum	0.06	0.21	-3.63×10^{-4}	-3.43×10^{-4}	2.2×10^{-5}	4.82×10^{-5}	-6.79×10^{-5}	-4.60×10^{-5}	0.549	0.216
4. durum	0.05	0.20	-3.63×10^{-4}	-3.37×10^{-4}	2.0×10^{-5}	4.62×10^{-5}	-6.77×10^{-5}	-4.62×10^{-5}	0.549	0.209
5. durum	0.04	0.19	-3.63×10^{-4}	-3.39×10^{-4}	1.8×10^{-5}	4.73×10^{-5}	-6.76×10^{-5}	-4.62×10^{-5}	0.549	0.209



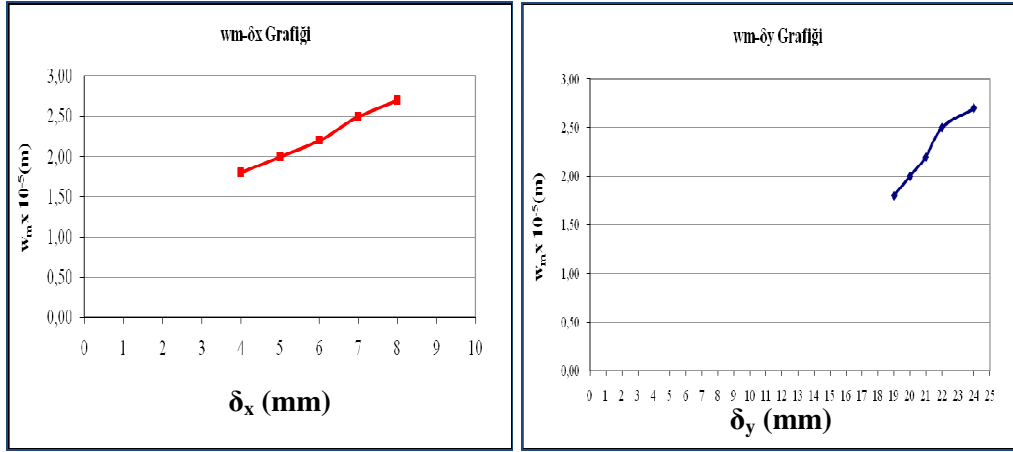
Şekil 11.11 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin serbest titreşim frekanslarının değişimi.



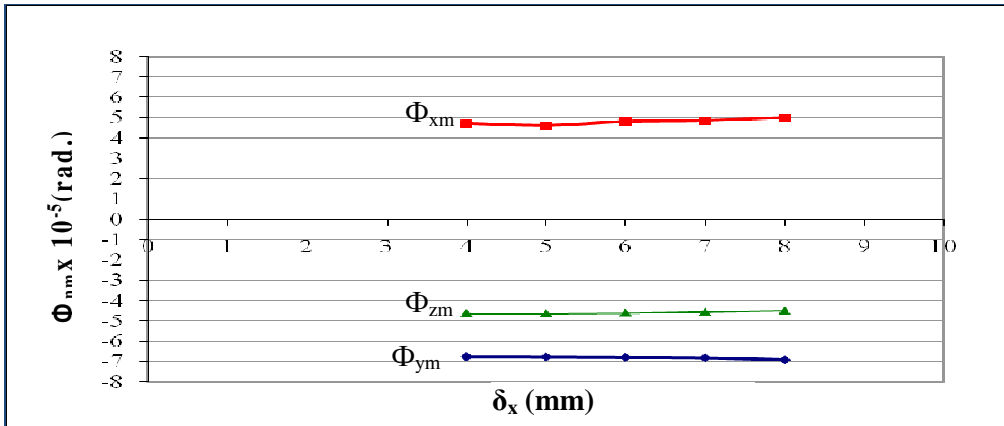
Şekil 11.12 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin zorlanmış titreşimlerin değişimi.



