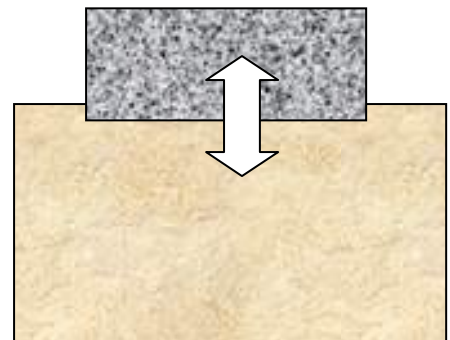


CIMIENTOS DE MAQUINAS

**Prof. Dr. Ing. Marcelo Zeballos
2008**



INDICE

1. GENERALIDADES	5
1. GENERALIDADES	5
2. TIPOS DE MAQUINAS	6
2.1. SEGÚN VARIACION EN EL TIEMPO DE LAS FUERZAS.....	6
2.2. SEGÚN LA FRECUENCIA	8
3. CRITERIOS BASICOS DE DISEÑO	8
4. CONCEPTOS SOBRE SISTEMAS DINÁMICOS.	12
4.1. SISTEMAS LIBRES NO AMORTIGUADOS.....	14
4.2. SISTEMA LIBRE AMORTIGUADO.	15
4.3. SISTEMAS FORZADOS NO AMORTIGUADOS.....	18
4.4. SISTEMA FORZADO AMORTIGUADO.	20
4.5. VIBRACIONES ROTATIVAS Y COMBINADAS.	23
5. PROPIEDADES DEL SUELO.....	26
5.1. VELOCIDAD DE LAS ONDAS.	26
5.2. CARACTERISTICAS ELÁSTICAS DEL SUELO.	27
5.3. AMORTIGUAMIENTO.....	29
5.4. PARAMETROS COMPLEMENTARIOS.....	31
6. METODO SIMPLIFICADO DE CALCULO.....	33
6.1. EJEMPLO DE APLICACIÓN.....	36
7. CIMIENTOS EN MAQUINAS DE IMPACTOS AISLADOS.....	39
7.1. EJEMPLO DE APLICACION	42
8. TIPOLOGIA DE LOS CIMIENTOS DE MAQUINAS	45
8.1. CIMIENTOS DE BLOQUES O MACIZOS	45
8.2. CIMIENTOS DE PLACAS.	47
8.3. CIMIENTOS APORTICADOS.	48
8.4. CIMIENTO PARA PILOTES.....	51
9. RECOMENDACIONES CONSTRUCTIVAS.	52
10. ELEMENTOS AMORTIGUADORES.	56
10.1. RESOTES DE ACERO.....	56
10.2. TOPES O PLANCHAS DE GOMA.	58
10.3. PLANCHAS DE CORCHO.	58
10.4. MATERIALES AGLOMERADOS.....	59
10.5. CAPAS DE FIELTRO.	59
10.6. TABLERO DE MADERA.	59
10.7. AMORTIGUADORES HIDRAULICOS.....	61
10.8. DISEÑO DE AMORTIGUADORES DE RESORTE.....	63
11. REFERENCIAS.....	65

Listado de Figuras y Tablas

- Figura N° 1.a. Sistema de carga periódico armónico simple.
Figura N° 1.b. Sistema de carga periódico armónico múltiple.
Figura N° 2. Límites de Amplitud de Desplazamiento Verticales Admisibles.
Figura N° 3. Límites de Amplitud de Vibraciones Horizontales Admisibles.
Figura N° 4. Desplazamientos generalizados aplicables a la fundación de máquinas.
Figura N° 5.a. Esquema de sistema vibratorio simple (un grado de libertad)
Figura N° 5.b. Función de desplazamiento $z(t)$, solución de la ecuación de equilibrio.
Figura N° 6.a. Esquema de sistema oscilatorio libre amortiguado.
Figura N° 6.b. Respuesta de sistema libre con amortiguamiento supercrítico.
Figura N° 6.c. Respuesta de sistema libre con amortiguamiento crítico.
Figura N° 6.d. Respuesta de sistema libre con amortiguamiento subcrítico.
Figura N° 7.a y b. Sistema oscilatorio libre forzado. a) esfuerzo independiente de la frecuencia b) esfuerzo dependiente de la frecuencia
Figura N° 7.c. Factor de magnificación de los desplazamientos vs relación de frecuencias. Sistema oscilatorio forzado con amplitud independiente de la frecuencia.
Figura N° 8.a. Sistema oscilatorio amortiguado forzado.
Figura N° 8.b. Relación de frecuencias vs Factor de magnificación M . Sistemas amortiguados con esfuerzos independientes de la frecuencia.
Figura N° 8.c. Relación de frecuencias vs Factor de magnificación M . Sistemas amortiguados con esfuerzos dependientes de la frecuencia.
Figura N° 8.d. Relación de frecuencias correspondientes a la máxima amplificación en función del amortig. relativo (D).
Figura N° 9. Vibraciones Rotativas.
Figura N° 10.a. Esquema real de sistema bajo vibraciones simultáneas.
Figura N° 10.b. Esquema desacoplado de sistema bajo vibraciones simultáneas.
Figura N° 11. Esquema de propagación de vibraciones generadas en máquinas.
Figura N° 12. Generador de oscilaciones verticales
Figura N° 13. Relación tensiones - deformaciones típicas de suelos
Figura N° 14. Variación de la relación G/G_{max} con la distorsión angular.
Figura N° 15. Deformación angular vs relación de amortiguamiento (%)
Fuente: Vucetic y Dobry (1991).
Figura N° 16. Relación de frecuencias vs Factores de Magnificación de Desplazamiento.
Figura N° 17. Ejemplo de cálculo de fundación para máquina.
Figura N° 18. Esquema general de máquina sometida a impactos aislados.
Figura N° 19. Ejemplo de aplicación.
Figura N° 20. Esquemas de sistemas de fundación superficiales
Figura N° 21. Esquemas de cimentaciones aporticadas
Figura N° 22. Esquema de comportamiento de cimentaciones aporticadas
Figura N° 23. Esquema de soluciones de voladizo.
Figura N° 24. Soluciones con empleo de pilotes.
Figura N° 25. Frecuencia natural de soluciones con pilotes

Figura N° 26. Esquemas de cimientos de placas.
 Figura N° 27. Localización de los cimientos de máquina respecto de otros cimientos superficiales
 Figura N° 28. Soluciones de anclaje mediante pernos
 Figura N° 29. Amortiguador tipo resorte
 Figura N° 30. Amortiguadores tipo laminados
 Figura N° 31. Sistemas de plancha de caucho o goma
 Figura N° 32. Localización de los tableros de madera
 Figura N° 33. Esquema general de solución de cimiento para máquinas.

Tabla N° 1. Influencia de D en la frecuencia natural amortiguada.
 Tabla N° 2. Radio equivalente r_o en bases rectangulares de área A y momento de inercia I. H = altura, L y B = lados.
 Tabla N° 3. Constante de elasticidad k, para cimientos rígidos.
 Tabla N° 4. Factores de masa (b) y amortiguamiento (Ω)
 Tabla N° 5. Altura mínima del cimiento en máquinas de choque o impacto
 Tabla N° 6. Dimensiones mínimas aconsejadas para los miembros estructurales en cimientos aporticados de turbomáquinas (en metros)
 Tabla N° 7. Longitud mínima de anclaje de los pernos.
 Tabla N° 8. Elementos amortiguadores.
 Tabla N° 9. Características resistentes de algunos tipos de maderas.
 Tabla N° 10. Espesores mínimos de los tableros de madera (m)

 Tabla N° A1. Coeficientes K2 para suelos granulares. Fuente: Seed & Idriss (1970).
 Tabla N° A2. Coeficientes para G_{max} , expresados en kPa.
 Tabla N° A3. Coeficientes para G_{max} , indicados en kPa.

1. GENERALIDADES

La aplicación de acciones dinámicas sobre una estructura o su terreno de apoyo deriva en la generación de fuerzas inerciales. Estas constituyen un componente adicional en las típicas ecuaciones de equilibrio de los sistemas estáticos.

En este capítulo se analiza, en particular, el comportamiento de fundaciones de máquinas. Las características particulares del problema se manifiestan en la regularidad de acción dinámica a lo largo del tiempo y por parte del equipo que se está fundando.

Las solicitaciones generadas pueden tener diversos grados de complejidad. En particular, efectos nocivos se generan bajo la acción de movimientos no balanceados. Esta situación resulta frecuente en el caso de émbolos o grandes ruedas volantes. Estas acciones pueden generar efectos de fatiga en los componentes estructurales de la máquina, el cimiento o los elementos próximos a la misma. Estos efectos derivan en una reducción del rendimiento de los equipos que, finalmente, pueden concluir en la salida de servicio de los mismos. Los equipos pesados, tales como prensas de forjado, pueden ocasionar fuertes impactos, los que se transmiten al suelo de fundación, superando la capacidad resistente y produciendo asentamientos no tolerables.

En el diseño del cimiento de máquinas se deben satisfacer múltiples requisitos, procurando lograr el funcionamiento armonioso del conjunto máquina - cimiento - suelo, asegurando la estabilidad de las construcciones adyacentes y la durabilidad de los equipos e instalaciones próximas.

Dentro del proceso de diseño es posible plantear un orden de preguntas a responder, tales como:

- ¿Qué acciones externas producen estas condiciones de sollicitación?.
- ¿Cómo puede esquematizarse el conjunto y sus acciones?.
- ¿Cuál es la condición de falla de la fundación sometida a acciones dinámicas?.
- ¿Qué proceso de análisis debe seguirse para el estudio de la condición de falla?.

En términos generales, las soluciones de fundación procuran generar sistemas con frecuencias naturales de oscilación sensiblemente alejados de las frecuencias inducidas por la sollicitación externa. Complementariamente, una práctica habitual procura el aislamiento de los efectos de vibración respecto de las estructuras que se localizan en proximidades de la máquina. La opción inversa, el aislamiento de la fundación de la estructura resulta menos frecuente. Este tipo de soluciones pueden ser aplicables para el caso de estructuras localizadas en proximidades de fuentes de vibración, tales como; vías férreas, puentes, rampas o sectores bajo tránsito pesado.

Análisis dinámicos de mayor complejidad que los habituales de diseño, y experiencias diversas muestran la importancia y asociación de este tema con los

problemas sonoros. En muchos casos, las molestias subjetivamente atribuidas a las vibraciones inducidas por máquinas "mal fundadas" han correspondido a emisiones sonoras de frecuencia e intensidad notablemente molestas para el ser humano. En tal sentido, basta recordar el límite de intensidad sonora de 65 decibeles, recomendado por la Organización Mundial de la Salud. Por otra parte, el oído humano presenta un rango de percepción de frecuencias entre 15 Hz y 20.000 Hz, siendo que, la mayor parte de los problemas de fundaciones de máquinas se dan para frecuencias comprendidas entre 100 Hz y 3.000 Hz.

En el proceso de diseño de la fundación debe recordarse que, además de las fuerzas dinámicas, los cimientos deben soportar las cargas estáticas debidas al peso propio de las máquinas y sus accesorios, junto con todos los componentes de la estructura que apoyen en el mismo cimiento.

2. TIPOS DE MAQUINAS

Existe una gran diversidad de solicitudes en los diferentes tipos de máquinas, por lo que la posibilidad de realizar una clasificación de las mismas resulta de cierta complejidad. Entre los factores que pueden emplearse en la clasificación se distinguen:

- Según la variación en el tiempo de la acción dinámica.
- Según la frecuencia de las acciones dinámicas.

2.1. SEGÚN VARIACION EN EL TIEMPO DE LAS FUERZAS

Se distinguen dos grandes grupos:

- Fuerzas periódicas
- Fuerzas no periódicas.

Las periódicas se dividen en: solicitudes de frecuencia única (o acciones armónicas simples) y solicitudes de frecuencias múltiples (acciones armónicas múltiples). Ejemplos de la variación de la intensidad de la fuerza en el tiempo, para cada uno de estos grupos, pueden observarse en la Figura N° 1.

Mientras que en los sistemas de frecuencia única la fuerza puede expresarse matemáticamente a través de ecuaciones armónicas simples (funciones senoidales o cosenoidales), en los sistemas múltiples la historia de los esfuerzos aplicados se expresa a través de una sumatoria de componentes armónicos. En este sentido, los sistemas simples constituyen un caso particular de los sistemas múltiples. Expresiones de estos sistemas se presentan más adelante.

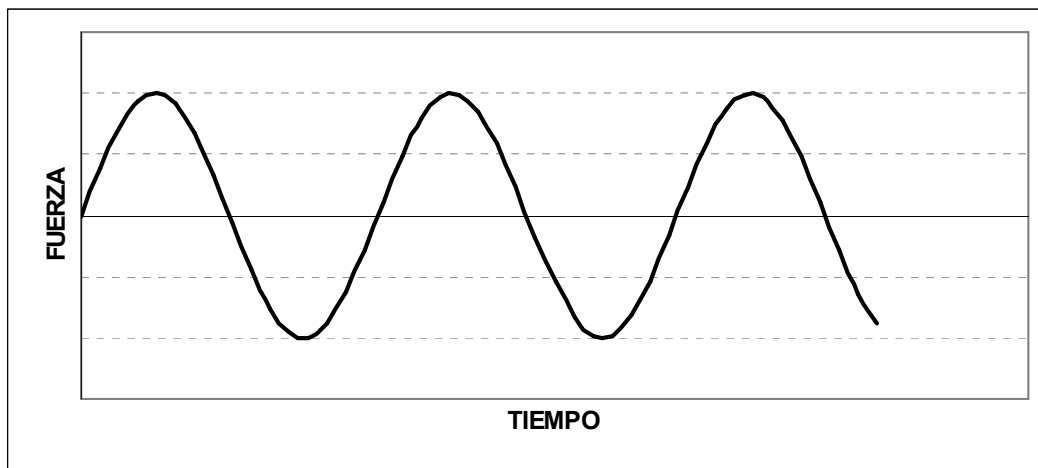


Figura N° 1.a. Sistema de carga periódico armónico simple.

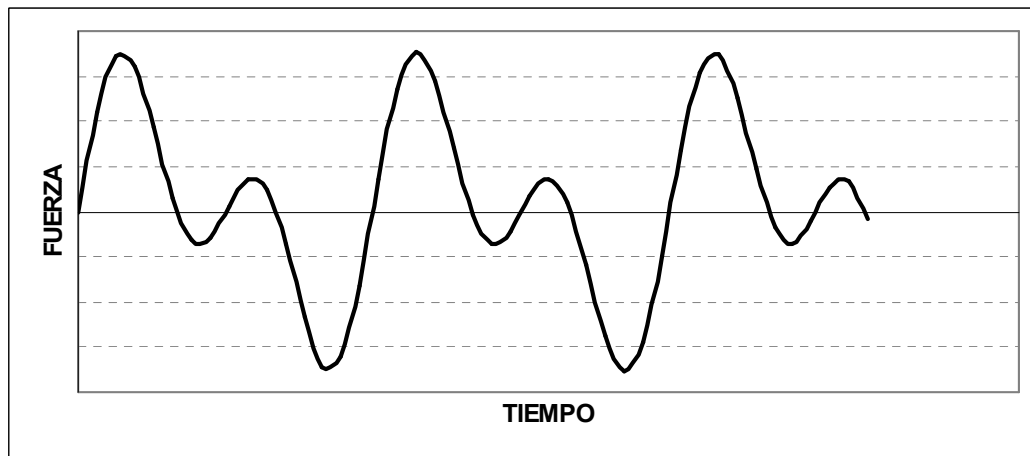


Figura N° 1.b. Sistema de carga periódico armónico múltiple.

El origen de estas solicitaciones pueden ser movimientos periódicos de algún componente de la máquina o por fuerzas centrífugas. En este grupo se encuentran las máquinas de émbolo, los motores de combustión interna, las bombas de pistón, etc.

Los movimientos periódicos resultan, en muchos casos, una consecuencia de las fuerzas de inercia debidas a masas no equilibradas. Esta situación puede ocurrir en bombas, motogeneradores, turbomáquinas, turbinas a vapor, etc.

Las acciones aperiódicas se dan en las máquinas por choque o percusiones. Estas solicitaciones se provocan a través de la caída de una masa de considerable peso. En este grupo se encuentran martinetes, martillos, pilones de hinca, algunas prensas, etc.

2.2. SEGÚN LA FRECUENCIA

Se distinguen tres grupos:

- Máquinas de baja frecuencia
- Máquinas de frecuencia media
- Máquinas de alta o muy alta frecuencia.

La frecuencia de solicitación se refiere al número de ciclos de carga aplicados por unidad de tiempo, para el caso de las condiciones de funcionamiento en régimen. Algunas características particulares de esta clasificación se comentan a continuación:

- **Máquinas de baja frecuencia.** Dentro de este grupo se encuentran las grandes máquinas rotativas, tales como los motores diesel pesados, los motogeneradores, las máquinas de émbolo, las de biela manivela, los motores de combustión, las bombas y compresores de pistón, etc. Este grupo está compuesto por aquellas máquinas con períodos de solicitación comprendidos entre 0 y 300 revoluciones por minuto (rpm).
- **Máquinas de frecuencia media.** Es el caso de máquinas de émbolo medianas, turbomáquinas lentas, motores diesel intermedios, máquinas sincrónicas standard con partes rotativas, motores alternativos de compresores, etc. Comprende equipos con frecuencia entre 300 y 1.000 rpm.
- **Máquinas de frecuencia alta y muy alta.** Se incluyen los turbogeneradores, las turbinas a vapor, los turbodínamos y las turbomáquinas en general. Las de frecuencias altas varían entre 1.000 y 3.000 rpm, en tanto que las de frecuencia muy alta comprenden el rango entre 3.000 y 10.000 rpm.

El conocimiento de la frecuencia de los esfuerzos que impone una máquina resulta de gran importancia. El mismo muestra su utilidad a la hora de proyectar el cimiento procurando que su frecuencia de oscilación natural resulte lo más diferente posible respecto de las solicitaciones generadas por la máquina. Esta diferenciación permite la reducción de los efectos de magnificación de los desplazamientos que se ocasionan a través de la interacción suelo - estructura.

3. CRITERIOS BASICOS DE DISEÑO

Cuando se realiza un diseño de fundaciones para máquinas, lo que se procura como resultado la generación de un sistema estructura - fundación - suelo que desarrolle un adecuado funcionamiento. La condición de "adecuado funcionamiento" que se le impone al sistema de fundación implica la evaluación de aspectos relacionados, en particular, asentamientos y desplazamientos inducidos. Estas verificaciones implican las siguientes determinaciones:

- Asentamientos y desplazamientos derivados de las acciones estáticas del sistema estructura - fundación, tanto en forma instantánea, como a largo plazo.

- Desplazamientos inducidos bajo las solicitaciones dinámicas generadas por el equipo.
- Acciones inducidas en fundaciones próximas, verificando que no se generen efectos nocivos para las mismas.

El cálculo de los asentamientos derivados de la acción estática del sistema estructura - fundación sobre el suelo se efectúa mediante la aplicación de los conceptos clásicos de la mecánica de suelos.

Por otra parte, los desplazamientos dinámicos de la máquina que se pretende fundar deben compararse con las magnitudes admisibles derivadas de distintos criterios de diseño. Son numerosos los estudios que se destinan a la identificación de las amplitudes máximas de desplazamientos tolerables. Las amplitudes que se fijan se encuentran condicionadas por los tipos y magnitudes de daños que se pretenden evitar, los cuales también dependen de la frecuencia de sollicitación (a menor frecuencia mayor desplazamiento admisible).

El vínculo entre los desplazamientos tolerables y la frecuencia de excitación permite la estimación de los límites correspondientes en el campo de las velocidades y de las aceleraciones. Estas últimas variables resultan, en algunos casos, de más sencilla determinación in situ.

A modo de ejemplo, se presentan dos referencias clásicas respecto de desplazamientos admisibles.

La Figura N° 2 cuya fuente de elaboración es Richart et al (1962) presenta cinco límites de sensibilidad al desplazamiento, valores definidos según las sensaciones producidas sobre personas. Estos límites varían desde "no perceptible" hasta "efectos severos". Estas limitaciones resultan aplicables para personas localizadas en las cercanías de la máquina, y se corresponden con movimientos en dirección vertical. Por encima de estos límites se encuentran los valores que afectan estructuralmente a la fundación del equipo. En este campo se distinguen los "límites de tolerancia de la estructura" y el límite por encima del cual se produce la generación de "daños estructurales severos".

Los criterios de desplazamiento planteados implican valores notoriamente menores que los admisibles en el caso de la aplicación de cargas estáticas. Así, por ejemplo, para la fundación de una máquina que gira a 1.000 rpm la generación de movimientos periódicos superiores a los 0,20 mm resultaría nocivo para el equipo.

La Figura N° 3 asocia las amplitudes de vibración horizontal con la frecuencia de las mismas en máquinas rotativas. Se distinguen cinco zonas de sensibilidad. Estas van desde aquellas correspondientes a condiciones sin potencialidad de falla (Zona A) hasta la región de daños marcados y funcionamiento peligroso para el equipo (Zona E). En este caso, el mismo gráfico contiene recomendaciones de velocidades y aceleraciones admisibles.

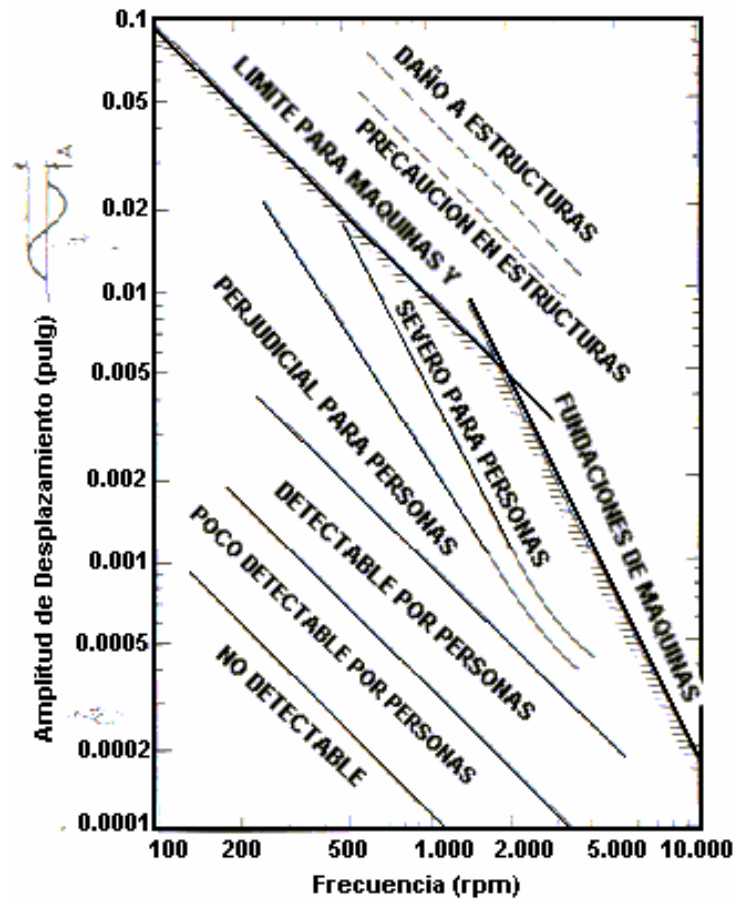


Figura N° 2. Límites de Amplitud de Desplazamiento Verticales Admisibles.
Fuente: Richart, et. al. 1962.

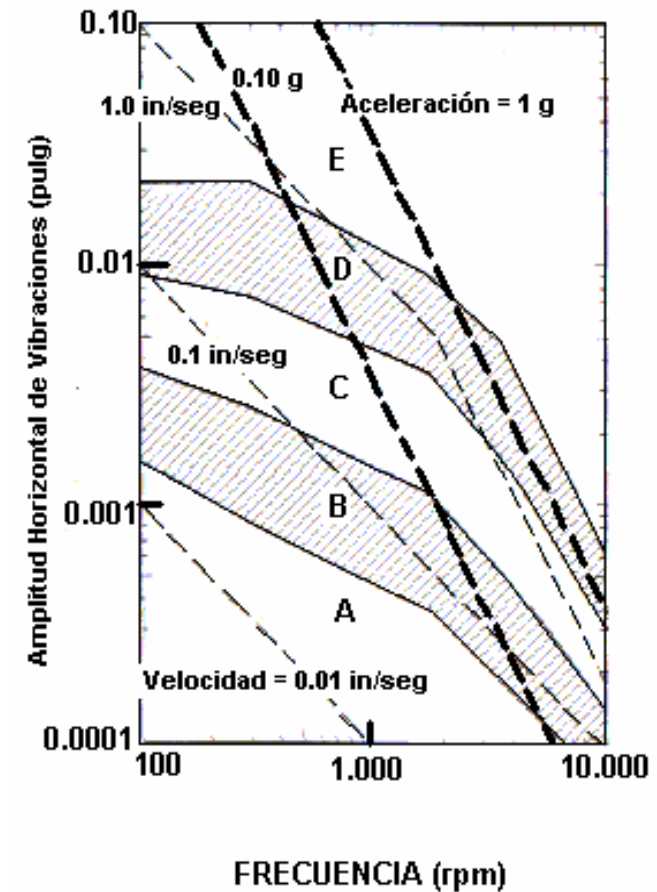


Figura N° 3. Límites de Amplitud de Vibraciones Horizontales Admisibles.
E: Peligroso; D: Proximidad a la falla; C: Estimación de falla en no más de 10 días. B: Fallas menores; A: Sin fallas.
Fuente: Blake. 1964.

La bibliografía recomendada (Richart et al, 1962) contiene mayor información con respecto a valores admisibles, los cuales deben ser cotejados en cada caso con las limitaciones definidas por los fabricantes de cada máquina que se esté analizando.

A continuación se presentan algunos conceptos básicos del diseño, cuyos fundamentos serán justificados teóricamente en los apartados siguientes.

Las tres recomendaciones de diseño más importantes en el tratamiento del tema son:

1. **Diseñar cimientos sólidos, macizos y resistentes.** Esta condición se plantea procurando que el cimiento no se deteriore bajo el régimen de servicio de la máquina, así como durante su puesta en funcionamiento o apagado. Al mismo tiempo, debe ofrecer una base estable y firme a las máquinas, sin deformaciones excesivas, aún bajo la acción de fuerzas no balanceadas.
2. **La frecuencia natural propia del cimiento debe resultar lo más alejada posible de la frecuencia de excitación de la máquina,** funcionando en condición de régimen. Se procura evitar los efectos de "resonancia", o coincidencia de la frecuencia operativa de la máquina con la frecuencia propia del conjunto suelo - cimiento. Como la frecuencia de régimen de la máquina es una condición inicial, los diseños se centran en la modificación de las frecuencias propias del cimiento.
3. **Es recomendable aislar el cimiento respecto de las estructuras próximas.** Las vibraciones de la máquina no deben afectar el correcto funcionamiento de las instalaciones próximas. Para ello se suelen usar aislantes de diferentes tipos, tales como filtros, amortiguadores, pozos y trincheras, etc.

Otras recomendaciones adicionales a las anteriores pueden resumirse a continuación:

4. *Los cimientos deben estar perfectamente nivelados antes de ubicar las máquinas sobre ellos.* Mínimos desniveles o irregularidades en la superficie de apoyo pueden dar lugar a desgastes prematuros o contemplados de algunos componentes del equipo. Esto puede derivar, en los casos, en la salida de servicio de la máquina.
5. *Construir el cimiento, en lo posible, sobre suelo bien compactado,* evitando la proximidad del nivel freático. Sobre suelos muy deformables puede resultar conveniente mejorar su capacidad resistente antes de construir la fundación.
6. *La máquina debe estar rígidamente vinculada al cimiento.* Esto permite asegurar una correcta transmisión de las fuerzas estáticas y dinámicas. Puede lograrse por medio de pernos de anclaje empotrados en la masa del hormigón. Además, las bases deben construirse con los encajes y las ranuras necesarias, según el modelo y dimensiones de la máquina, para impedir todo deslizamiento del equipo o de alguna de sus partes.

7. *El diseño del cimiento debe prever la posibilidad de acceso a los diferentes mecanismos y conexiones entre máquina y cimiento, así como a sus sistemas de amortiguamiento. Esto facilita la inspección, limpieza y mantenimiento de sus partes.*
8. *Toda máquina debe ubicarse, en la medida de lo posible, de modo que el centro de gravedad esté contenido en el eje vertical que pasa por el baricentro del cimiento.* Normalmente, la máxima excentricidad permitida es del 3% al 5%, con respecto a los lados de la base en planta. En las máquinas de impacto o choque estas condiciones son más estrictas.
9. *Es aconsejable que las presiones de contacto que ejerce el cimiento sobre el suelo, debida a las cargas estáticas, no superen 1/2 a 1/3 de la presión admisible (σ_{adm}).* Se logra así un margen de seguridad adicional, que permita soportar el efecto adicional generado por las fuerzas dinámicas sobre el suelo.
10. *En el caso de cimientos aporticados, se deben tomar precauciones especiales, reforzando convenientemente los puntos débiles de la estructura, y no ubicando la máquina o sus accesorios en voladizos o elementos que pueden tender a fisurarse o que tengan bajo confinamiento.*

4. CONCEPTOS SOBRE SISTEMAS DINÁMICOS.

El comportamiento dinámico del sistema máquina - fundación - suelo puede ser analizado esquemáticamente mediante la aplicación de la teoría de vibraciones en medios continuos. A fin de poder analizar numéricamente el problema es necesario elaborar un modelo, el cual se define a partir de un conjunto de hipótesis simplificadas. Estas hipótesis pueden resumirse como sigue:

- El cimiento es un bloque absolutamente rígido. Es una masa de propiedades inerciales únicamente, no presenta propiedades elásticas. Se caracteriza a través de su masa m .
- El suelo de fundación presenta sólo propiedades elásticas, sin desarrollar propiedades inerciales.
- La relación entre el desplazamiento del cimiento y la reacción del suelo es lineal, la cual se valora a través de un coeficiente de elasticidad k .

Las fundaciones superficiales se encuentran sometidas a desplazamientos variados o compuestos, los cuales pueden ser individualizados según tres ejes coordenados. De esta forma, el sistema de fundación se considera esquematizado a través de un modelo de seis grados de libertad. Estos desplazamientos generalizados comprenden traslaciones sobre cada eje y rotaciones con respecto a estos. La Figura N° 4 representa los movimientos a los que se encuentra sometida la base de fundación.

Cuando el sistema está formado por varios elementos que vibran en forma combinada se analiza el mismo como sistema múltiple, desacoplando los movimientos que pueden aislarse.

Igualmente, las condiciones constructivas o de solicitación impuestas pueden restringir algún tipo de movimiento, con lo cual se reducen los grados de libertad. Esto puede ocurrir cuando se restringen las translaciones horizontales y rotaciones respecto de cualquiera de los ejes del sistema, permitiendo sólo los desplazamientos verticales. El modelo de vibraciones verticales constituye una de las formas más sencillas de análisis del comportamiento dinámico, y es empleado como base para cualquier razonamiento.

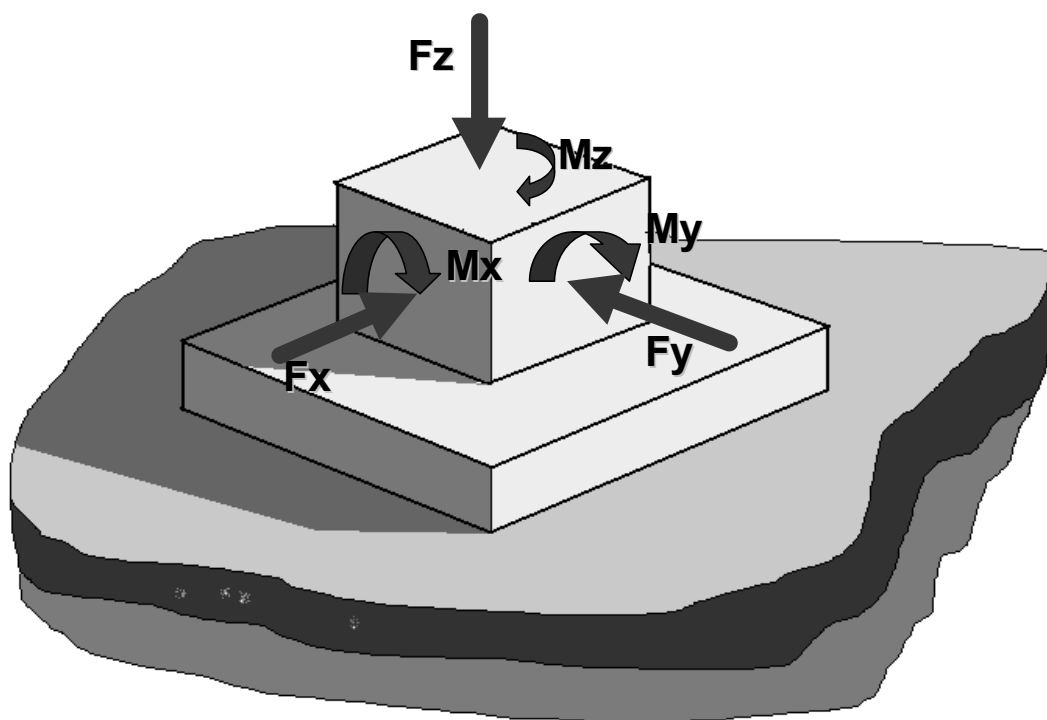


Figura N° 4. Desplazamientos generalizados aplicables a la fundación de máquinas.

Respecto de las solicitaciones actuantes pueden considerarse dos modelos: sistemas de vibraciones libres y sistemas de vibraciones forzadas.

El primero puede asimilarse al efecto que produce la aplicación de un impulso aislado sobre el sistema, dejando que el mismo vibre sin la adición de acciones externas. Los sistemas forzados reciben la acción externa en forma periódica, produciendo una respuesta en consecuencia. El primer sistema puede resultar representativo del comportamiento de las bases de fundación que soportan máquinas de impacto, en tanto que el segundo se corresponde a las máquinas que producen cargas periódicas sobre el cimiento.

La respuesta del sistema puede ser no amortiguada o amortiguada. La primera implica que el terreno de apoyo sólo desarrolla reacciones en relación con su constante elástica (k). En tanto que, en el segundo caso el suelo es capaz de generar una componente de amortiguamiento.

No siendo objeto de este texto el desarrollo detallado de la teoría de vibraciones en medios elásticos continuos, se resume a continuación sus principales

características, especialmente respecto de aquellos elementos de aplicación en la resolución del problema aquí planteado. Para una revisión de mayor alcance se recomienda la consulta de DAS (1983) y Prakash (1981).

4.1. SISTEMAS LIBRES NO AMORTIGUADOS.

Un sistema oscilatorio sometido a una acción dinámica puede ser representado en la forma indicada en la Figura N° 5.a. En ella se identifican los parámetros básicos del sistema:

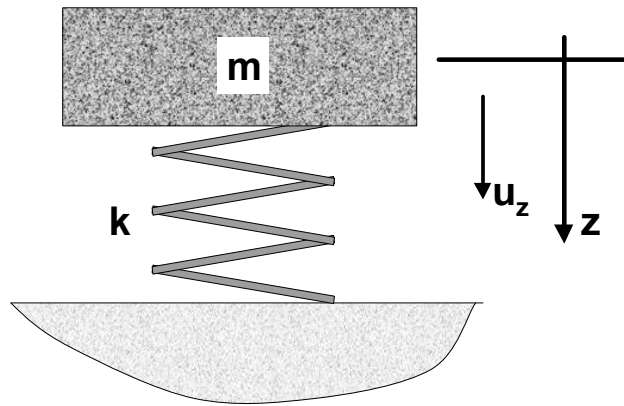


Figura N° 5.a. Esquema de sistema vibratorio simple (un grado de libertad)

- el cuerpo que oscila tiene una masa m , y
- la constante elástica (k), resistente al desplazamiento (u_z).

Si el cuerpo es sacado de su posición de equilibrio, por cualquier acción, y posteriormente se libera a su propio movimiento, describe un comportamiento oscilatorio alrededor de su posición de equilibrio. En esta condición, la ecuación de equilibrio dinámico del sistema es la indicada en la ecuación [1].

$$m \cdot \ddot{u} + k \cdot u = 0 \quad [1]$$

La solución de la ecuación diferencial básica del equilibrio se realiza a través de la identificación de una función del desplazamiento $z(t)$ que satisfaga el equilibrio. La ecuación anterior se simplifica mediante el empleo de una variable alternativa. La misma se designa como pulsación (o velocidad angular) ω . La forma que toma es la indicada en la ecuación [2].

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad [2]$$

La variable definida se relaciona con la frecuencia natural del sistema sometido a esta sollicitación armónica. La forma de expresión de esta frecuencia es la indicada en la ecuación [3].

$$f_n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [3]$$

La solución obtenida responde a un movimiento armónico que se desarrolla con una frecuencia "fn" (frecuencia natural del sistema, derivada de la pulsación natural ω_n), y que presenta una amplitud máxima z_0 . La forma de la función en la indicada en la Figura N° 5.b.

Las condiciones impuestas al sistema indican que el mismo mantiene su respuesta periódica independientemente del tiempo, y sólo puede modificarse ante la aplicación de otro esfuerzo externo de igual naturaleza que aquel que generó el movimiento.

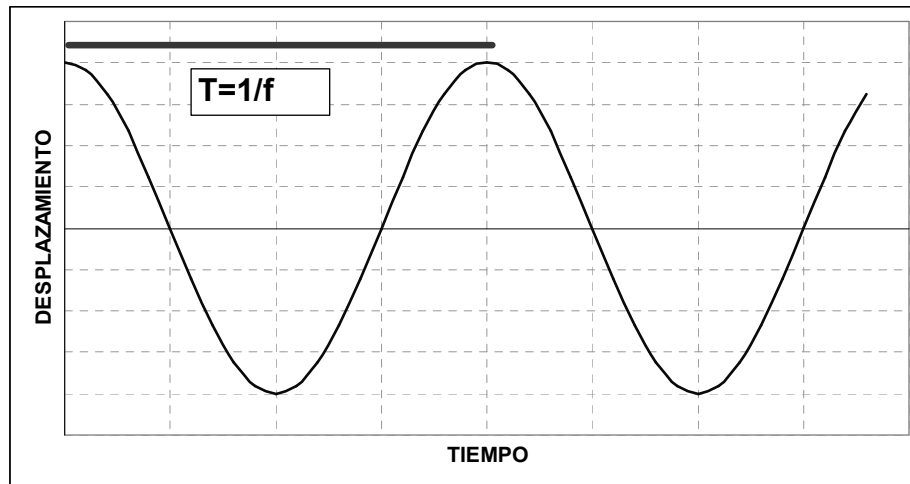


Figura N° 5.b. Función de desplazamiento $z(t)$, solución de la ecuación de equilibrio.

4.2. SISTEMA LIBRE AMORTIGUADO.

El sistema oscilatorio anterior se le agrega un elemento resistente directamente dependiente de la velocidad de deformación (amortiguador). La resistencia del sistema se plantea en forma proporcional al valor de la velocidad de desplazamiento (u'), y a través de una constante de amortiguamiento (c). El sistema planteado es el indicado en la Figura N° 6.a., en tanto que la ecuación de equilibrio para la condición de oscilaciones libres es la indicada en [4].

$$m \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = 0 \quad [4]$$

La solución de la ecuación diferencial se plantea con similares conceptos a los formulados en el caso anterior.

La resolución de la ecuación de equilibrio a través del empleo de procesos de generación de variables intermedias permite identificar tres posibles estados. Las alternativas planteadas son las siguientes:

- **Caso 1. $C^2 > 4km$.** El sistema se considera sobreamortiguado, y después de quitado de su posición de equilibrio y liberado, el móvil sigue el camino indicado en la Figura N° 6.b.
- **Caso 2. $C^2 = 4km$.** El desplazamiento del móvil es similar al caso anterior (Figura N° 6.c.), con un único cambio de signo. El amortiguamiento "c" que satisface esta condición se denomina "amortiguamiento crítico", y es igual a lo indicado en [5].

$$c_c = \sqrt{2km} \quad [5]$$

Este valor de amortiguamiento crítico se emplea, generalmente, en forma comparada con el valor de amortiguamiento disponible en el terreno (c). El valor empleado se denomina relación de amortiguamiento ($D = c/c_c$).

- **Caso 3. $C^2 < 4km$.** La solución del sistema (Figura N° 6.d) es una combinación de una función armónica periódica y una función exponencial que reduce su amplitud en el tiempo.

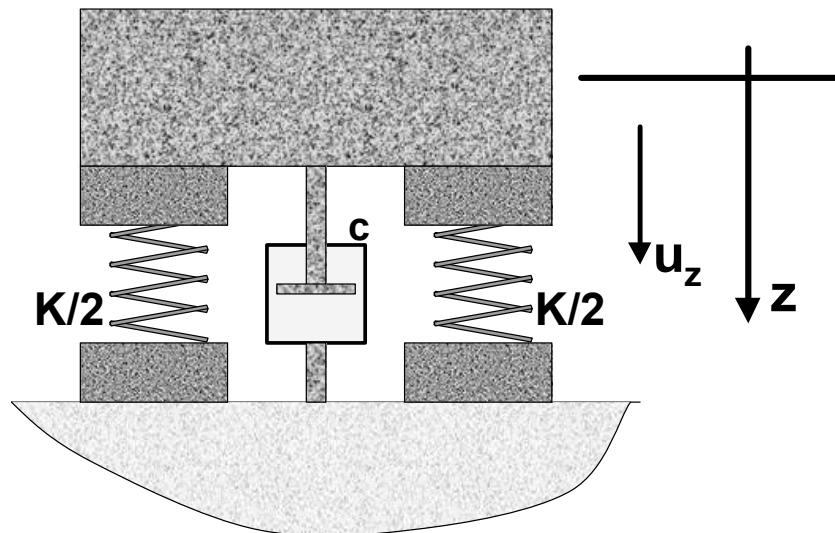


Figura N° 6.a. Esquema de sistema oscilatorio libre amortiguado.

La frecuencia natural del sistema amortiguado es la indicada a continuación en [6].

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad [6]$$

El sistema en esta condición se dice que es subamortiguado.

Cabe acotar que la respuesta del sistema amortiguado puede ser identificada según el valor de la relación de amortiguamiento. De la forma:

- | | |
|------------------------|---------|
| • Sistema supercrítico | $D > 1$ |
| • Sistema crítico | $D = 1$ |
| • Sistema subcrítico | $D < 1$ |

La mayoría de los casos de fundaciones de máquinas se inscriben dentro del grupo de los sistemas subcríticos.

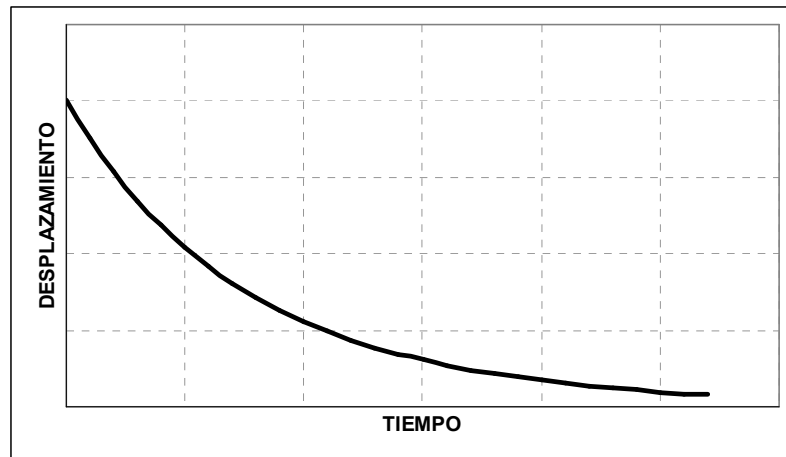


Figura N° 6.b. Respuesta de sistema libre con amortiguamiento supercrítico.