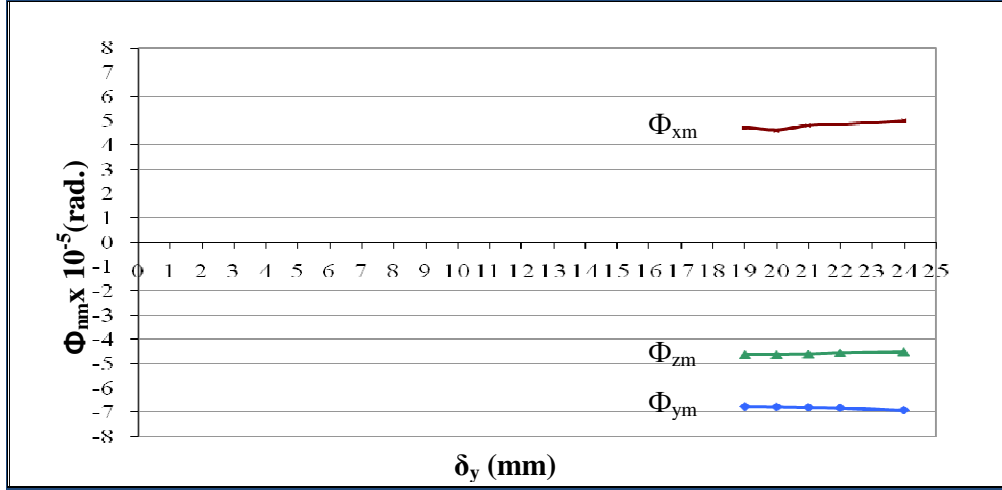
Şekil 11.13 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin zorlanmış titreşimlerin değişimi.



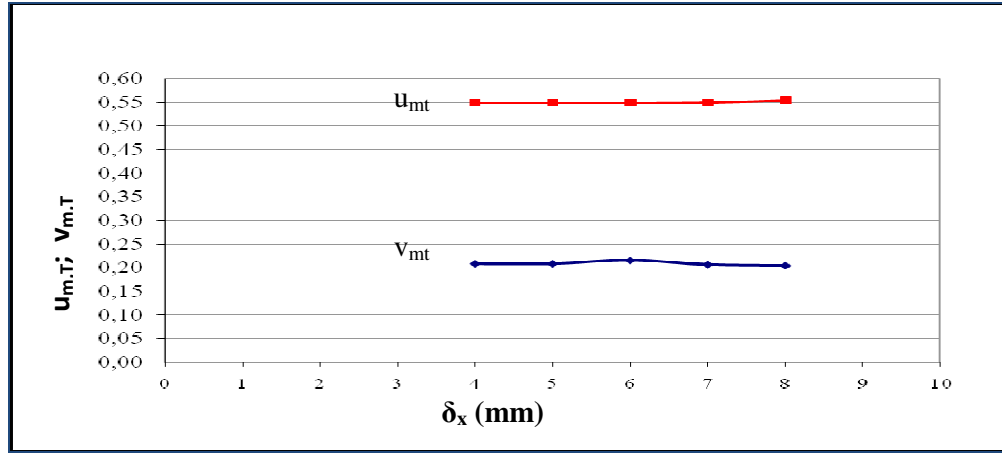
Şekil 11.14 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin düşey genliklerinin değişimi.



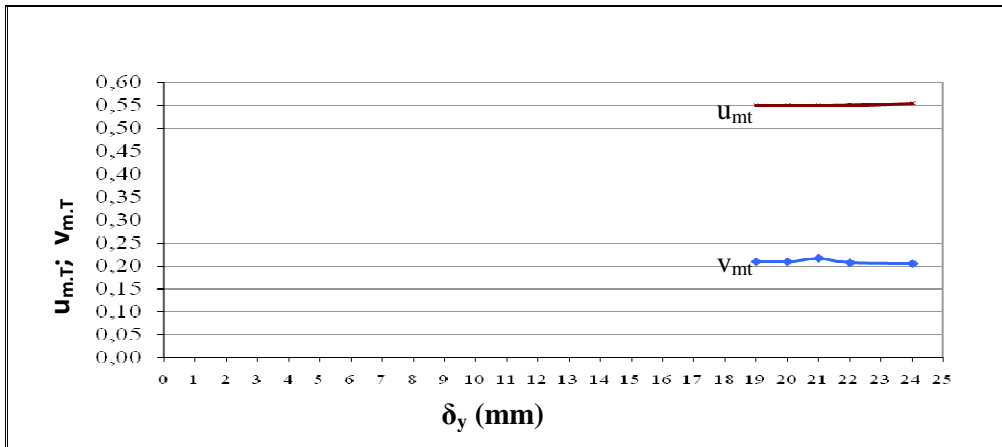
Şekil 11.15 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin dönme genliklerinin değişimi.