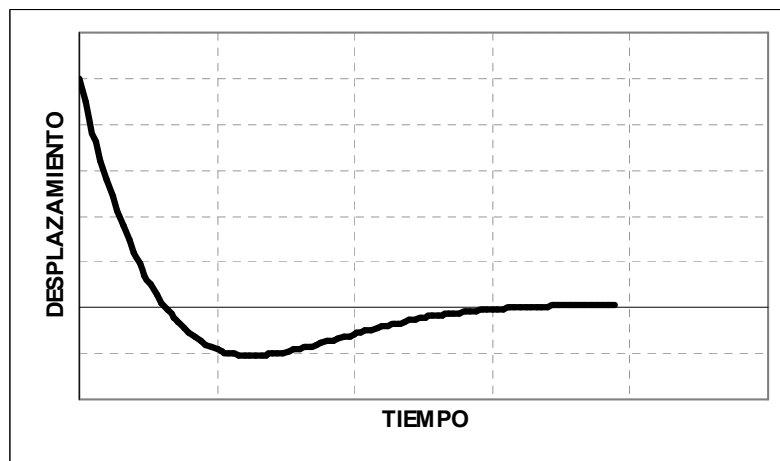


Figura N° 6.c. Respuesta de sistema libre con amortiguamiento crítico.

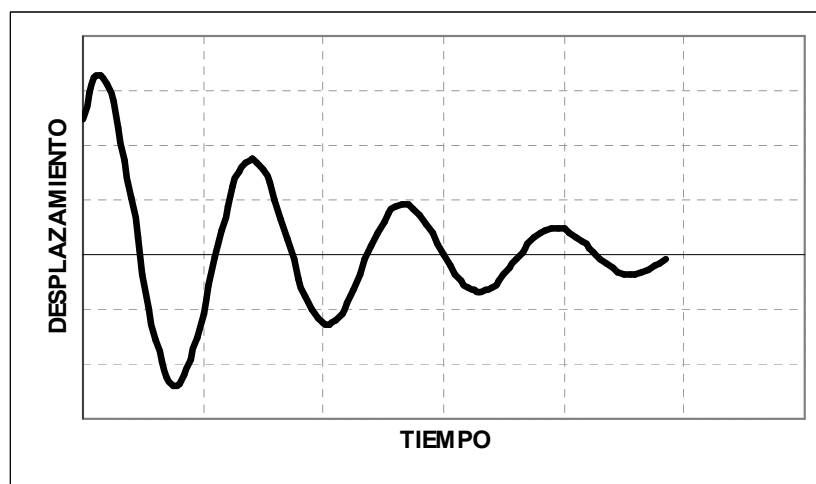


Figura N° 6.d. Respuesta de sistema libre con amortiguamiento subcrítico.

4.3. SISTEMAS FORZADOS NO AMORTIGUADOS.

El sistema planteado es similar el presentado en la Figura N° 5.a, con el agregado de una fuerza externa de acción permanente y con una magnitud máxima igual a Q_0 , que saca de su posición de equilibrio a la masa. La evolución en el tiempo de esta fuerza externa se corresponde con una distribución armónica. El esquema general del sistema es el indicado en la Figura N° 7.a y b. El primero de los esquemas muestra el sistema solicitado por esfuerzos externos cuya máxima amplitud es independiente de la frecuencia de oscilación, lo que es frecuente en sistemas del tipo martinetes. El esquema b) muestra el sistema en el que la amplitud del esfuerzo está condicionada por la frecuencia de oscilación de la masa desequilibrada. Este sistema resulta típico de los sistemas con masas (m_0) rotativos desequilibrados y girando a una velocidad (w).

En un sistema de amplitud de esfuerzo independiente de la frecuencia la ecuación de equilibrio del sistema es la indicada en [7].

$$m \cdot \ddot{u} + k \cdot u = Q_0 \cdot \sin(\omega t) \quad [7]$$

Empleando la expresión de las pulsaciones naturales del sistema ($\omega_n^2 = k/m$), el desplazamiento máximo (A) que produce la sollicitación de amplitud (Q_0) con una frecuencia (w) es el indicado en [8].

$$A = \frac{Q_0}{k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad [8]$$

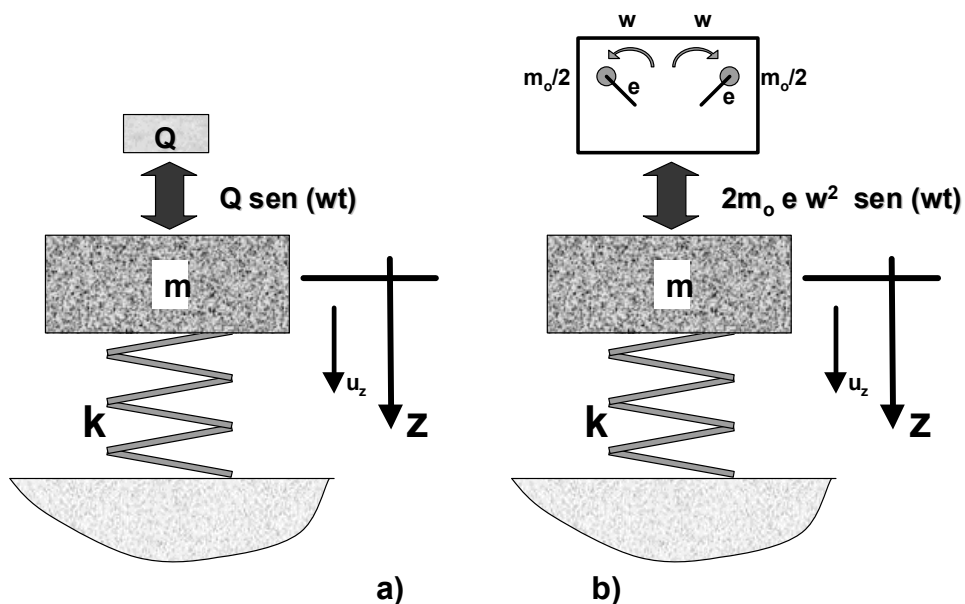


Figura N° 7.a y b. Sistema oscilatorio libre forzado. a) esfuerzo independiente de la frecuencia b) esfuerzo dependiente de la frecuencia

La expresión anterior permite realizar las siguientes observaciones:

- El máximo desplazamiento del sistema (A) es directamente dependiente de la magnitud de la carga actuante (Q_0) y de la respuesta elástica del mismo (k). En condiciones estáticas ($\omega=0$) el sistema se deforma según la relación anterior exclusivamente, es decir $A=A_{est}=Q_0/k$.
- En condiciones dinámicas, el desplazamiento "estático" se modifica por un factor hiperbólico de amplificación. Este factor depende de la velocidad angular a que se encuentra sometido dinámicamente el sistema (ω) y de la frecuencia natural del mismo (ω_n). Esta modificación de la condición estática define un "factor de magnificación" del desplazamiento (M) que se expresa como se indica en [9].

$$M = \frac{A}{Q_0/k} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} = \frac{1}{1 - \xi^2} \quad [9]$$

La forma de la ecuación [9] se observa en la Figura N° 7.c. Esta Figura muestra que para solicitaciones estáticas ($\omega=0$) el factor de magnificación (M) es igual a 1. En tanto que, en el caso que $\omega=\omega_n$, el factor M tiende a infinito, generando el efecto de resonancia en la masa móvil. Para valores de $\omega \gg \omega_n$, el valor de M tiende a anularse.

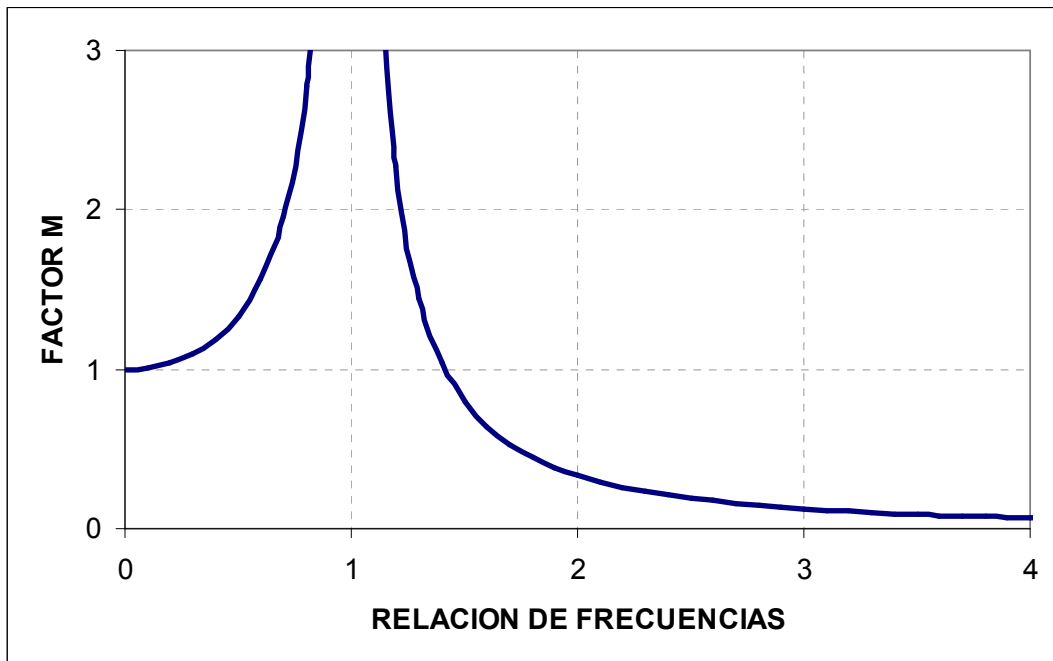


Figura N° 7.c. Factor de magnificación de los desplazamientos vs relación de frecuencias. Sistema oscilatorio forzado con amplitud independiente de la frecuencia.

4.4. SISTEMA FORZADO AMORTIGUADO.

Se plantea un sistema similar al presentado en la Figura N° 6.a, sometido a la acción de una fuerza actuante con una magnitud variable en forma armónica. El esquema correspondiente es el de la Figura N° 8.a. La ecuación de equilibrio en este caso, es la indicada en la ecuación [10].

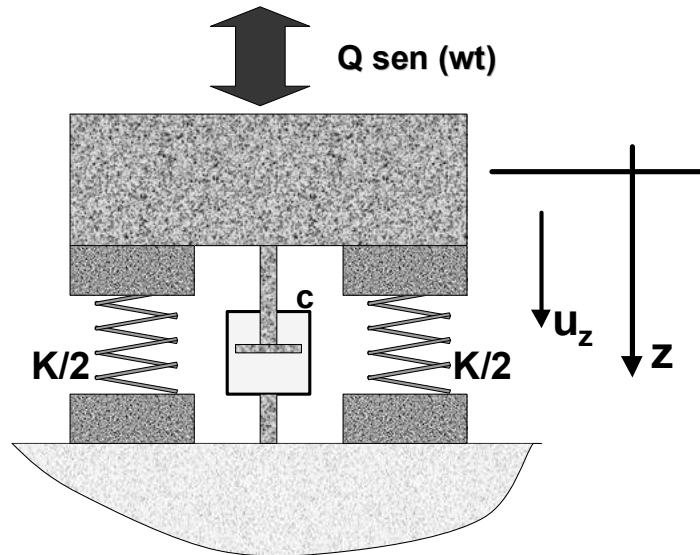


Figura N° 8.a. Sistema oscilatorio amortiguado forzado.

$$m \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = Q_o \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad [10]$$

El amortiguamiento introducido en el sistema produce un desfase entre las sollicitaciones externas (fuerzas) y la respuesta ante esta acción (desplazamiento). Este desfase se expresa en la ecuación de movimiento armónico a través de un ángulo de fase (φ). El sistema planteado presenta dos incógnitas: la amplitud de la respuesta (A), y el ángulo de fase (φ) con que se produce la respuesta. Resolviendo, las incógnitas indicadas puede expresarse según se presenta en las ecuaciones [11].

$$A = \frac{Q_o}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2}} \quad [11.a]$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad [11.b]$$

Incorporando en las expresiones anteriores las variables de amortiguamiento relativo (D) y frecuencia natural (ω_n), la ecuación del factor de magnificación (M) queda de la forma indicada en [12].

La Figura N° 8.b muestra la distribución del factor de magnificación del desplazamiento para distintas relaciones entre la frecuencia solicitante y la propia del sistema. Según se observa la frecuencia natural del sistema amortiguado

depende de la amortiguación impuesta. La determinación de esta frecuencia puede obtenerse a partir del valor de la frecuencia "f" que permite generar la mayor amplificación para cada nivel de amortiguamiento. Derivando la expresión de M e igualando a cero, se determina la frecuencia para la cual la amplificación es máxima. Esta expresión es la indicada en la ecuación [13].

$$M = \frac{A}{Q_o/k} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2D \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad [12]$$

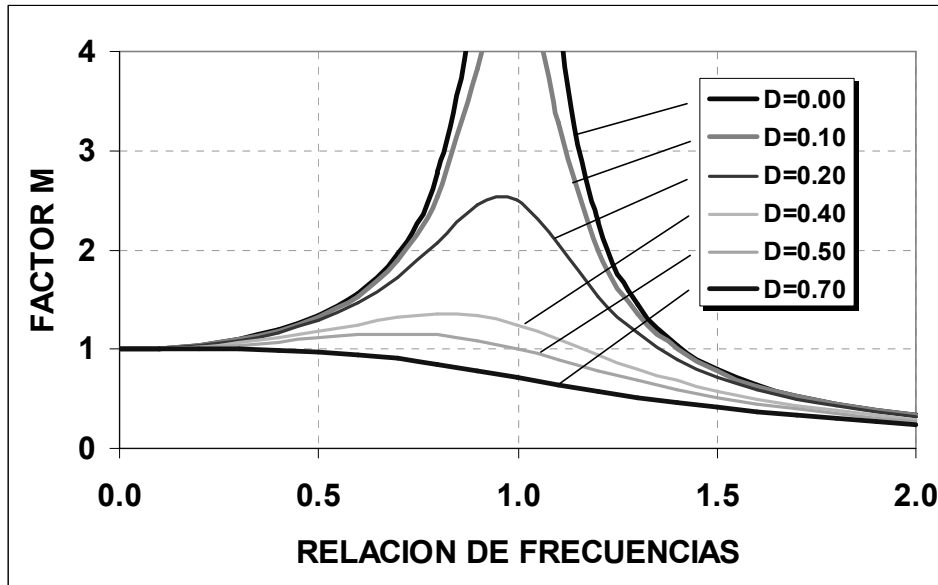


Figura N° 8.b. Relación de frecuencias vs Factor de magnificación M. Sistemas amortiguados con esfuerzos independientes de la frecuencia.

$$f_n = f \sqrt{1 - 2D^2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \sqrt{1 - 2D^2} \quad [13]$$

La solución obtenida muestra la dependencia entre la relación de amortiguamiento del sistema y la frecuencia natural del mismo. A modo de análisis de sensibilidad del efecto que genera el amortiguamiento relativo, la Tabla N° 1 presenta la relación entre las frecuencias naturales amortiguadas y sin amortiguamiento para distintas relaciones de amortiguamiento (D).

D	f_n/f
0,05	1,00
0,10	0,99
0,15	0,98
0,20	0,96

Tabla N° 1. Influencia de D en la frecuencia natural amortiguada.

Cuando las solicitaciones derivan de fuerzas centrífugas, la fuerza aplicada se relaciona con el período de aplicación, según la forma que se indica en [14].

$$Q(t) = m_e \omega^2 \sin(\omega \cdot t) \quad [14]$$

donde

m_e es la masa excitatriz que se encuentra desequilibrada

e es la excentricidad con que se desplaza la masa anterior.

En este sistema, la amplitud del esfuerzo aplicado depende proporcionalmente del cuadrado de la velocidad de giro. La solución al sistema se obtiene considerando la deformación estática equivalente como se indica en [15].

$$\Delta_e = \frac{Q_o}{k} = \frac{m_e e \omega^2}{k} = \frac{m_e e}{m} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \quad [15]$$

De esta forma, el factor de magnificación de los desplazamientos puede expresarse como se indica en [16].

$$M = \frac{\Delta_{din}}{Q_o/k} \therefore \frac{\Delta_{din}}{\frac{m_e e}{m}} = \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 M \quad [16]$$

La solución planteada al problema se obtiene como una modificación del factor de magnificación (M) definido para el sistema de esfuerzos independientes de la frecuencia. En este caso la forma de las curvas de magnificación se observan en la Figura N° 8.c.

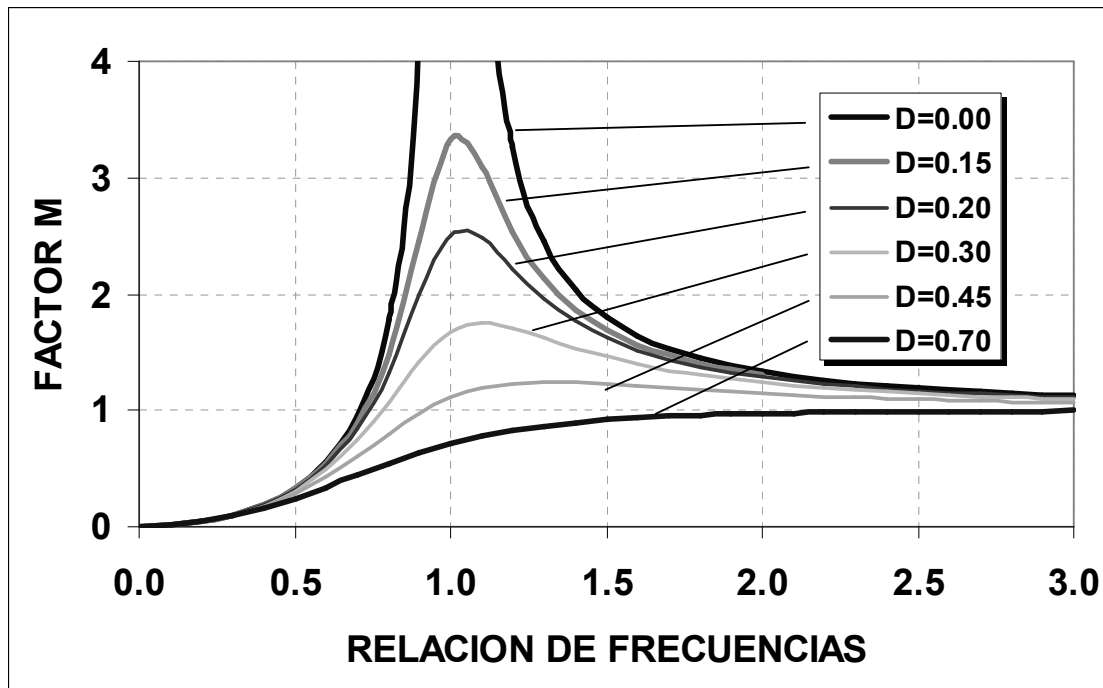


Figura N° 8.c. Relación de frecuencias vs Factor de magnificación M. Sistemas amortiguados con esfuerzos dependientes de la frecuencia.

Las observaciones que se puede realizar son las siguientes:

- El efecto de la magnificación se reduce notablemente cuando se genera un sistema con frecuencia natural marcadamente mayor a la frecuencia de solicitación. En tanto que, para las relaciones de frecuencia superiores a la unidad el factor de magnificación tiende también a la unidad.
- La forma de disposición del sistema de esfuerzos permite definir por derivación de las curvas de amplificación la posición de máximo incremento de desplazamiento. A partir de allí, se deduce rápidamente la ecuación de la frecuencia natural del sistema, tal como se indica en la ecuación [17].

$$f_{na} = f_n \frac{1}{\sqrt{1-2D^2}} \quad [17]$$

Los valores correspondientes a las relaciones de frecuencia para las que corresponden las máximas amplificaciones en función del amortiguamiento relativo y del sistema de cargas aplicado se presentan en la Figura N° 8.d.

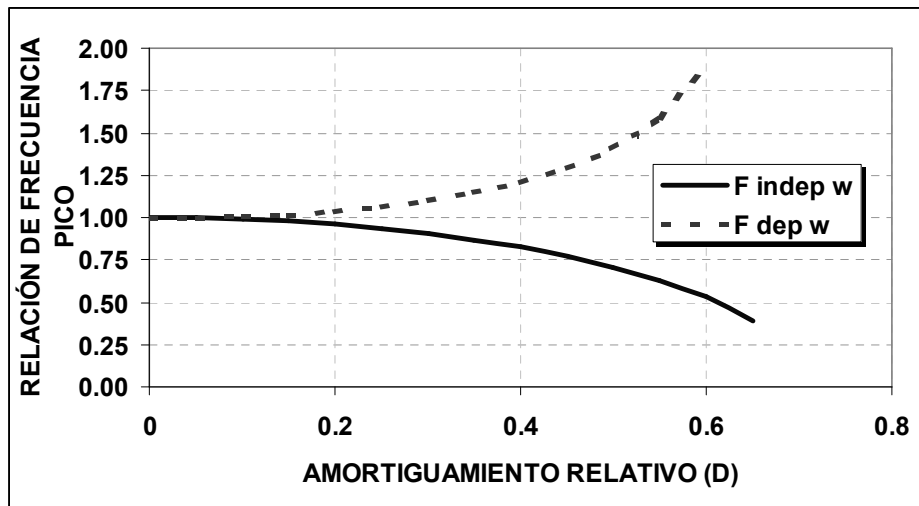


Figura N° 8.d. Relación de frecuencias correspondientes a la máxima amplificación en función del amortig. relativo (D).

4.5. VIBRACIONES ROTATIVAS Y COMBINADAS.

El conjunto de resultados obtenidos en este apartado permite definir las magnitudes de desplazamiento dinámico generados sobre el sistema bajo la acción de las fuerzas dinámicas.

En forma similar al análisis previo se puede estudiar el comportamiento de la fundación bajo la acción de vibraciones rotativas y de tracciones horizontales.

La acción puede encontrarse motivada por la presencia de momentos variables en el tiempo y que actúan en un plano vertical. Si la resistencia al deslizamiento que ofrece el suelo de fundación es lo suficientemente grande, el movimiento se

traduce en una rotación alrededor del eje que contiene al baricentro de la base. Así, la posición del cuerpo se define mediante una variable única: el ángulo de rotación (θ) alrededor del punto O.

En este tipo de vibraciones, denominadas "rotativas", la longitud de la base en la dirección perpendicular al eje de rotación tiene una incidencia notable en los valores de la frecuencia natural del sistema. La frecuencia natural para este movimiento puede ser estimada sobre la base de la consideración de la inercia del cuerpo al desarrollo de vibraciones rotativas, su expresión se plantea más adelante.

Las vibraciones rotativas pueden resultar nocivas en cimientos de altura considerable, cuando soportan máquinas con componentes dinámicos desbalanceados, tipo compresores, máquinas de émbolo, etc.

La Figura N° 9 muestra dos formas posibles de vibraciones rotativas con diferentes centros de rotación y radios r_1 y r_2 , según que la frecuencia de rotación sea baja o alta.

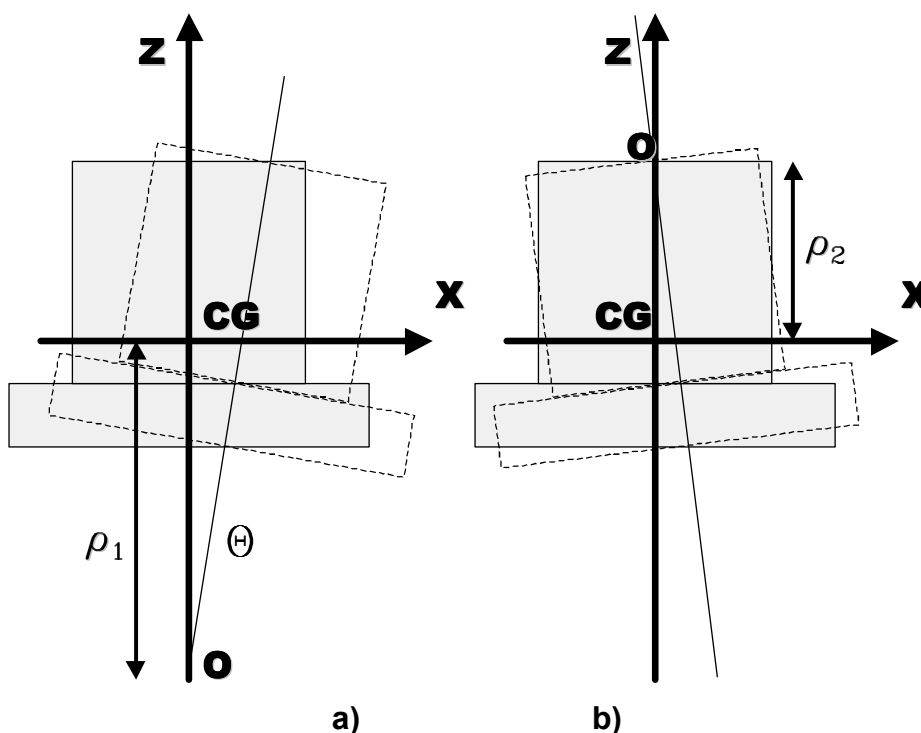


Figura N° 9. Vibraciones Rotativas.

En los casos anteriores, el suelo se asume como un sólido de rigidez infinita. Si por el contrario, se supone que el suelo es un medio capaz de recibir deformaciones verticales, horizontales y de rotación, el movimiento se describe como de "vibraciones simultaneas", como se representa en la Figura N° 10.

Las fuerzas actuantes en el sistema son; $P_x(t)$, $Q_z(t)$ y $T(t)$, con lo que el movimiento del cimiento puede ser definido mediante tres variables:

- Las proyecciones de los desplazamientos horizontales (u_y) y verticales (u_z) del centro de gravedad del cimienta con relación a los ejes coordenados.
- El ángulo de rotación (θ) de la fundación respecto del eje que pasa por el centro de gravedad de la fundación y es perpendicular al plano de movimiento.

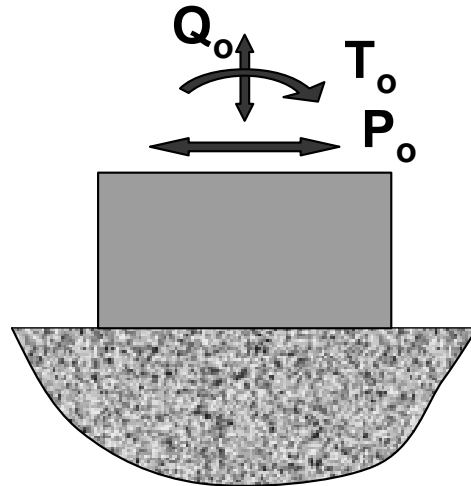


Figura N° 10.a. Esquema real de sistema bajo vibraciones simultáneas.

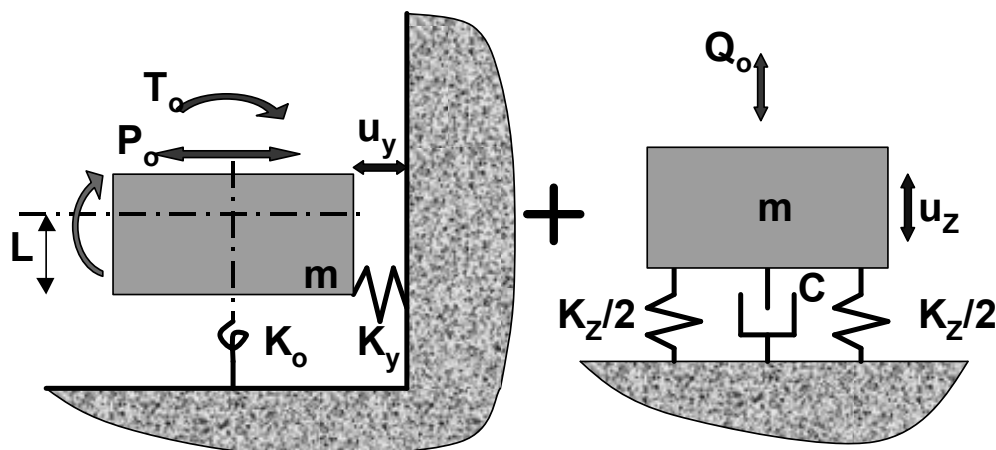


Figura N° 10.b. Esquema desacoplado de sistema bajo vibraciones simultáneas.

El planteo de las ecuaciones de equilibrio evidencia la independencia de los movimientos verticales respecto de las otras dos coordenadas. Es decir, si las fuerzas solicitantes del sistema no tienen componentes verticales no se registran movimientos en esta dirección, y si la fuerza actuante es únicamente vertical, el movimiento sólo se produce en este sentido.

Sin embargo, la existencia de esfuerzos horizontales o momentos aislados pueden dar lugar a una respuesta del sistema formado por desplazamientos, tanto horizontales como de rotación, dependiente del punto de acción del esfuerzo.

Soluciones a esta forma de modelo dinámico pueden encontrarse en Jimenez Salas (1981) y Gazetas (1992).

5. PROPIEDADES DEL SUELO.

Las vibraciones generadas por las máquinas implican el desarrollo de ondas mecánicas que se propagan a través del medio de fundación. Para la caracterización adecuada de los modelos planteados es necesario identificar los siguientes elementos:

- Velocidad de las ondas en el terreno (V_p , V_s).
- Parámetros de elasticidad dinámica del suelo de fundación (E , G , μ).
- Amortiguamiento relativo (D).

5.1. VELOCIDAD DE LAS ONDAS.

Los impulsos producidos por la vibración de las máquinas se transmiten en el suelo de fundación hacia todas direcciones, según una serie de ondas elipsoidales que parten del cimiento como foco emisor. A medida que se propagan las ondas se atenúan, perdiendo energía y decreciendo en amplitud. Además, al hallar en su camino estratos de diferente peso unitarios, elementos diversos (tales como fundaciones, estructuras enterradas, etc.), las ondas se reflejan y refractan sucesivamente, perdiendo parte de la energía inicial emitida (Figura N° 11).

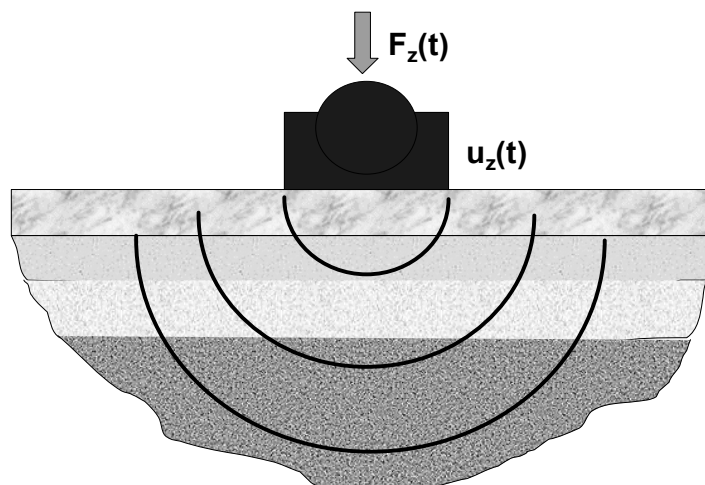


Figura N° 11. Esquema de propagación de vibraciones generadas en máquinas.

Las ondas elásticas que se transmiten en el suelo de fundación pueden ser de varios tipos, pero fundamentalmente interesan las longitudinales y transversales. Las primeras producen deformaciones de tracción y compresión, en tanto que las segundas, generan deformaciones de corte y torsión.

La velocidad de propagación de las ondas longitudinales en un medio continuo se relacionan con las constantes elásticas del suelo; módulo de elasticidad (E) y densidad del medio (ρ), según la ecuación [18].

$$v_p = \sqrt{\frac{E_s(1-\mu)}{\rho(1-\mu)(1-2\mu)}} \quad [18]$$

Las ondas transversales o de corte son secundarias y se desplazan en forma perpendicular a la trayectoria de las ondas longitudinales, haciendo oscilar las partículas del suelo en el plano normal a su dirección de propagación. La velocidad de propagación puede expresarse en función del módulo de elasticidad transversal (G), según la ecuación [19].

$$v_s = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad [19]$$

Como se ha indicado anteriormente, existen otros tipos de ondas, tales como las superficiales, entre las cuales pueden distinguirse las del tipo Rayleigh. Estas presentan velocidades de propagación un 10% inferior a las de corte. Su forma de movimiento dominante es del tipo elíptico, con amplitudes mayores a las generadas por ondas longitudinales y transversales a distancias del orden de cinco veces la profundidad del foco.

Se han realizado numerosas investigaciones para poder determinar con precisión las propiedades dinámicas de los diferentes tipos de suelos. Para la ejecución de estas determinaciones se aplican vibraciones forzadas a través de equipos que consisten en dos ejes acoplados entre sí, que giran en sentidos opuestos con pesos excéntricos, tal como se muestra en la Figura N° 12. La interpretación de los resultados se realiza en base a la hipótesis de que el suelo se comporta como una masa semi-infinita, elástica e isotrópica. Así, midiendo el tiempo de acceso de la onda a diversos puntos del medio es posible identificar las distintas velocidades de propagación.

5.2. CARACTERÍSTICAS ELÁSTICAS DEL SUELO.

La aplicación de vibraciones al terreno produce movimientos de distorsión en la masa de suelo que actúa como fundación. En cada punto se genera una reacción que depende directamente de su módulo de elasticidad transversal (G). Bajo la aplicación de distorsiones angulares dinámicas el suelo reacciona en forma "elástica" con módulos transversales variables en función de la magnitud de la distorsión producida ($G\gamma$). La relación tensión - deformación muestra un comportamiento histerético como el indicado en la Figura N° 13. El material presenta diferentes valores de G según la magnitud de las deformaciones angulares (γ) y el sentido de variación de estas. La solución aplicada a este comportamiento variable comprende la adopción de un módulo G equivalente lineal, el cual puede definirse a partir de su relación con el módulo transversal máximo (G_{\max}) que se obtiene para deformaciones angulares. Como se indica

más adelante, un análisis similar se efectúa en la definición del valor del amortiguamiento.

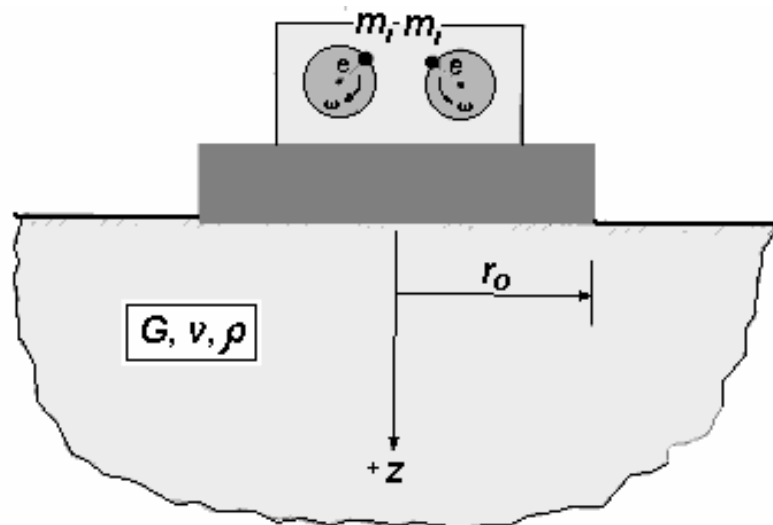


Figura N° 12. Generador de oscilaciones verticales

El módulo G puede ser determinado, tanto a través de ensayos de campo, como mediante ensayos de laboratorio. En el primero de los casos, el procedimiento comprende la identificación de las velocidades de propagación de las ondas de corte en los distintos estratos que comprende el medio de fundación. Para la realización de esta determinación se pueden emplear procesos de caracterización habituales, tales como; sísmica de refracción, ensayos tipo down hole, up hole o cross hole.

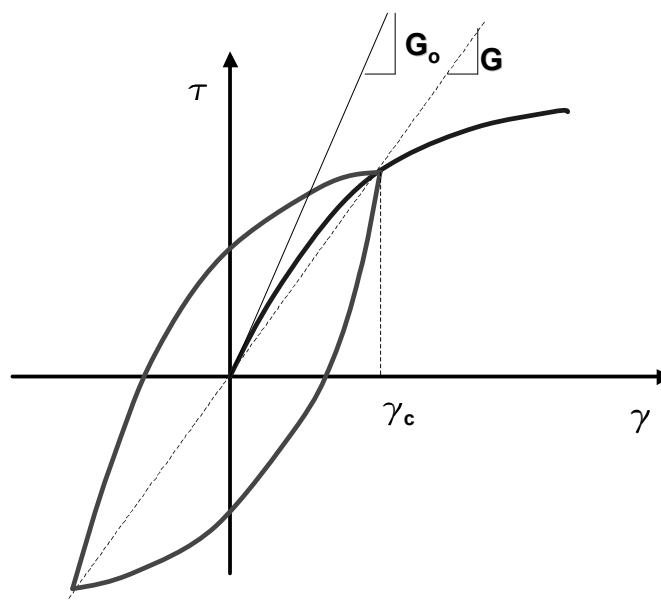


Figura N° 13. Relación tensiones - deformaciones típicas de suelos

Los reconocimientos en laboratorio implican la ejecución de mediciones de velocidad en probetas bajo sollicitaciones triaxiales cíclicas, de corte cíclico o torsionales.

Respecto de los factores que influyen en el valor de G_{max} , estos son diversos. Alguno de estos factores se mencionan a continuación:

- Los dos parámetros de mayor influencia en la definición de G_{max} , en cualquier tipo de suelo (cohesivos o no cohesivos) son la **presión efectiva media** de confinamiento (σ'_o) y la **relación de vacíos** (e). Según experiencias previas se admite la existencia de una relación proporcional entre G_{max} y σ'_o , a través de una función exponencial.
- En las arcillas influye, adicionalmente, la historia previa de tensiones, la cual se evalúa a la través de la relación de sobre consolidación (OCR, overconsolidation ratio).
- En suelos granulares finos (limos arenosos) parcialmente saturados (entre un 10% y un 50% de saturación) las tensiones capilares pueden incrementar el valor de G_{max} , entre un 50% a 100% respecto de las mediciones que se efectúen en laboratorios con muestras secas o totalmente saturadas.
- En la mayor parte de los suelos la influencia de la frecuencia de excitación es poco significativa en la definición de G_{max} .

El empleo de las consideraciones anteriores respecto de los factores de influencia permite la aplicación de expresiones empíricas para la identificación de G_{max} . Algunas de las expresiones más frecuentes aplicables en la definición de G_{max} y de las relaciones G/G_{max} se presentan en el Apéndice 1.

Como se ha indicado anteriormente, el módulo G para análisis dinámico resulta ampliamente dependiente de la magnitud de la deformación impuesta al medio. En este sentido, el mismo puede ser ajustado a partir del valor deducido para bajas deformaciones (G_{max}).

Una función de relación ha sido propuesta por Rollins et al (1998). La misma tiene la forma indicada en [20]

$$\frac{G}{G_{max}} = \left[1,2 + 16 \cdot \gamma \cdot \left(1 + 10^{(-20\gamma)} \right) \right]^{-1} \quad [20]$$

La forma de esta función se presenta en la Figura N° 14.

5.3. AMORTIGUAMIENTO.

Durante todo movimiento vibratorio se produce algún tipo de amortiguamiento que impide que el sistema vibre en forma permanente. Esto retarda el movimiento, con una reducción gradual en la amplitud de las vibraciones.

Existen tres tipos de amortiguamiento:

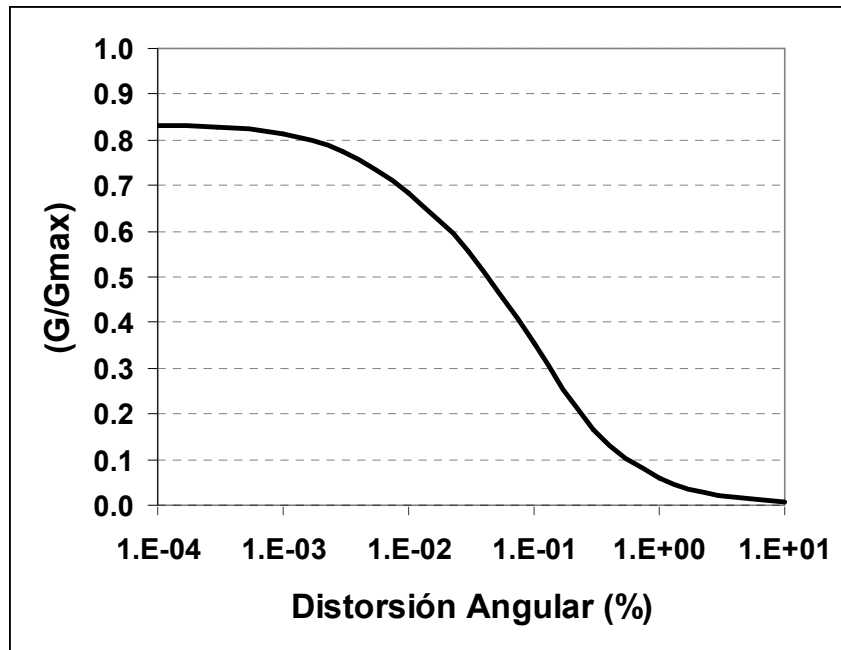


Figura N° 14. Variación de la relación G/G_{max} con la distorsión angular.

- Viscoso
- Por fricción exterior
- Por fricción interna del material elástico.

El amortiguamiento viscoso es el generado por el sistema vibrando en el aire, dentro de un fluido como el agua o el aceite, o en una masa de suelo húmedo. Este amortiguamiento es el más sencillo de representar en los ensayos de laboratorio, y su presencia produce un decrecimiento exponencial de la amplitud de la vibración.

El amortiguamiento por fricción exterior es el causado por el roce del cimiento con una superficie seca, y en este caso la amplitud decrece linealmente. Por último, el amortiguamiento por fricción interna, también llamado amortiguamiento estructural, es la pérdida paulatina de energía en un sistema que vibra, al ser disipada por fricciones dentro del material elástico y en las uniones de los diferentes elementos componentes de la estructura.

En este último caso, el amortiguamiento del material resulta poco influenciado por la presión de confinamiento y la relación de vacíos, tomando valores comprendidos entre el 2 al 6%. El efecto viscoso y la fricción exterior constituyen formas de desarrollo de amortiguamiento por radiación, caracterizado por tener valores marcadamente superiores a los observados en el amortiguamiento por fricción interna.

Al igual que en el caso del módulo de elasticidad transversal (G) el amortiguamiento varía en función de la magnitud de las deformaciones angulares impuestas, tal como se indica en la Figura N° 15.

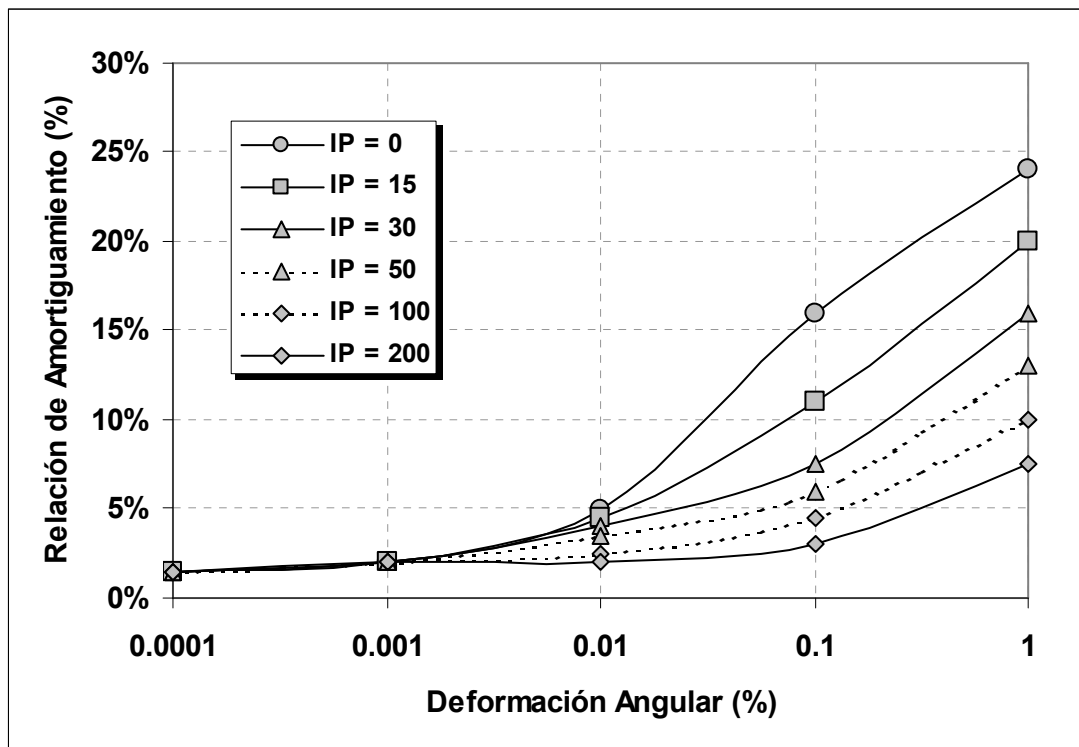


Figura N° 15. Deformación angular vs relación de amortiguamiento (%)
Fuente: Vucetic y Dobry (1991).