Şekil 11.16 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin dönme genliklerinin değişimi.



Şekil 11.17 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin temel üzeri yüzey genliklerinin değişimi.



Şekil 11.18 : İki doğrultuda simetriden sapma durumu için sistemin temel üzeri yüzey genliklerinin değişimi.

Yukarıdaki grafiklerden de anlaşılacağı üzere sistemin iki doğrultuda simetriden sapması bir doğrultuda olduğu gibi serbest titreşim frekanslarında önemli değişikliklere neden olmamaktadır. Bunun yanında sistemin her iki doğrultudaki yatay genlikleri ile temel üst yüzey genlikleri de $(u_m, v_m, u_m, t$ ve $v_m, t)$ kaydadeğer değişiklik göstermemektedir.

Şekil 11.14' ten de anlaşılacağı gibi makina-temel sisteminin iki doğrultuda simetriden sapması durumunda yalnızca düşey genliklerin simetriden sapma miktarlarına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

12. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada genel olarak, makina temellerinin tasarım ve hesap ilkeleri ele alınmış ve uygulamada sık karşılaşılan bir temel tipi olması nedeni ile blok tipi makina temellerinde temelin üzerinde bulunan makinaların hatalı yerleşimi nedeni ile ortaya çıkan simetriden sapmaların sisteme etkisi incelenmiştir.

Bu çerçevede elde edilen önemli hususlar aşağıda yer almaktadır.

Projelendirme sırasında dikkat edilmesi gereken birincil husus makina-temel-yay sisteminin özel frekansı ile makinanın işletme frekansının birbirinden yeterince uzak olmasıdır. Bu fark en az %30 olarak öngörülmektedir. Bu sayede rezonans oluşmasının da önüne geçilebilir.

Rezonansın yanı sıra işletme genlikleri de izin verilen sınırlar içerisinde olmalıdır. genliklerin büyüklüğü çevre yapı elemanlarına zarar vereceği gibi makinanın bulunduğu ortamdaki konforu da doğrudan etkileyecektir.

Diğer bir husus ise, dengelenmemiş kuvvetlerin oluşmamasına dikkat edilmesidir. Atalet kuvvetlerine bilhassa tasarımda önem verilmelidir. Makina-temel sisteminin ağırlık merkezi ile temel tabanının ağırlık merkezi aynı ekseninde bulunmalıdır. Sisteme etkileyen hareketli ve ölü kuvvetlerin bileşkesi bu merkezden geçmelidir.

Temel yüksekliğinin makul ölçülerde olması yatay genliklerin izin verilen sınırlarda olmasını sağlayacaktır. Bunun yanı sıra, oturmalara karşı sağlam zeminler tercih edilmeli, zeminin yeterli mukavemette olmadığı durumlarda mutlaka takviye yapılmalıdır.

Makina temel tipi seçimi de uygun bir projelendirme için oldukça önemlidir. Bu kapsamda, düşük hızlı makinalar ve şahmerdanlar için büyük alanlı blok tipi makina temelleri uygundur. Yüksek hızlı makinalar için ise çerçeve temel tipi seçilmeli ve sönümleyici elemanlar kullanılmalıdır.

Bu çalışmada, öncelikle özel olarak dört silindirli bir dizel motorun üzerinde bulunacağı blok tipi bir temel için bir doğrultuda simetriden sapma durumu incelenmiştir.

Yapılan inceleme neticesinde 5 farklı simetriden sapma durumu ile tam simetrik durum beraber irdelenmiş, simetriden sapmaların sistemin serbest titreşim frekanslarına bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Buna ilave olarak, düşey yük oluşturan bir makina temel sisteminde bir doğrultuda simetriden sapmalar genlikler üzerinde de kaydadeğer etkide bulunmamıştır.