5.4. PARAMETROS COMPLEMENTARIOS.

En función del modelo de interacción planteado las variables que deben ser definidas son:

- Constante elástica del material (k)
- Amortiguamiento relativo del sistema (D)

La respuesta del suelo de fundación frente a las vibraciones verticales de los cimientos, puede representarse a través de un conjunto de resortes elásticos, y sin peso, que combinan su acción con un dispositivo de amortiguamiento. Esta hipótesis es sólo aproximada, y se logran resultados más ajustados a la realidad suponiendo el suelo de fundación como un sólido elástico semi - infinito, sobre el cual apoya una masa sujeta a vibraciones. E. Reissner, en 1936, fue el primer investigador que dio una solución aproximada al problema de las vibraciones verticales, la cual ha sido luego ampliada y ajustada para poder considerar simultáneamente los restantes grados de libertad de los cimientos.

Los análisis que se plantean a continuación suponen una masa que vibra, con una superficie de contacto con el suelo de forma circular y radio r_o , o rectangular de área A, para la cual se asume un radio equivalente, según la ecuación [21].

$$r_o = \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad [21]$$

El coeficiente de Poisson (μ) tiene un efecto directo en la disipación de la energía. A mayor μ , se incrementan las tendencia de amortiguamiento del sistema. Valores sugeridos para el coeficiente de Poisson son:

$\mu = 0,25$ a $0,35$ para suelos sin cohesión
 $\mu = 0,35$ a $0,45$ para suelos cohesivos.

Numerosos experimentos realizados permiten asegurar que el amortiguamiento en el suelo de fundación depende, no sólo de las características elásticas del suelo, sino también del tamaño y la masa del cimiento, y del tipo de cargas aplicadas.

Un cimiento de poca altura y gran área de contacto hace vibrar una mayor masa de suelo que otro cimiento de gran masa y pequeña área de contacto. Al primer caso corresponde mayor efecto de amortiguamiento. Este también se ve influenciado por la profundidad de apoyo del cimiento, y el posterior relleno de la excavación. Se ha comprobado que un cimiento superficialmente apoyado presenta amplitudes de vibración 3 a 4 veces mayores que el mismo cimiento enterrado, con relleno compactados a su alrededor y sobre la base.

También el amortiguamiento aumenta cuando el cimiento se ubica sumergido en su suelo inundado. Por otra parte, la amplitud en resonancia se incrementa cuando la presión estática que ejerce la base sobre el suelo es alta. A mayor presión se reduce el amortiguamiento. Para tomar en cuenta el efecto del suelo sobre las vibraciones, se introduce el coeficiente denominado factor de masa (b), definido para el caso de oscilaciones verticales como se indica en la ecuación [22].

$$b = \frac{m_o}{\rho \cdot r_o^3} = \frac{W_o}{\gamma \cdot r_o^3} \quad [22]$$

la definición de "b" indica que esta variable representa la relación entre la masa elástica del oscilador y la masa cilíndrica de suelo debajo de aquella. Este volumen de suelo tiene un radio r_o , y una altura igual r_o/π , que se considera afectada directamente por la vibración de la máquina.

La forma en que ha sido definido el factor de masa sólo considera el efecto del suelo localizado inmediatamente por debajo de la fundación. Sin embargo, es necesario valorar la posibilidad de disipación de energía en forma lateral.

Mediciones experimentales permiten incorporar el efecto de la propagación lateral de las vibraciones, aunque en forma simplificada obteniendo un factor de forma.

Considerando la disipación lateral de las oscilaciones, la expresión del factor de masa resultante es la que se indica en [23].

$$b = \frac{1-\mu}{4} \cdot \frac{m_o}{\rho \cdot r_o^3} = \frac{1-\mu}{4} \cdot \frac{W_o}{\gamma \cdot r_o^3} \quad [23]$$

La constante elástica bajo solicitaciones verticales (k_z) puede ser definida como una variable dependiente de G y r_o , según la ecuación [24].

$$k_z = \frac{4Gr_o}{1-\mu} \quad [24]$$

Conociendo las variables representativas de la respuesta elástica del sistema y el amortiguamiento se pueden aplicar los modelos indicados anteriormente.

6. METODO SIMPLIFICADO DE CALCULO

Los criterios previamente planteados para obtener la frecuencia y amplitud de vibración de un cimiento, tomando en cuenta el suelo como un sólido elástico semi-infinito, pueden aproximarse, mediante la aplicación de un método simplificado de diseño. El procedimiento resulta válido en los casos en los que las máquinas generan solicitaciones periódicas, con magnitud dependiente o no de la frecuencia.

Conocidos los valores del coeficiente de Poisson, del módulo de corte y del peso unitario del suelo, así como de las características de la máquina a fundar, se procede según la siguiente secuencia de verificación:

- P1.** Se calcula el peso total del sistema (w_o), como suma del peso de la máquina y su sistema de fundación predimensionado.
- P2.** Se verifica que la presión estática de contacto entre el cimiento y el terreno de fundación no supere el valor de la tensión admisible del terreno dividido por tres ($\sigma_{adm}/3$).
- P3.** Se calcula la masa del sistema cimiento - máquina $m_o = w_o/g$.
- P4.** Se determina el modo de vibración a considerar: traslacional, rotativo o torsional.
- P5.** Si la base es rectangular, se determina el radio equivalente r_o , según el correspondiente modo de vibración, tal como se indica en la Tabla N° 2.
- P6.** Se calcula el respectivo valor de la constante de resorte k de la Tabla N° 3.
- P7.** Con el valor de k , se determina la frecuencia natural del cimiento, sin amortiguamiento, según se indica en la fórmula [25].

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_o}} \quad [25]$$

Modo de vibración	r_o (m)	I (m ⁴)
Traslacional	$r_o = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$	
Rotativo	$r_o = \sqrt[4]{\frac{L^3 \cdot B}{3\pi}}$	$I_\theta = m \left(\frac{r_o^2}{4} + \frac{H^2}{3} \right)$
Torsional	$r_o = \sqrt[4]{\frac{A(L^2 + B^2)}{6\pi}}$	$I_\psi = \frac{m \pi r_o^2}{2}$

Tabla N° 2. Radio equivalente r_o en bases rectangulares de área A y momento de inercia I. H = altura, L y B = lados.

Modo de vibración	K
Vertical	$k_z = \frac{4G_s r_o}{1 - \mu}$
Horizontal	$k_x, k_y = \frac{32 \cdot (1 - \mu) \cdot G_s r_o}{7 - 8\mu}$
Rotativo	$k_\theta = \frac{8G_s r_o^3}{3 \cdot (1 - \mu)}$
Torsional	$k_\psi = \frac{16}{3} \cdot G_s r_o^3$

Tabla N° 3. Constante de elasticidad k, para cimientos rígidos.

P8. De la Tabla N° 4 se obtiene el factor de masa (b) y la relación de amortiguamiento (D)

P9. Se calcula la frecuencia natural incluyen el efecto de amortiguamiento f_{na} , para fuerzas de excitación constante, según la expresión [26], mientras que para el caso de fuerzas dependientes de la frecuencia se emplea la fórmula [27].

$$f_{na} = f_n \cdot \sqrt{1 - 2D^2} \quad [26]$$

$$f_{na} = \frac{f_n}{\sqrt{1 - 2D^2}} \quad [27]$$

P10. Se determina la relación de frecuencias, entre la de sollicitación y la natural del sistema amortiguado, tal como se indica en [28].

$$\xi = \frac{f_{solic}}{f_{na}} \quad [28]$$

P11. Del gráfico de la Figura N° 16 se identifica el factor de magnificación de desplazamiento (M), en función de ξ y D.

Modo de vibración	b	Ω
Vertical	$b_z = \frac{1-\mu}{4} \cdot \frac{W_o}{\gamma \cdot r_o^3}$	$\Omega_z = \frac{0,425}{\sqrt{b_z}}$
Traslación	$b_x, b_y = \frac{7-8\mu}{32 \cdot (1-\mu)} \cdot \frac{W_o}{\gamma \cdot r_o^3}$	$\Omega_x = \frac{0,288}{\sqrt{b_x}}$
Rotativo	$b_\theta = \frac{3(1-\mu)}{8} \cdot \frac{I_\theta}{\rho \cdot r_o^5}$	$\Omega_\theta = \frac{0,15}{(1+b_\theta)\sqrt{b_\theta}}$
Torsional	$b_\psi = \frac{I_\psi}{\rho \cdot r_o^5}$	$\Omega_\psi = \frac{0,50}{1+2b_\psi}$

Tabla N° 4. Factores de masa (b) y amortiguamiento (Ω)

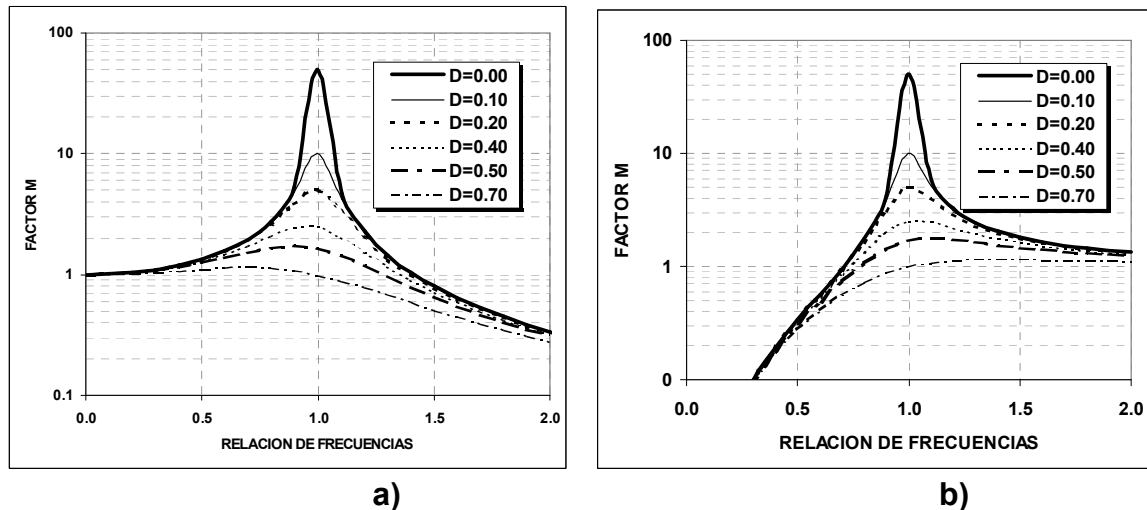


Figura N° 16. Relación de Frecuencias vs Factores de Magnificación de Desplazamiento.

a) Sistemas de fuerza constante; b) Sistemas de fuerza dependiente de la frecuencia.

P12. Se determina la fuerza desbalanceada (p).

P13. Se obtiene el desplazamiento estático como $A_{est}=p/k$.

P14. Se determina la amplitud dinámica máxima dependiente de las características de la fuerza de excitación.

$$A_{din} = A_{est} M \quad \text{fuerza constante} \quad [29.a]$$

$$A_{din} = A_{est} M \xi^2 \quad \text{fuerza dependiente de frecuencia} \quad [29.b]$$

P15. Se verifica que la amplitud de la vibración calculada sea menor que la admisible y que la sugerida para el valor de la frecuencia operacional de la máquina.

El método simplificado de cálculo resulta una forma rápida y sencilla de diseño y verificación de los cimientos macizos, apoyados directamente sobre el suelo de fundación, y los resultados obtenidos son, generalmente, conservativos.

Efectos adicionales a considerar en esta verificación son: profundidad de enterramiento de la fundación, variación del módulo de corte del suelo en función de la profundidad, presencia de estratos rígidos en profundidad, etc. Para su consideración se sugiere la consulta de la bibliografía de referencia, tal como NAVFACDM-7.3. (1983).

6.1. EJEMPLO DE APLICACIÓN.

Un martinete diesel se funda sobre un bloque de hormigón como el indicado en la Figura N° 17. Las características de los materiales componentes son las indicadas a continuación:

- Peso Unit. Hormigón $\gamma = 24,0 \text{ kN/m}^3$
- Tipo suelo de fundación arena media
- Mód. corte dinámico $G = 16.000 \text{ kPa}$
- Coeficiente de Poisson $\mu = 0,20$
- Tensión admisible suelo $\sigma_{adm} = 200 \text{ kPa}$
- Peso Unitario del suelo $\gamma = 18,5 \text{ kN/m}^3$

La máquina tiene un peso total de 100 kN. El peso del martinete que golpea sobre el sistema es igual a 15 kN. Esta acción la ejerce con una frecuencia de 500 revoluciones por minuto.

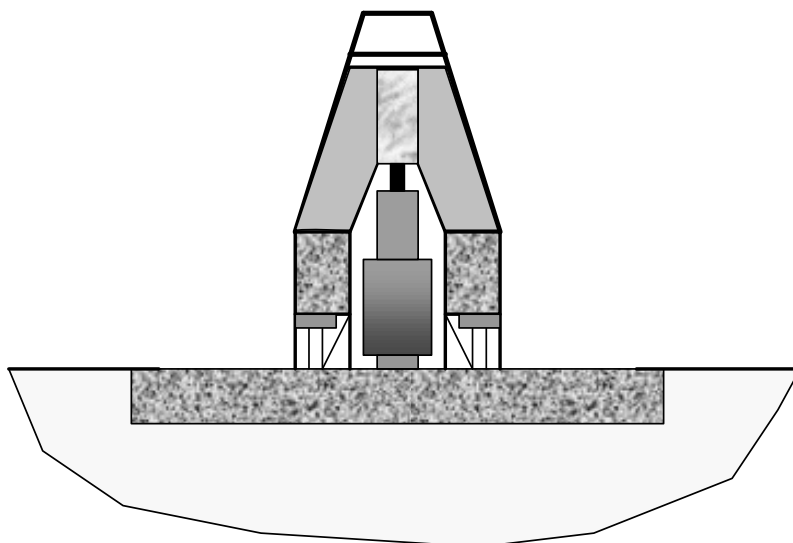


Figura N° 17. Ejemplo de cálculo de fundación para máquina.

DATOS INICIALES

Peso de la Máquina	$P_m = 400 \text{ kN}$	
Peso Unitario Hormigón	$\gamma_h = 24 \text{ kN/m}^3$	
Peso Unitario Suelo	$\gamma_s = 18 \text{ kN/m}^3$	
Módulo de Corte Dinámico	$G = 16000 \text{ kN/m}^2$	
Coefficiente de Poisson	$\mu = 0,35$	
Frecuencia de equipamiento	$\text{rev} = 500\text{rpm}$	
Fuerza desbalanceada	$P_f = 5 \text{ kN}$	
Asentamiento Dinámico Admisible		
	$\Delta_{\text{adm}} = 0,07\text{mm}$	
Presión de contacto admisible	$\sigma_{\text{adm}} = 250 \text{ kPa}$	
Dimensiones del Cimiento		
Base $B_c = 3,2\text{m}$	Largo $L_c = 4,1\text{m}$	Altura $H_c = 2,0\text{m}$

RESOLUCION

1. Geometría y Peso del Cimiento

$$\begin{aligned}\text{Volumen} & V_c = B_c H_c L_c = 26,24 \text{ m}^3 \\ \text{Peso Cimiento} & P_c = V_c \cdot \gamma_h = 629,76 \text{ kN}\end{aligned}$$

2. Peso máquina y cimiento

$$\begin{aligned}P_o &= P_m + P_c = 1.030 \text{ kN} \\ \text{Masa } M_o &= P_o / 9,81 = 104,97 \text{ kN s}^2/\text{m}\end{aligned}$$

3. Presión de contacto

$$\begin{aligned}\sigma_c &= P_o / (B_c L_c) = 78,49 \text{ kPa} \\ \sigma_c &< \sigma_{\text{adm}}/3 \quad \therefore \text{ verifica}\end{aligned}$$

4. Radio equivalente

$$r_o = \sqrt{\frac{B_c \cdot L_c}{\pi}} = 2,04 \text{ m}$$

5. Constante elástica

$$k_z = \frac{4}{1-\mu} \cdot G \cdot r_o = 20.120 \text{ kN/m}$$

6. Frecuencia Natural No Amortiguada

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_z}{M_o}} = 6,968 \text{ Hz}$$

7. Factor de Masa (b) y Amortiguamiento Relativo (D)

$$b_z = \frac{1-\mu}{4} \cdot \frac{P_o}{\gamma_s \cdot r_o^3} = 1,06$$

$$D := \frac{0.425}{\sqrt{b_z}} \quad D = 0.413$$

8. Frecuencia Natural Amortiguada

$$f_{na} := f_n \cdot \sqrt{1 - 2 \cdot D^2} \quad f_{na} = 5.66 \text{ Hz}$$

9. Relaciones de frecuencia

Frecuencia de la máquina

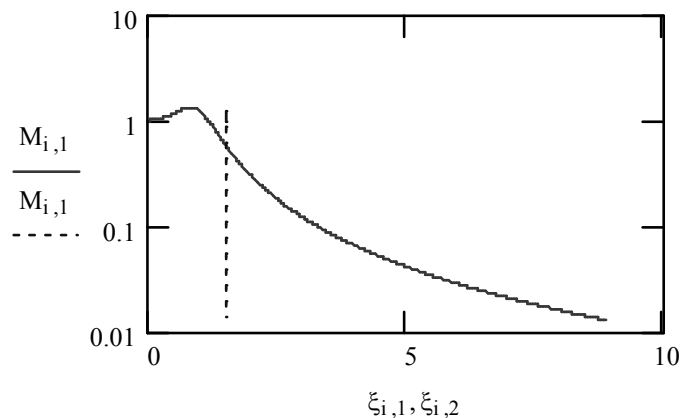
$$f_r := \frac{\text{rev}}{60} \quad f_r = 8.333 \text{ Hz}$$

Relación de frecuencia de la máquina

$$\xi_{\text{ref}} = \frac{f_r}{f_{na}} = 1.473$$

10. Factor de Magnificación

$$M_{\text{ref}} := \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_r}{f_{na}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \cdot D \cdot \frac{f_r}{f_{na}}\right)^2}}$$



$$M_{\text{ref}} = 0.593$$

11. Asentamiento Estático

$$\Delta_{\text{est}} := \frac{P_f}{k_z} \cdot 1000 \quad \Delta_{\text{est}} = 0.025 \text{ mm}$$

12. Asentamiento Dinámico

$$\Delta_{\text{din}} := \Delta_{\text{est}} \cdot M_{\text{ref}} \quad \Delta_{\text{din}} = 0.015 \text{ mm}$$

13. Verificación de asentamiento

$$\Delta_{\text{din}} = 0.015 \text{ mm} < \Delta_{\text{adm}} = 0.07 \text{ mm} \quad \text{verifica}$$

Haciendo un análisis de sensibilidad de las variables intervinientes en el problema se pueden realizar las siguientes observaciones:

- Un incremento del área del contacto del cimiento en un 50%, implica incrementar la constante elásticas en un 22%, la frecuencia natural amortiguada en un 8%, y producir una reducción de los máximos desplazamientos en un 32%.

Se plantea como problema interesante la evaluación de la incidencia que produce sobre la respuesta del sistema otras modificaciones de sus variables iniciales, tales como; variación del peso de la cimentación o mejoramiento de la rigidez del terreno.

7. CIMIENTOS EN MAQUINAS DE IMPACTOS AISLADOS.

Dentro de este grupo se incluyen, generalmente, los martillos mecánicos. Las soluciones de fundación para máquinas sometidas a impactos aislados pueden ser evaluadas a través del conocimiento de los siguientes datos:

- Peso de la masa de impacto
- Peso del yunque y el armazón de la máquina
- Altura de caída del mazo.
- Sección horizontal del yunque
- Espesor del elemento aislante sobre la fundación.

El esquema del sistema que se procura resolver es el indicado en la Figura N° 18. En el se debe verificar la deformación que se produce sobre el elemento de contacto, así como el nivel de tensiones que se transmite tanto a la fundación como al terreno.

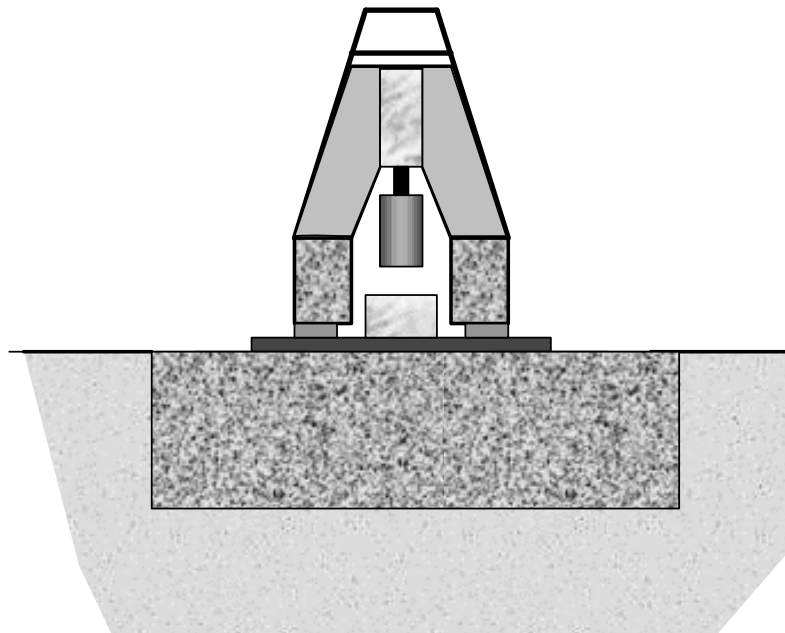


Figura N° 18. Esquema general de máquina sometida a impactos aislados.

Para esta verificación se pueden aplicar los conceptos definidos en los apartados anteriores, caracterizando la respuesta dinámica del sistema suelo - fundación - máquina bajo la aplicación de un esfuerzo puntual. Esta acción dinámica puede ser representada matemáticamente mediante una combinación de funciones armónicas con frecuencias y amplitudes adecuadas. Por lo tanto, este caso puede interpretarse como un caso particular de los sistemas con solicitaciones dinámicas regulares. Las particularidades del caso impiden la resolución del mismo a través del uso del método simplificado antes indicado.

Para el problema planteado se considera la posibilidad de resolución del mismo a través del principio de conservación de la cantidad de movimiento, antes y después de ocurrido el impacto de la masa sobre la base. El método se basa en identificar una "fuerza estática equivalente" (P_f) que se genera por el golpe aislado de la masa sobre la máquina. Esta fuerza se determina mediante la modificación de la sollicitación estática (Peso de la máquina, la masa y el cimiento) a través de un "Coeficiente de Magnificación del Esfuerzo" (ν). El significado del mismo es similar al de M (en el caso de sollicitaciones periódicas). El razonamiento realizado se describe a continuación.

En el sistema la masa (m) cae de una altura (h), alcanzando la estructura de la máquina a una velocidad dada (v_o). Aplicando los criterios de continuidad de movimiento, después que la masa alcanza la máquina el conjunto se desplaza, de forma de cumplir con la igualdad expresada en [30].

$$m \cdot v_o = (m + M) \cdot v \quad [30]$$

En esta expresión se puede deducir la velocidad de desplazamiento del conjunto (v). Se considera, adicionalmente, un coeficiente de restitución energética (ε), generado por el "rebote" de la masa al hacer contacto con el apoyo. El valor de este coeficiente depende de los materiales afectados. La ecuación de continuidad del movimiento permite identificar la velocidad del sistema (v), según la expresión [31].

$$v = (1 + \varepsilon) \cdot \frac{m}{m + M} \cdot v_o \quad [31]$$

Los valores de ε dependen de los materiales que se ponen en contacto durante el impacto. Algunas normas de diseño recomiendan para martillos de estampado $\varepsilon=0,50$, para el impacto de aceros, $\varepsilon=0$ para el contacto de materiales no ferrosos. En el caso de martillos de forja se estima que $\varepsilon=0,25$.

La energía cinética que se desarrolla en la caída de la masa se transforma en energía de deformación sobre el material elástico de apoyo. Si se conoce, para el elemento elástico de apoyo, su área de contacto con el suelo (A), su espesor (e) y el módulo de deformación elástica del material componente (E), ante la aplicación del esfuerzo dinámico generado por la caída de la masa (P_f) se produce un desplazamiento (δ_{din}). El equilibrio energético puede expresarse según la ecuación [32].

$$\frac{1}{2} \frac{(W_o + W)}{g} v^2 = \frac{1}{2} \cdot \delta_{din} \cdot P_f \quad [32]$$

Reemplazando el valor del desplazamiento dinámico por su expresión en función de la ley de Hooke, se tiene la ecuación [33].

$$\frac{1}{2} \frac{(W_o + W)}{g} v^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{e}{EA} \cdot P_f^2 \quad [33]$$

La igualdad anterior permite el cálculo de la fuerza P_f , tal como se indica en [34].

$$P_f = \sqrt{\frac{W_o + W}{g} \cdot v^2 \cdot \frac{EA}{e}} \quad [34]$$

En esta ecuación puede identificarse el desplazamiento producido sobre el elemento elástico de apoyo bajo la acción estática del peso total del sistema. Si se multiplica y divide la ecuación por el peso total ($W_o + W$) se puede definir el esfuerzo estático dinámico como se indica en [35].

$$P_f = \frac{v}{\sqrt{\delta_{est} g}} (W_o + W) \quad [35]$$

La ecuación obtenida indica que el peso total del sistema deber ser modificado por un coeficiente dependiente de la velocidad de desplazamiento del sistema después del choque de la masa y de la deformación del elemento de apoyo. Este coeficiente de modificación se designa como v , coeficiente de magnificación del esfuerzo. El esfuerzo estático equivalente a la acción dinámica generada por el impacto puede expresarse como se indica en [36].

$$P_f = v \cdot (W + W_o) \quad [36]$$

Determinada la fuerza estática equivalente se procede a la identificación del desplazamiento dinámico (A_{din}) generado por el contacto del cimiento con el suelo a través de la relación entre el esfuerzo "dinámico" y el módulo de reacción elástico del sistema (k). Este valor puede ser identificado en la forma indicada en el apartado anterior, o mediante la ejecución de ensayos de reconocimiento del mismo. El desplazamiento calculado debe ser comparado con los máximos admisibles.

La verificación tensional se realiza comparando la presión de contacto de las fuerzas estáticas y dinámicas del sistema, respecto de la presión admisible del terreno de apoyo. Como se indicó anteriormente la tensión admisible para solicitaciones estáticas se minora (generalmente con un coeficiente de 3) para considerar los efectos de fatiga en la resistencia de los elementos afectados. La verificación toma la forma indicada en la ecuación [37].

$$\frac{W_o + W + P_f}{A} \leq \frac{\sigma_{adm}}{3} \quad [37].$$

7.1. EJEMPLO DE APLICACION

Dimensionar la fundación de una prensa. La máquina tiene un peso total (P_m) de 200 kN. El peso del pisón (P_p) es igual a 12 kN, y cae desde una altura (h) de 0,4 metros. El coeficiente de eficiencia del golpe se ha fijado como $\varepsilon=0,5$.

La máquina tiene una base de apoyo (A_b) de $4,4 \text{ m}^2$, y se apoya sobre un fieltro de amortiguación de igual superficie. El fieltro tiene un espesor (e) de 1,2 cm y su módulo de elasticidad (E_f) es de 50.000 kPa. Este sistema se prevé fundar sobre un cimiento macizo que apoya sobre un suelo arenoso.

Las características de este suelo indican que el mismo posee un módulo de balasto (C) de 50.000 kN/m^3 y su tensión admisible de contacto (σ_{adm}) es de 300 kPa. Respecto del hormigón de la fundación el mismo tiene una tensión admisible definida por el coeficiente $\beta_r=10.500 \text{ kPa}$. El desplazamiento dinámico admisible para el sistema en su conjunto ha sido fijado en un valor de 0,1 mm. El esquema del sistema se indica en la siguiente Figura N° 19.

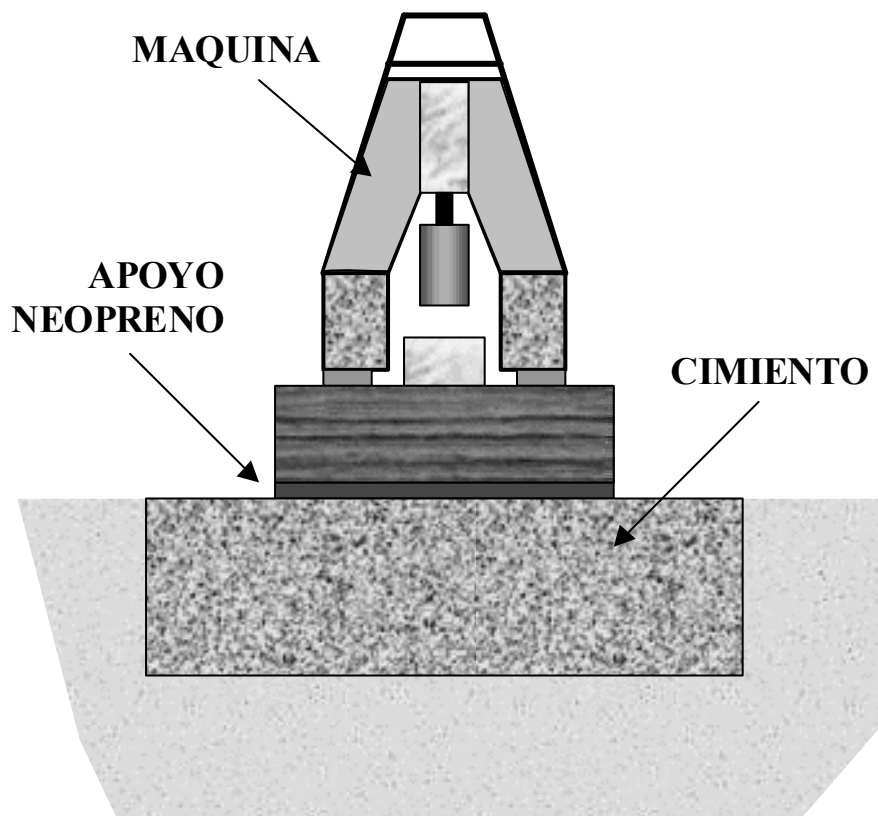


Figura N° 19. Ejemplo de aplicación.

Solución.

Definición de la velocidad del pisón (v_p) en el impacto con la base. Se aplica igual de energía potencial disponible y cinemática generada.

$$Ep = Pp \cdot h = 12kN \cdot 0,4m = 4,8kNm$$

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot \frac{Pp}{g} \cdot v_p^2 \quad \therefore$$

$$v_p = \sqrt{\frac{2 \cdot Ec \cdot g}{Pp}} = \sqrt{\frac{2 \cdot Ep \cdot g}{Pp}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 4,8 \cdot 9,81}{12}} = 2,80m/s$$

Aplicando el principio de conservación de la cantidad de movimiento se define la velocidad del sistema pisón - máquina (v_s).

$$v_p \cdot \frac{Pp}{g} = (1 + \varepsilon) \cdot v_s \cdot \frac{(Pp + Pm)}{g} \quad \therefore$$

$$v_s = v_p \cdot \frac{Pp}{(1 + \varepsilon) \cdot (Pp + Pm)} = 2,80 \cdot \frac{12}{1,5 \cdot 212} = 0,106m/s$$

Cálculo del desplazamiento estático inducido por la máquina y el pisón sobre el fieltro (δ_f).

$$\delta_f = \frac{(Pp + Pm) \cdot e}{E_f \cdot Ab} = \frac{212 \cdot 0,012}{50.000 \cdot 4,4} = 1,15 \times 10^{-5} m$$

Factor de magnificación de la acción dinámica del sistema pisón - máquina (v_s)

$$v_s = \frac{v_s}{\sqrt{g \cdot \delta_f}} = \frac{0,106}{\sqrt{9,81 \cdot 1,15 \times 10^{-5}}} = 9,97$$

Fuerza estática equivalente a la acción dinámica del pisón y la máquina (P_{se}).

$$P_{se} = v_s \cdot (Pp + Pm) = 9,97 \cdot (212) = 2.114kN$$

Tensión de contacto de la máquina con la base de apoyo de hormigón (σ_{c_maq}).

$$\sigma_{c_maq} = \frac{(Pp + Pm + Pse)}{Ab} = \frac{12 + 200 + 2.114}{4,40} = 529kPa$$

Tensión de contacto admisible en el hormigón, reducida por efecto dinámico.

$$\sigma_{c_horm} = \frac{\beta_r}{3} = \frac{10.500}{3} = 3.500 > \sigma_{c_maq} \text{ verifica}$$

Dimensionado de la base de fundación.

Por tratarse de una máquina con solicitaciones de baja frecuencia de aplicación, se predimensiona la base de apoyo con un peso de 5 veces el peso de la máquina. Luego el peso estimado para el cimiento es:

$$Pc = 5 \cdot (Pp + Pm) = 5 \cdot (212) = 1.060kN$$

El volumen del cimiento, asumiendo un peso unitario del hormigón de 24 kN/m³, es:

$$V_c = P_c / 24 = 1.060 / 24 = 44,1m^3$$

El área de la base de fundación se fija en función del espacio ocupado por la máquina. Para este caso el área de la base se fija como un rectángulo de 3,50x4,00 metros de lado. En consecuencia, su superficie (S_f) es igual a 14 m². Para alcanzar la condición de volumen y peso planteada la altura de esta base de fundación (h_f) debe ser igual a 3,20 metros. A partir de estas definiciones el peso del sistema máquina - fundación (P_t) es:

$$P_t = P_p + P_m + P_c = 12 + 200 + 1060 = 1.272kN$$

La presión de contacto del sistema total en la cota de apoyo (σ_{c_total}) es:

$$\sigma_{c_total} = \frac{P_t}{S_f} = \frac{1.272}{14} = 90,8 < \frac{\sigma_{adm}}{3} = \frac{300}{3} \text{ verifica}$$

El desplazamiento estático generado por este peso (δ_{et}) es:

$$\delta_{et} = \frac{P_t}{S_f \cdot C} = \frac{1.272}{14 \cdot 50.000} = 0,0018m = 0,18mm$$

La velocidad de movimiento de todo el sistema (v_t), calculado a partir del principio de conservación de la cantidad de movimiento es la siguiente:

$$v_t = v_s \cdot \frac{(P_p + P_m)}{(P_p + P_m + P_c)} = 0,106 \cdot \frac{212}{1.272} = 0,018m/s$$

Factor de magnificación por efectos dinámicos en el sistema (v_t)

$$v_t = \frac{v_t}{\sqrt{g \cdot \delta_t}} = \frac{0,018}{\sqrt{9,81 \cdot 0,0018}} = 0,135$$

El factor de magnificación menor que la unidad muestra que la solución planteada genera una frecuencia natural bastante alejada de la producida por el sistema de impactos. Luego el desplazamiento dinámico inducido (δ_{d_tot}) se obtiene a partir de este factor de magnificación y del desplazamiento estático calculado.

$$\delta_{d_tot} = v_t \cdot \delta_{e_tot} = 0,13 \cdot 0,18mm = 0,02mm$$

Este desplazamiento es sensiblemente inferior al fijado como admisible, luego la solución planteada verifica.

8. TIPOLOGIA DE LOS CIMIENTOS DE MAQUINAS

En el diseño del cimiento de máquina se debe procurar que la frecuencia generada en el sistema cimiento-máquina sea lo más diferente posible respecto de la sollicitación impuesta por la máquina.

En general, se aconseja que los cimientos de máquinas con velocidades operacionales superiores a las 1.000 rpm se diseñen con frecuencias propias de entre un tercio a la mitad de la frecuencia de excitación. Por el contrario, las máquinas pesadas, con frecuencias de operación baja, deben apoyarse en cimientos con frecuencias propias altas, es decir 2 a 3 veces la frecuencia de excitación.

Las máquinas de alta frecuencia operacional, como los turbogeneradores, aún cuando no produzcan vibraciones en los cimientos macizos durante su régimen de servicio, pueden dar lugar a trepidaciones en el lapso del encendido o apagado de la máquina, instantes en los cuales disminuye la frecuencia de excitación. Pero esto sucede en un período muy breve, a veces sólo fracciones de segundo, por lo cual el intervalo peligroso de resonancia se salva rápidamente sin ocasionar riesgos para la máquina ni para el cimiento. Por otra parte, debe recordarse que las máquinas de baja frecuencia se caracterizan por desarrollar grandes fuerzas de amortiguamiento que favorecen la estabilidad del conjunto máquina - cimiento - suelo.

Los cimientos de máquina se pueden clasificar en:

- Cimientos con transmisión directa de la carga al suelo
 - Cimientos de bloque o macizos
 - Cimientos de placas
- Cimientos con transmisión indirecta de la carga al suelo
 - Cimientos aporticados
 - Cimientos sobre pilotes.

8.1. CIMIENTOS DE BLOQUES O MACIZOS

Son grandes masas de hormigón armado, de considerable resistencia y rigidez que se apoyan directamente sobre el suelo de fundación, o se ubican dentro de fosos que se aíslan sobre lechos elásticos para la amortiguación de las vibraciones. Su altura varía entre 1,50 m y 4,00 m, según el tipo de máquina.

La Figura N° 20 muestra un cimiento macizo de una sola masa, que sirve de base a una prensa neumohidráulica, esquema a. El esquema b corresponde a un macizo de una doble masa: la superior de hormigón armado normal, y la inferior de hormigón ciclópeo.

En este último caso, además, se puede aislar de las vibraciones el macizo superior, de modo de que el motor diesel de alta velocidad, resulta convenientemente apoyado y aislado.

La frecuencia natural de los cimientos macizos o de bloque es, generalmente, muy baja (suele ser inferior a las 300 revoluciones por minuto), por lo que resultan aptos para la fundación de máquinas con frecuencias operacionales altas, tales como; turbogeneradores rápidos, con frecuencia superiores a los 1.500 rpm. Se aleja con ello el peligro de la resonancia por coincidencia de frecuencias, en ausencia de amortiguamiento.

Para que un cimiento pueda considerarse masivo la dimensión mínima del bloque no debe ser inferior a 1/5 de la dimensión máxima del mismo. Una regla práctica sugiere que el peso de estos cimientos sea predefinido como una proporción de la potencia de los motores de la máquina. Las relaciones recomendadas son:

- 7,0 kN/HP en motores a gas de varios cilindros;
- 5,5 kN/HP para los motores diesel, y
- 2,2 kN/HP para las máquinas a vapor.

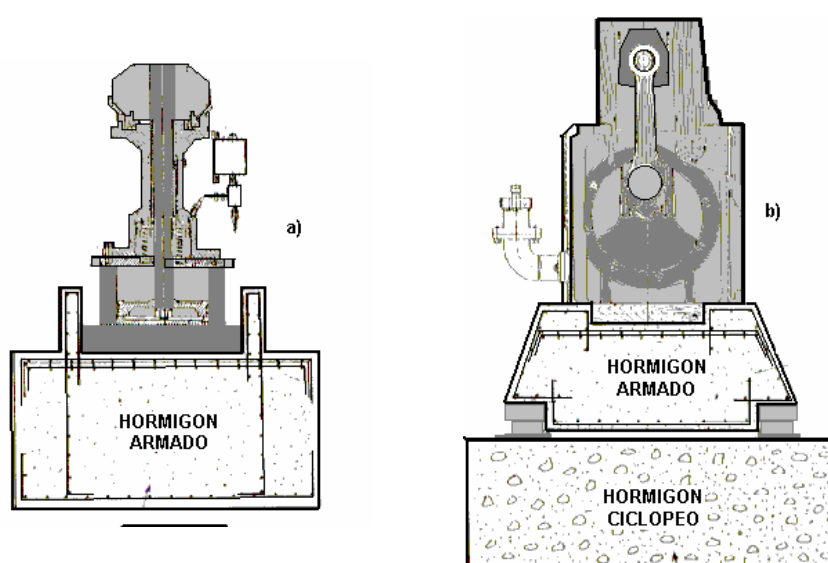


Figura N° 20. Esquemas de sistemas de fundación superficiales

Se aconseja que el peso del cimiento nunca sea inferior a 3 a 5 veces el peso de la máquina. En máquinas de choque o impacto, la altura mínima del cimiento macizo es función del peso del mazo. Con indicativo se puede adoptar los valores presentados en la Tabla N° 5.

Peso del Mazo (kN)	Altura de la Fundación (m)
< 10	1,00
11 a 20	1,25
21 a 30	1,50
31 a 40	1,75
41 a 50	2,00
51 a 60	2,25
> 61	3,00

Tabla N° 5. Altura mínima del cimiento en máquinas de choque o impacto

Para obtener una distribución uniforme de las presiones de contacto sobre el suelo, la base del cimiento debe ubicarse de forma tal que el plano de simetría del motor coincida con el del cimiento, y el centro de gravedad de las masas estacionarias se halle sobre la vertical que contiene el baricentro de la base.

En máquinas de choque o impacto el centro de gravedad de la máquina, del cimiento y el amortiguador, deben coincidir con la vertical del golpe, o eje del mecanismo de percusión. De esta manera, se logra que el impulso actúe sobre una vertical y las vibraciones producidas sean sólo verticales, eliminando las vibraciones horizontales, rotativas o torsionales, tan perjudiciales para el conjunto máquina - cimiento.

En los cimientos macizos es aconsejable evitar las irregularidades, los escalones y los huecos, con una solera de cimentación preferiblemente de un solo plano horizontal.

Los cimientos macizos resultan los únicos indicados para soportar máquinas de choque o impacto. En este caso, el cimiento debe aislarse del suelo mediante adecuados sistemas de amortiguamiento, de modo de disminuir el efecto de los golpes sobre el suelo. Además, para eliminar el daño de las vibraciones debidas a las percusiones que las máquinas pueden producir en los cimientos, conviene que la plataforma de servicio está separada del bloque de cimentación, intercalando tableros de madera o resortes. Todo ello debe ser fácilmente accesible, para su limpieza y mantenimiento. Cuando el equipo tenga un yunque se debe colocar debajo una capa amortiguadora blanda.

Si los cimientos macizos deben fundarse en suelos inundables, conviene asentarlos dentro de cajones impermeables de hormigón armado, colocando entre el cimiento y el cajón un lecho de material elástico.

8.2. CIMIENTOS DE PLACAS.

La cimentación de máquinas sobre placas de hormigón armado responde a la necesidad de aumentar la frecuencia natural de vibración del cimiento, disminuyendo la amplitud de las oscilaciones derivadas. Esto se logra incrementando el área de apoyo de la base de contacto con el suelo de fundación, reduciendo la altura.

Los cimientos de placas resultan especialmente adecuados para fundar máquinas de bajas frecuencias de excitación, de modo que la frecuencia natural del cimiento sea mucho mayor que la de la sollicitación de la máquina. La frecuencia natural del cimiento depende de su masa y su distribución en el espacio. Para incrementar esta frecuencia, esta masa deber estar distribuida de forma tal de obtener el mínimo momento de inercia, con respecto al eje principal vertical que pasa por el baricentro del área de contacto de la base con el suelo de fundación, y el máximo momento estático del área en planta de la base. Por lo tanto, debe reducirse la altura de la placa y aumentar en lo posible su área en planta.

La altura mínima del cimiento, por razones constructivas, no debe ser inferior a 0,80 metros, permitiendo un correcto anclaje de los pernos de sujeción de la máquina al cimiento.