Bunun yanında, sık rastlanan bir durum olması sebebi ile, makina temel sisteminin iki doğrultuda simetriden sapma hali için, sistemin serbest titreşim frekansları ve genlikleri incelenmiştir. Bu çerçevede, her iki doğrultuda da yatay yük oluşturan bir cevher kırıcı makina temel sistemi için öncelikle simetrik duruma ait olan, kütle atalet momentleri, mesnet elemanlarının elastik merkezinin yeri ve öteleme sabitleri gibi simetriye bağlı olmayan veriler elde edilmiş; sonraki adımda ise sistemin simetrisi yatay doğrultuda her iki ekseninde de bozularak ve bu verilerden hareketle sistemin serbest titreşim frekansları ve zorlanmış titreşim genlikleri elde edilmiştir. Elde edilen hesap sonuçları, yatay yük oluşturan bir makina temel sistemi için iki doğrultuda simetriden sapmaların sistemin serbest titreşim frekanslarında bir değişime yol açmadığı anlaşılmıştır. Bunun yanında, sistemin her iki doğrultudaki yatay genlikleri ile temel üst yüzey genlikleri de $(u_m, v_m, u_m, t$ ve $v_m, t)$ kaydadeğer değişiklik göstermemektedir. Makina-temel sisteminin iki doğrultuda simetriden sapması durumunda yalnızca düşey genliklerin simetriden sapma miktarlarına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, makina temel sistemlerinde bir ve iki doğrultuda simetrisinin bozulması durumu göz önüne alındığında, makinanın temel üzerine yerleştirilmesi sırasında yada işletme esnasında sistemin simetrisini bozacak şekilde yer değiştirmesi, sistem üzerinde kaydadeğer bir tehlike yaratmamaktadır.

Son olarak ta, aynı sistem için bir doğrultuda simetriden sapma durumunda makinanın çalışma frekansları değiştirilmiş olup, Bölüm 9 da uygulanan hesap adımları tekrarlanarak sonuçlar elde edilmiştir. Bulunan sonuçlar ışığında, makinanın çalışma frekansındaki değişikliklerin sistemin serbest titreşim frekansları ile genliklerinde önemli bir etkiye neden olmadığı, yalnızca temel üzeri yüzey genliklerinin makinanın çalışma frekansına bağlı olarak periyodik dalgalanma şeklinde değişim gösterdiği belirlenmiştir. İşletme esnasında bazı durumlarda makinanın çalışma frekansının yüksek değerde olması gerekebileceğinden, simetriden sapmalar kontrol altında tutulmalıdır.

KAYNAKLAR

- SRİNİVASULU, P., VAIDYANATHAN, C. V.,** Handbook of Machine Foundations, Structural Engineering Research Centre, Madras, 1976.
- AKÇAOĞLU, T.,** Makina Temelleri Dinamik Hesap Metodları ve Titreşim Analizi, İ.T.Ü. İnşaat Fak. Yüksek Linsan Tezi, 1988.
- BARKAN, D. D.,** Dynamics of Bases and Foundations, McGraw Hill, 1962.
- CELEP, Z., KUMBASAR, N.,** Deprem Mühendisliğine Giriş ve Depreme Dayanıklı Yapı Tasarımı, İ.T.Ü. İnşaat Fak., 1992.
- DEMİR, H.,** Makina Temelleri, İ.T.Ü. İnşaat Fak., I. Betonarme Yapılar Semineri, 1986.
- DEMİR, H., ÖZTÜRK, T.,** Makina Temellerinin Tasarımı ve Hesabı, İ.T.Ü. İnşaat Fak., 1992.
- ARYA, S. C., O' NEİLL, M., PİNCUS, G.,** Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines, Gulf Publishing Comp., 1984.
- ÖZDEN, K., ÖZÜDOĞRU, K.,** Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları Cevher Kırıcı İçin Temel Tadilatı Tasarımı Hakkında Teknik Rapor, İ.T.Ü. İnşaat Fak., 1984.
- ÖZKAN, M. Y.,** Dinamik Yükler Altındaki Temellerin Tasarımı, TMMOB İnşaat Mühendisleri Odası Ankara Şubesi Yayınları, 1994.
- SCHOKLİTSCH, A.,** Temel İnşaatı, Brünn Teknik Üniversitesi, 1956.
- LIPINSKI, J.,** Fundamente und Tragkonstruktionen Für Maschinen, Weisbaden, Bauverlag, 1972.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ataç AŞILIOĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi: SAMSUN, 04.03.1983

Adres: 19 Mayıs Mahallesi Mehpare Sokak
Girişenler Sitesi B Blok Daire 35, Kozyatağı
KADIKÖY, İSTANBUL

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi
İnşaat Mühendisliği Bölümü, 2001 - 2005