El ampliar el área en planta permite que dos o más máquinas apoyen sobre él, lo cual puede resultar conveniente en espacios reducidos. En este caso, la placa debe rigidizarse en forma de cajón. El conjunto debe considerarse como un bloque rígido apoyado sobre una base elástica. El problema matemático así planteado resulta de alta complejidad en su resolución, por lo que en la práctica se buscan algunas soluciones aproximadas. Por ejemplo, se supone que cada máquina está apoyada independientemente en el área correspondiente a una parte de la placa común, proporcional a su peso y potencia. De esta manera se puede calcular la vibración que sufrirá el cimiento como si fueran bases aisladas entre sí. Sin embargo, en este caso, el valor de las amplitudes así obtenidas debe incrementarse en un 25 a 30%, como medida de seguridad.

Los cimientos de placas son adecuados para fundar máquinas del tipo de biela manivela tales como motores de combustión o bombas de pistón, cuya frecuencia de excitación no supera generalmente las 500 rpm. Si el cimiento tipo placa se diseña en forma de cajón, con paredes delgadas de hormigón, canales o cavidades que debilitan su resistencia, deben ser correctamente armadas.

8.3. CIMIENTOS APORTICADOS.

Los cimientos aporticados permiten, en general, una mejor ubicación en planta de la máquina y sus accesorios, así como una inspección más fácil y directa de sus diferentes partes. Se usan preferentemente para fundar máquinas de frecuencia de excitación alta, como turbogeneradores o diversos tipos de máquinas eléctricas, con frecuencia superiores a 3.000 rpm.

Las máquinas apoyan sobre placas con vigas perimetrales aporticadas con las columnas. Las placas deben armarse en direcciones ortogonales. Las barras de acero de la armadura se colocan en direcciones paralelas a los lados de la placa.

Las placas de los cimientos aporticados que sirven de apoyo a las máquinas, deben poseer gran solidez, para formar con ellas un cuerpo único que asegure la inmovilidad de las diferentes partes y sus mecanismos. Es una práctica común la construcción de otra placa inferior, que enlace las bases de las columnas, para dar una mayor rigidez al conjunto, tal como se representa en la Figura N° 21. Ninguno de los elementos estructurales del pórtico debe estar en contacto con las construcciones vecinas.

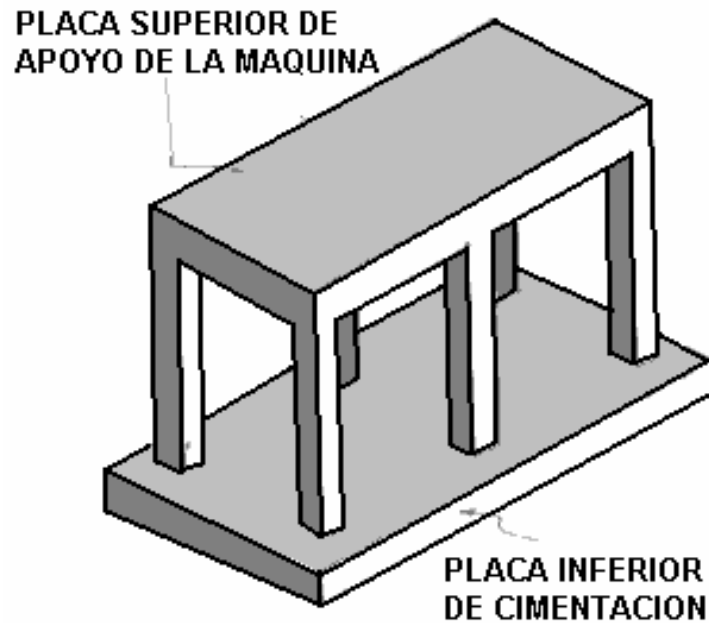


Figura N° 21. Esquemas de cimentaciones aporticadas

En las turbomáquinas, la excitación principal es debida a fuerzas centrífugas perpendiculares a su eje, por la acción de masas giratorias excéntricas. Por ello, es necesario verificar la magnitud de las frecuencias propias de las vibraciones traslacionales, rotativas y torsionales de la estructura aporticada, como se indica en la Figura N° 22. En todos los casos, se tratarán de evitar las vibraciones rotativas y torsionales del pórtico, por ser las más peligrosas. Ni las máquinas ni sus accesorios se deben instalarse en voladizos libres del pórtico, sin que estos sean convenientemente reforzados, tal como se muestra en la Figura N° 23. Estos sectores constituyen puntos débiles en la estructura, que deben ser acartelados. Con ello se eliminan las fisuras inadmisibles en las secciones de hormigón armada o las deflexiones excesivas en los pórticos metálicos.

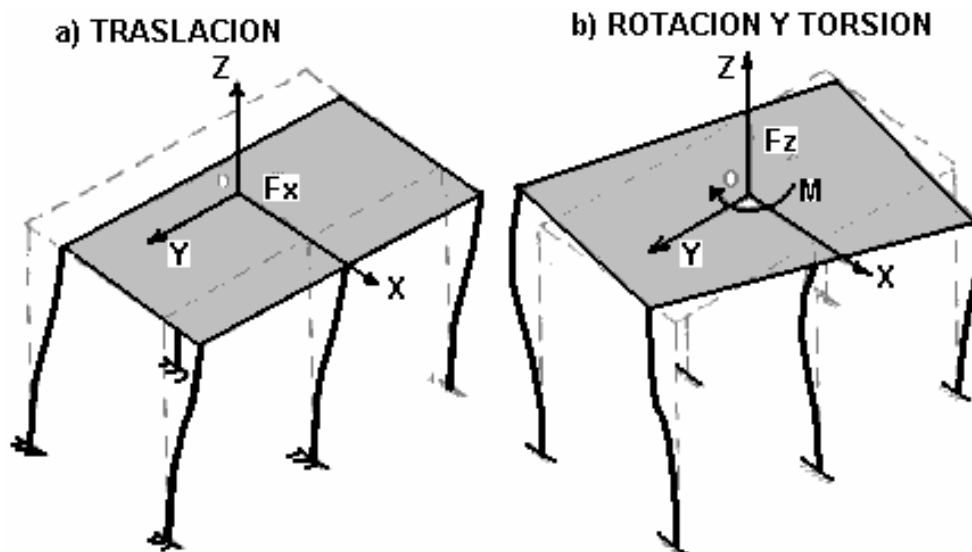


Figura N° 22. Esquema de comportamiento de cimentaciones aporticadas

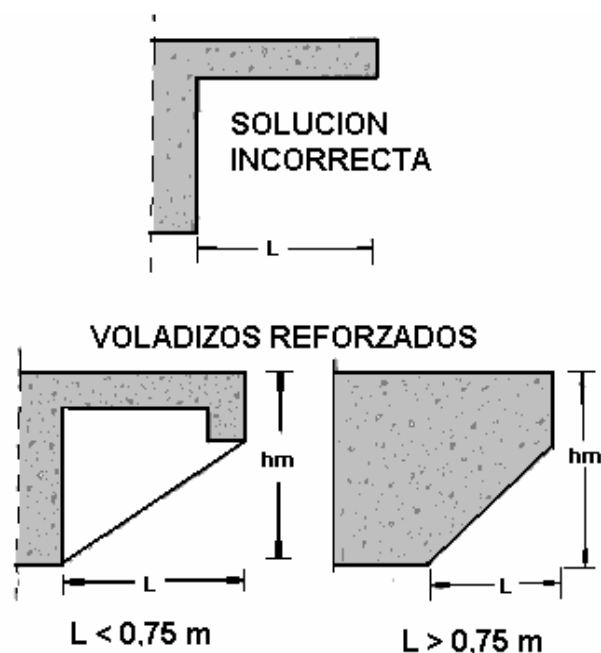


Figura N° 23. Esquema de soluciones de voladizo.

En las estructuras de hormigón, las columnas que sirven de apoyo a las placas deben confinarse convenientemente con estribos o zunchos y las vigas perimetrales, además de la armadura requerida por flexión y corte, deben reforzarse con estribos con separaciones no mayores a 25 cm.

En el caso en que sobre el cimiento apoye un motogenerador o alguna otra máquina de baja frecuencia, se verificará cuidadosamente la frecuencia de vibración del cimiento, ya que la misma suele coincidir con la de la máquina. Si resultan muy próximas, conviene aumentar el área de la base de la platea inferior en contacto con el suelo de fundación, para aumentar la frecuencia propia del cimiento. En cimientos aporticados, las dimensiones mínimas de las placas, vigas y voladizos se sugieren en la Tabla N° 6, así como la luz máxima de las ménsulas del pórtico.

Elemento	Altura mínima de la sección transversal	Luz mínima del voladizo
Placas	$H_p > 0,20$ mts	$L < 1,20$ metros
Vigas de piso o de carga	$H_v > 0,40$ mts	$L < 4 H_v$
Voladizos	$H_m > 0,75 L$	$L < 1,50$ metros

Tabla N° 6. Dimensiones mínimas aconsejadas para los miembros estructurales en cimientos aporticados de turbomáquinas (en metros)

Respetando las dimensiones indicadas en la Tabla N° 9, se logra disminuir el peligro de que se produzcan vibraciones excesivas en los cimientos aporticados. La platea inferior del cimiento aporticado tendrá un espesor mínimo igual al lado de las columnas del pórtico y no menor a 1 metro.

8.4. CIMIENTO PARA PILOTES.

Cuando el suelo de fundación sobre el que apoya el cimiento de una máquina no es lo suficientemente resistente ni homogéneo, deben buscarse soluciones alternas para este problema. Entre otras soluciones se puede mencionar el apoyo en estratos profundos con mayor capacidad portante, mediante el empleo de pilotes.

En otros casos, cuando se desea incrementar la frecuencia natural del cimiento, pero por razones constructivas no es posible dar más área de apoyo a la base, la solución es rigidizar artificialmente el suelo de fundación mediante pilotes.

La presencia de pilotes logra triplicar aproximadamente el módulo de elasticidad del suelo de fundación, y disminuir apreciablemente los asentamientos. La Figura N° 24 muestra un ejemplo de cimientos de máquinas sobre pilotes.

En los pilotes apoyados sobre un estrato rígido la frecuencia natural del sistema puede ser estimada a través del análisis de la vibración de una columna resonante con condiciones de sujeción de sus extremos, del tipo fijo - libre. En este caso, la frecuencia es la indicada en [38].

$$f_n = \frac{1}{4l} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad [38]$$

Estudios realizados por Richart (1962) muestran la frecuencia natural de distintas soluciones de fundación mediante pilotes de punta y para distintos materiales. Estos resultados se observan en la Figura N° 25.

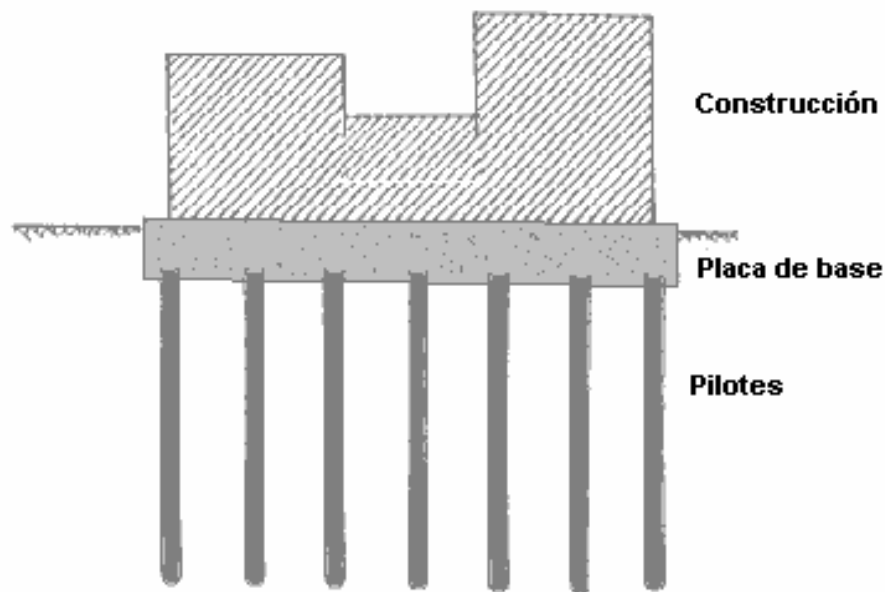


Figura N° 24. Soluciones con empleo de pilotes.

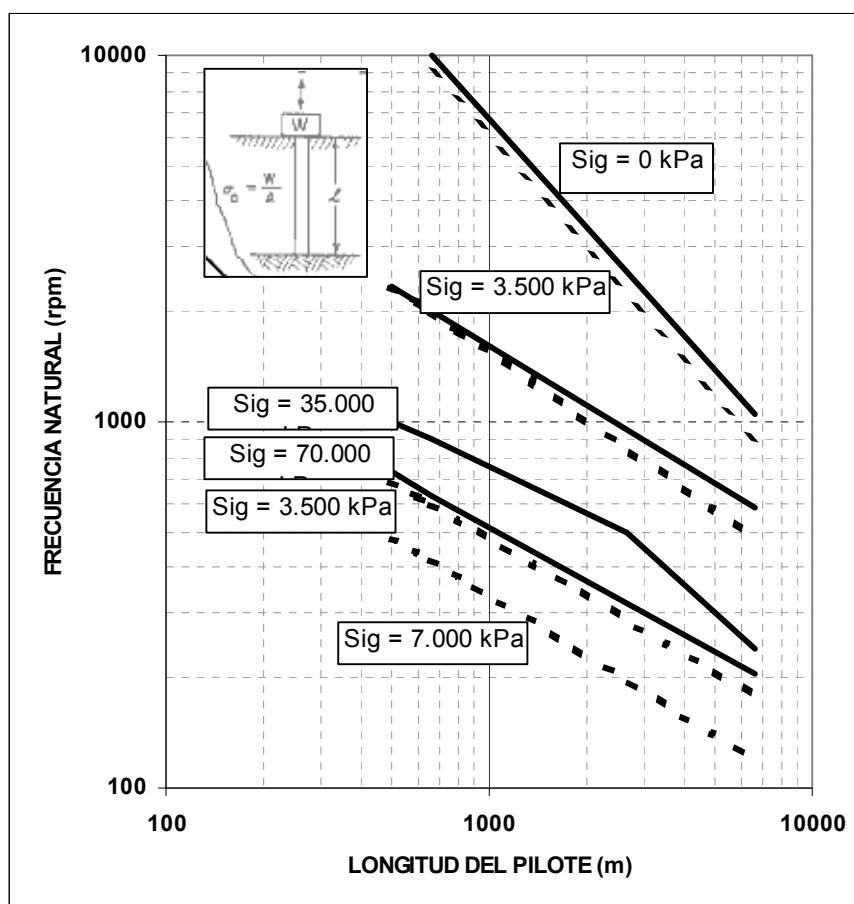


Figura N° 25. Frecuencia natural de soluciones con pilotes
— Acero --- Hormigón

9. RECOMENDACIONES CONSTRUCTIVAS.

Generalmente, los fabricantes de las máquinas fijan las indicaciones precisas sobre las características que deben tener los cimientos, así como las cavidades, salientes, calidad de los materiales, tamaño y longitud de los pernos de anclaje y otros detalles constructivos.

Con respecto a la máquina, se debe conocer la capacidad en Kilowatts, el voltaje requerido, la frecuencia, el régimen de operación en rpm, sus dimensiones, el peso de la maquinaria y sus equipos complementarios, y las cargas totales estáticas y dinámicas que transmiten los cimientos.

Una regla elemental indica que las dimensiones en planta de la base no sean menores que las de la máquina instalada con todos sus accesorios, debiendo, por lo menos sobresalir el cimiento unos 30 cm alrededor del área ocupada por la máquina. Cuando se fundan máquina de elevada frecuencia operacional, los cimientos en bloque o masivos deben tener una altura mínima de 1,5 a 4,0 metros, lo cual aumenta su masa pero no su área de apoyo sobre el suelo. Los cimientos de placa tendrán un espesor mínimo de 0,80 metros, y cuando existan cavidades el menor espesor en todo el perímetro de los mismos será de 0,30 metros o más, tal como se ve en la Figura N° 26.

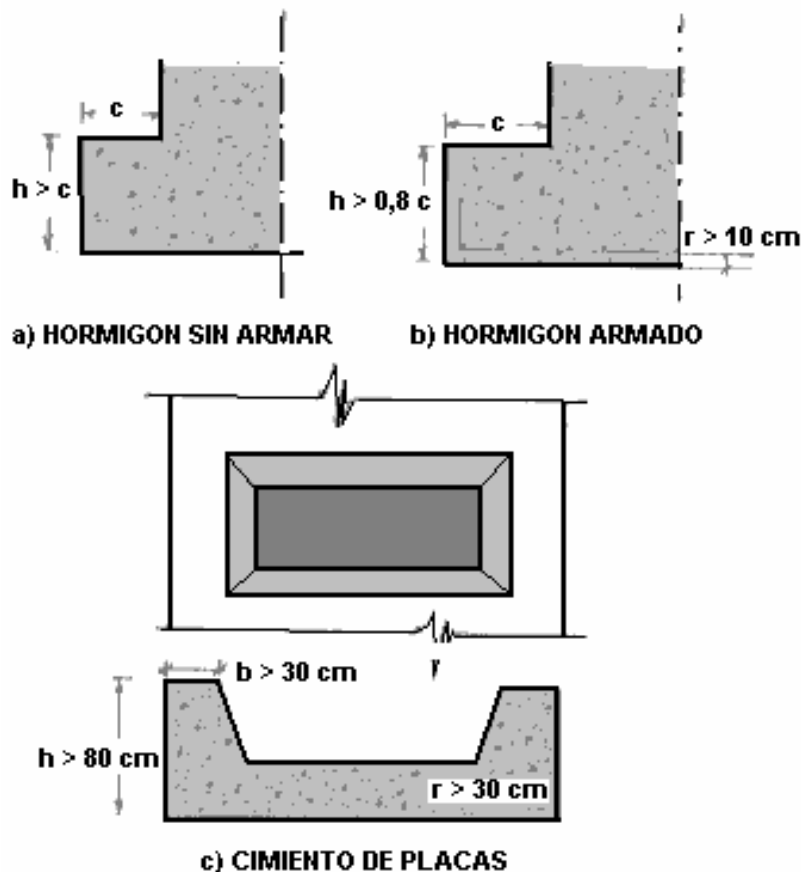


Figura N° 26. Esquemas de cimientos de placas.

En los cimientos de máquinas, el hormigonado debe realizarse sin interrupciones, en una sola operación, dejando fraguar y endurecer el material con un adecuado curado. El hormigón se protegerá del ataque y deterioro que pueden producir los aceites mediante revestimientos antiácidos y pinturas epóxicas. Ni la máquina ni el equipo deben montarse hasta que el hormigón haya adquirido suficiente resistencia.

Es exigencia que el centro de gravedad de la máquina y del cimiento se hallen sobre la misma vertical, y en ese mismo eje se aplicarán las cargas de impacto para las máquinas de golpes o percusión. La tolerancia a esta recomendación permite un máximo de 5% de desfase en cimientos sobre terrenos consistentes, y del 3% en suelos blandos, para máquinas que no sena de impacto.

Usualmente, se pueden solucionar los problemas de resonancia o interferencia de vibraciones entre máquinas instaladas muy próximas, diseñando un cimiento combinado de varias de ellas. Esto es ventajoso en el caso especial de máquinas de baja frecuencia, particularmente cuando operan con fuerzas horizontales no equilibradas, ya que las grandes placas ofrecen una gran rigidez en el plano horizontal.

Por el contrario, no es conveniente unificar las fundaciones para varias máquinas con solicitaciones verticales, pues el cimiento común no se comporta más como un cuerpo rígido. Los cimientos de máquinas deberían fundarse a una

profundidad mayor que el resto de las bases de la estructura del edificio donde se instalan, como se muestra en la Figura N° 27, con un mínimo de 0,30 metros por debajo de la cota inferior de la base más profunda.

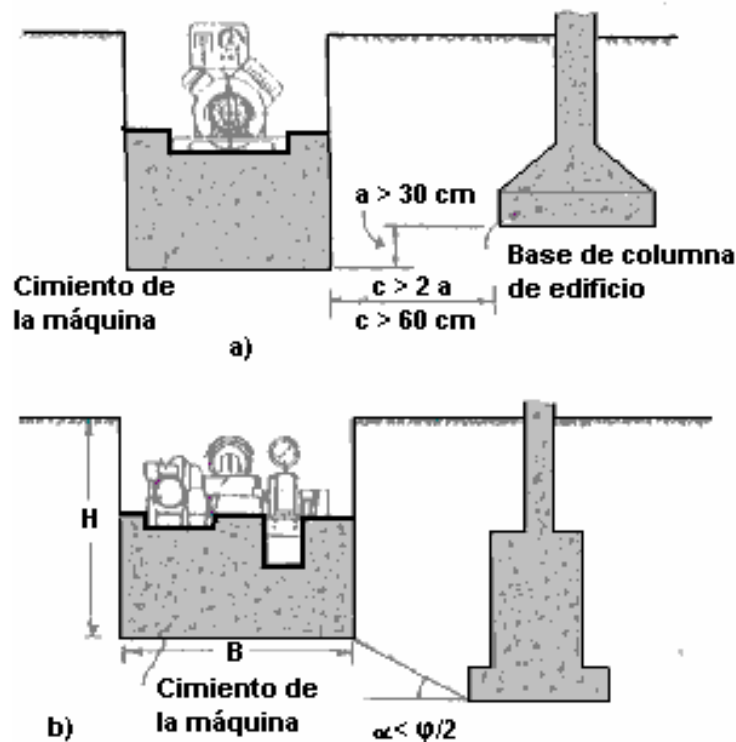


Figura N° 27. Localización de los cimientos de máquina respecto de otros cimientos superficiales

La separación horizontal de las bases deber ser, como mínimo de 0,60 metros, o el doble de la altura "a", como se indica en el esquema a). La profundidad H^* , de apoyo del cimiento de la máquina debe cumplir con la relación siguiente; $H^* > B$, siendo B la mayor dimensión en planta, y H^* se elegirá tomando en cuenta la transmisión de las vibraciones que impone el cimiento de la máquina. Es siempre recomendable apoyar la base del cimiento sobre una capa firme del suelo de fundación, aún cuando debe excavar mayor volumen de tierra, que sobre un estrato débil superficial.

Cuando por razones prácticas no es posible apoyar el cimiento de la máquina por debajo del nivel de las restantes bases del edificio, se respetarán las siguientes condiciones:

- Las bases de las columnas y muros circundantes se construirán como bloques macizos, y,
- Las rectas que unen las aristas internas de las bases con el cimiento de la máquina no tendrá un inclinación superior a $\phi/2$, siendo ϕ el ángulo del talud natural del suelo. En este caso, la estructura del edificio debe rigidizarse con arriostramientos o con gruesas paredes de fundación, para minimizar las posibles vibraciones que transmita el suelo. Además, como regla general, los cimientos de máquina se ubicarán lo más alejado posible de las otras partes

del edificio, y sobre ellos no se apoyarán en forma conjunta miembros estructurales no relacionados con la máquina.

Las máquinas se fijan a sus cimientos mediante pernos o bulones de anclaje. Generalmente, se usan los de cabeza cuadrada o hexagonal y pueden ser fijos o desmontables. En máquinas livianas se suelen usar pernos fijos con ganchos anclados, los cuales se ubican antes del hormigonado. La longitud usual de anclaje es de 15 a 20 diámetros, y en la Tabla N° 7 se dan las longitudes aconsejables para los diferentes tipos de pernos.

Pernos ϕ (mm)	Longitud l_o (cm) Pernos fijos	Long. l_o (cm) Pernos desmontables
< 20	40	40
22 - 30	50	40
32 - 36	60	50
40 - 50	70	50
55 - 60	80	60
65 - 70	80	70
75 - 80	80	80
85 - 90	80	90

Tabla N° 7. Longitud mínima de anclaje de los pernos.

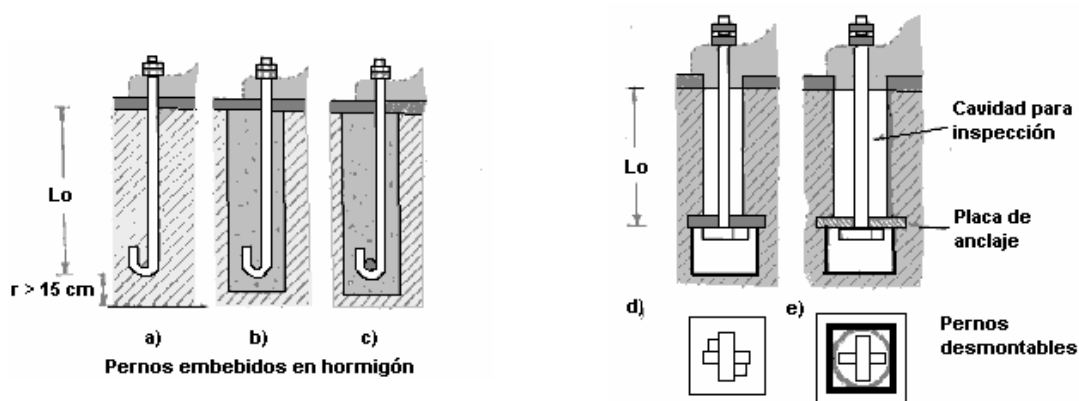


Figura N° 28. Soluciones de anclaje mediante pernos

Los pernos desmontables, aconsejados en el caso de máquinas de gran peso, van sujetos a placas de anclaje, fijas a la masa del hormigón a la profundidad adecuada. La cavidad donde se ubican permanece vacía de modo de poder inspeccionar con facilidad el anclaje. Siempre es recomendable extender la longitud ahogada de los pernos en el hormigón, tanto como sea posible dejando un recubrimiento inferior mínimo de 15 cm.

10. ELEMENTOS AMORTIGUADORES.

El método más efectivo para atenuar la transmisión de las vibraciones de las máquinas consiste en intercalar entre el origen de las vibraciones y el elemento a aislar, un dispositivo elástico y absorbente, cuya frecuencia propia sea diferente (como mínimo un 30%) respecto de las frecuencias de las vibraciones a filtrar. Los elementos y materiales amortiguadores deben transmitir una fracción de las vibraciones lo más reducidas posible. Existen diferentes tipos de amortiguadores, tal como se indica en la Tabla N° 8.

Resortes de acero	Helicoidales cilíndricos Laminados
Materiales absorbentes de las vibraciones	Planchas neumáticas Planchas de corcho Materiales aglomerados Capas de fieltro vibroaislante Tableros de madera
Amortiguadores hidráulicos	

Tabla N° 8. Elementos amortiguadores.

10.1. RESOTES DE ACERO.

Son amortiguadores del tipo pedestal. Los más comunes son los resortes helicoidales cilíndricos con sección transversal circular (Figura N° 29), con capacidad de carga entre 7 y 15 kN por resorte, según la sección de sus barras. Usualmente, el diámetro del arrollado es de 50 a 100 mm, y el diámetro de las barras está comprendido entre 8 y 20 mm. El acero de los resortes es de alta resistencia y se lo hace trabajar a un esfuerzo de 420 a 600 MPa. La constante elástica de estos dispositivos suele encontrarse entre 80 y 200 kg/mm.

Las máquinas pueden estar directamente apoyadas sobre los resortes, diseñando un "sistema soportado" como se muestra en el esquema a) de la Figura N° 29. O ser del tipo "suspendido" como se presenta en el esquema b).

El tipo soportado se emplea en el caso de máquinas de alta frecuencia, mientras que el tipo suspendido es aplicable para máquinas desequilibradas de baja frecuencia.

Los resortes son amortiguadores efectivos y económicos, especialmente aptos para reducir las vibraciones de las máquinas con partes no balanceadas. Para las máquinas pequeñas, sin grandes masas giratorias, se puede usar un solo amortiguador en cada esquina de la máquina, pero es más usual el empleo de cajas metálicas de 4 o más amortiguadores, aislados con corcho o goma para protegerlos del polvo y la humedad.

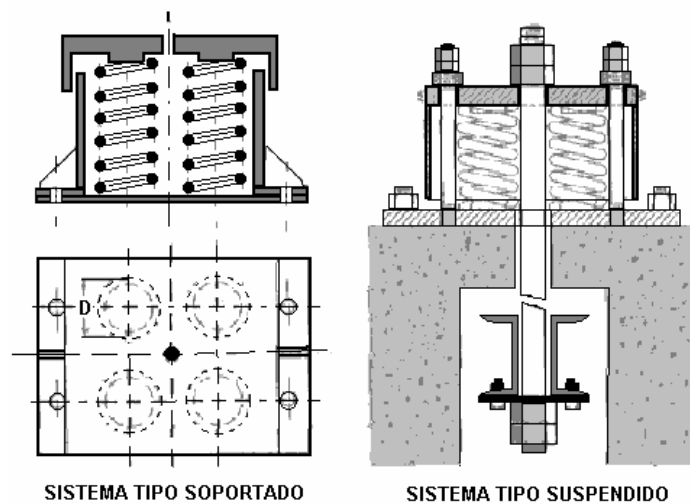


Figura N° 29. Amortiguador tipo resorte

Para máquinas de émbolo se colocan colchones de resortes simétricamente distribuidos en la planta de la máquina. El número de resortes a colocar depende del peso de la máquina, del tamaño y las características de los resortes y de la magnitud de las vibraciones a amortiguar.

Otro tipo de amortiguadores de resorte son los laminados, como se muestran en la Figura N° 30. Este se construye alternando planchas de acero con capas de goma o fieltro. Estos resortes laminados se usan especialmente en máquinas de impacto, como guillotinas o martinets, colocándolos bajo el yunque de la máquina. También se los puede colocar bajo el cimiento para otorgar doble amortiguación y evitar la transmisión de los impulsos a las áreas vecinas o construcciones adyacentes.

RESORTE LAMINADO TIPO SANDWICH



Figura N° 30. Amortiguadores tipo laminados

Una de las principales desventajas de los sistemas de resortes es su incapacidad en la absorción de ruidos.

10.2. TOPES O PLANCHAS DE GOMA.

Los topes de caucho o goma son elementos cilíndricos macizos o huecos con las siguientes propiedades medias:

- Capacidad resistente de 700 kPa,
- Módulo de elasticidad longitudinal (E) de 10 Mpa, y
- Módulo de elasticidad transversal (G) de 0,20 de E.

Los topes se usan en máquinas pequeñas, en las esquinas de las placas de apoyo o en puntos discretos del perímetro. Para las máquinas más pesadas se usan planchas de goma, que pueden ser corrugadas (Figura N° 31a) o con canaletas cruzadas en las caras opuestas, para un mejor aislamiento (Figura N° 28b).

Las planchas de caucho o goma resultan razonablemente eficientes para la amortiguación de los golpes. Su vida útil es de unos 20 años, mientras no se humedezcan con agua o aceite. Resisten presiones de hasta 40 Mpa. Se pueden colocar en forma de capas alternadas de caucho y corcho o fieltros. Esta combinación está especialmente indicada para las máquinas pesadas, sirviendo de amortiguador en los compresores, martinets de alta potencia, prensas y generadores.

Combinaciones adecuadas de estas planchas llegan a resistir hasta 400 kPa y conjugando su superficie y espesor se regula la frecuencia propia de este resorte.

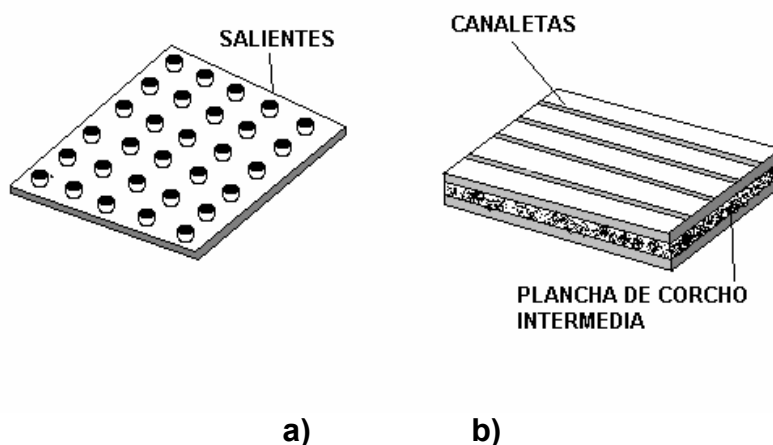


Figura N° 31. Sistemas de plancha de caucho o goma

10.3. PLANCHAS DE CORCHO.

Las planchas de corcho natural se usan para absorber las vibraciones de las máquinas que no producen fuertes impactos ni tienen grandes masas desbalanceadas. Se las emplea generalmente para apoyo de máquinas de baja potencia, las cuales por su peso reducido permiten la sustitución total o parcial de este material con relativa facilidad.

El corcho es uno de los materiales más antiguos, pero presenta el inconveniente que puede sufrir deterioro o consolidación a través del tiempo. Adicionalmente, se endurece si se lo somete a continuos aplastamientos, perdiendo la capacidad de absorción de las vibraciones.

Su módulo de elasticidad es $E = 20$ a 25 Mpa, y se obtiene en planchas de espesores de 2 a 6 cm, o en bandas. En este último caso, las bandas se colocan cruzadas en múltiples capas, relleno luego los espacios entre ellas con algún material absorbente.

El sistema aislante puede ser dejado al descubierto, o se lo puede recubrir con cartón y betún, o con un fieltro asfáltico, llenando los huecos en todo el contorno del contacto entre la máquina y el cimiento. Se logra así un excelente material vibroaislante, más resistente al tiempo y la humedad.

10.4. MATERIALES AGLOMERADOS.

Estos materiales ofrecen gran durabilidad y resistencia a los impactos, sin deteriorarse. Existen diferentes tipos, en general obtenidos a partir del corcho y adhesivos que resisten bien la humedad y ofrecen alta capacidad de absorción de las vibraciones.

Usualmente, se obtienen espesores de 3 a 8 cm, con capacidad de resistir las elevadas compresiones que imponen las máquinas, debiendo cubrir toda el área de apoyo de las mismas. Soportan esfuerzos de hasta 1.500 kPa. Una de las ventajas que presentan los aglomerados frente a las planchas de corcho es que los primeros son imputrecibles o inatacables por el agua o los aceites de las máquinas.

10.5. CAPAS DE FIELTRO.

El acolchado de fieltro, lana mineral o fibras de vidrio, resulta un excelente aislante para las vibraciones y los ruidos. Generalmente, viene en rollos con espesores de 2 a 4 cm y se lo puede colocar alternado con otros amortiguadores, tales como el cartón asfáltico o las planchas metálicas.

También se lo usa como relleno lateral, bordeando las paredes que rodean la máquina. Admiten cargas de hasta 6.000 kPa, y su módulo de elasticidad está comprendido entre 50 Mpa y 150 Mpa.

10.6. TABLERO DE MADERA.

Se usan los tableros de madera escuadrada y cepillada, de buena calidad, sin nudos ni grietas y bien estacionada, colocados bajo los yunques de las máquinas de percusión, como en el caso de los martinetes y las perforadoras. La Figura N°

32 muestra esta solución, donde el martillo pilón apoya sobre un tablero doble de madera, con filas cruzadas, conectadas entre si mediante anillos dentados y bulones transversales cada 50 cm, para formar un conjunto compacto.

Esta Figura también muestra un equipo apoyado sobre un tablero simple de madera dura. Después que el hormigón ha fraguado y endurecido se coloca el tablero y sobre él la máquina. La fila superior del tablero se debe ubicar paralela al lado menor de la base. La superficie del apoyo de la solera debe ser perfectamente horizontal, lisa y bien nivelada, para que el tablero pueda colocarse correctamente. En cimiento de foso, el espacio que queda entre las paredes laterales del foso y el tablero de madera debe rellenarse con asfalto y fieltros absorbentes, para una mejor aislación.

Generalmente, para armar los tableros se utilizan escuadrías de madera de 10 x 10 o 20 x 20 cm, con un máximo de 5 filas cruzadas superpuestas. Las maderas que se utilizan para los tableros bajo los yunques de las máquinas de choque son preferentemente las coníferas, el alerce, el pino y el olmo, si el peso del martillo no supera 10 kN. Para martillos más pesados se emplean maderas más duras, tales como el roble.

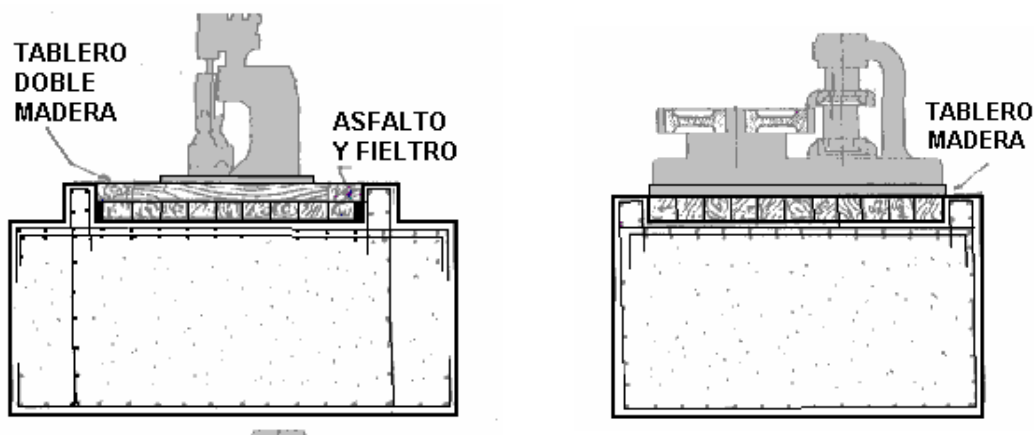


Figura Nº 32. Localización de los tableros de madera

La Tabla Nº 12 presenta las características mecánicas y resistentes de algunos tipos de maderas usuales en la práctica. Estos valores corresponden a pruebas de resistencia con probetas de escuadría de 2 x 2 pulgadas de sección transversal.

La Tabla Nº 13 indica los espesores mínimos recomendados para las secciones de madera que forman los tableros, en función del peso y el tipo de martillo.

En todos los casos, los tableros de madera deben aislarse de la humedad, la cual si supera el 15%, afecta sensiblemente la resistencia de la madera. Otras causas

de deterioro en las maderas implican protección para evitar el ataque de parásitos, insectos, hongos y agentes químicos, como por ejemplo, el producido por el aceite de máquinas.

Usualmente, los fabricantes de máquinas, especialmente las de impacto o choques, especifican con detalle el espesor necesario de los tableros de maderas, el tipo recomendable de madera a usar y todas las demás características concernientes a la instalación de la máquina sobre el cimiento de hormigón.

10.7. AMORTIGUADORES HIDRAULICOS.

Estos amortiguadores consisten en émbolos con aceite u otro líquido viscoso, que actúan como elementos de frenado contra las vibraciones e impactos. El sistema funciona de modo que al producirse el impacto, se activa el pistón, el cual obliga a pasar el aceite a través de un pequeño orificio. La energía absorbida en la compresión que se ejerce produce además un calentamiento del aceite.

Los amortiguadores hidráulicos se usan generalmente como complemento de otros sistemas de amortiguamiento, tales como resortes, según muestra la Figura N° 30. Los diferentes tipos de amortiguadores mencionados se usan en la práctica para máquinas ligeras y semipesadas, ya que las máquinas pesadas descansan sobre cilindros directamente apoyados en el suelo de fundación.

Las máquinas de impacto necesitan doble sistema de amortiguamiento; uno debajo del yunque, entre la máquina y el cimiento, y otro entre el cimiento y el suelo de fundación. El amortiguamiento debajo del yunque no debe ser excesivamente elástico, debido a que en ciertas máquinas, tales como prensas o martinets impiden los forjados e impresiones correctas. Se usan en estos casos los tableros de madera dura o resortes laminados de acero. Con ellos se evita que las ondas de las vibraciones de gran intensidad producidas por el impacto, al reflejarse y refractarse dentro del macizo del cimiento, produzcan compresiones y tracciones alternadas en el hormigón. Las ondas de tracción fisuran el cimiento, el cual puede fallar por fatiga luego de un elevado número de ciclos, bajo esfuerzos bastante inferiores a los del límite de resistencia para cargas estáticamente aplicadas.

Tipo de madera	Módulo E (Mpa)	Resistencia a compresión Paralelo a la veta (kPa)	Resistencia a tracción Paralelo a la veta (kPa)	Resistencia a flexión (kPa)	Resistencia al corte (kPa)
Abedul	Compresión entre 10.000 Mpa y 18.000 Mpa	16.500	20.000 - 26.000	26.000	1.300
Abeto blanco		14.000 - 17.500	15.000 - 40.000	30.000	1.200
Abeto rojo		14.000 - 22.000	30.000 - 32.000	28.000	950
Alerce		18.000	35.000 - 45.000	30.000	1.300
Cipres	Tracción entre 10.500 Mpa y 13.000 Mpa.	17.000 - 20.000	28.000 - 35.000	22.000	1.120
Encina		15.000	35.000 - 45.000	30.000	1.160
Fresno		15.000	28.000 - 35.000	22.000	1.400
Nogal		20.000	35.000 - 50.000	32.000	1.580
Olmo		14.000	30.000 - 40.000	22.000	1.400
Pino		15.000	36.000 - 45.000	25.000	1.440
Roble		15.000	30.000 - 40.000	22.000	1.400

Tabla N° 9. Características resistentes de algunos tipos de maderas.

Peso del martillo (kN)	Martinete de forja (kN)	Martinete de Acción simple	Martinete de Acción Doble
< 10	2	0,10 - 0,20	0,20 - 0,40
20	2 - 4	0,20 - 0,30	0,50
30	4 - 6	0,30 - 0,40	0,60
50	6 - 8	0,40 - 0,60	0,80 - 1,00
100	8 - 10	0,60 - 0,90	1,20 - 1,40

Tabla N° 10. Espesores mínimos de los tableros de madera (m)

Entre el cimiento y el suelo de fundación se coloca el segundo sistema de amortiguamiento, que generalmente consiste en resortes helicoidales y capas de materiales aislantes como el corcho o aglomerados, combinados con amortiguadores hidráulicos como muestra la Figura N° 33.

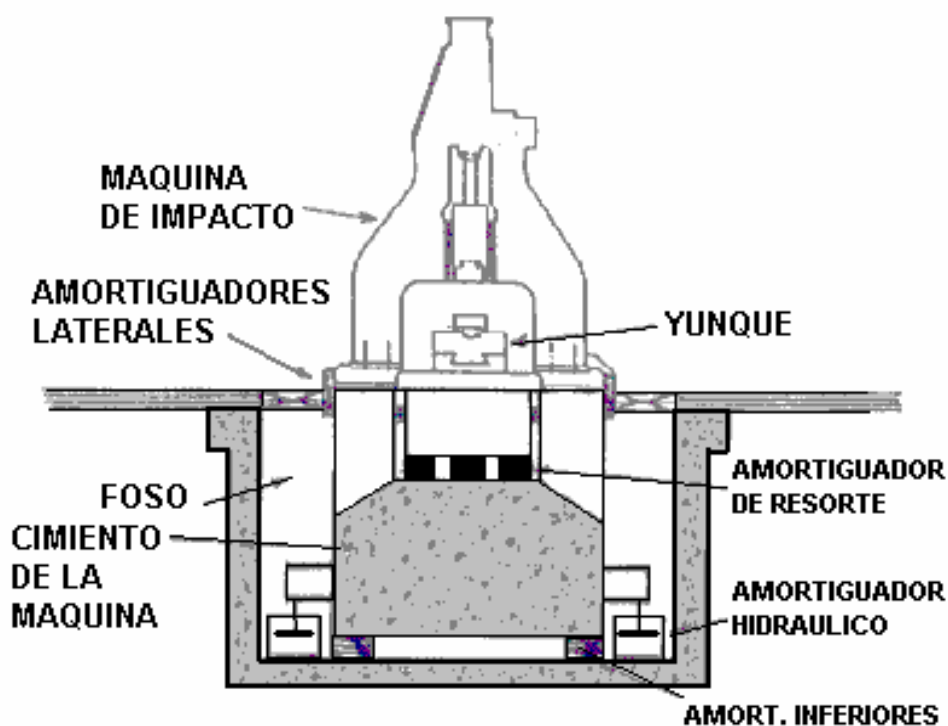


Figura N° 33. Esquema general de solución de cimiento para máquinas.

Este dispositivo resulta altamente eficaz y permite transmitir al suelo de fundación sólo el 1% de las vibraciones que origina el impacto de la máquina. También se ha comprobado que los mejores resultados, en las máquinas de impacto, se obtiene cuando el cimiento se coloca dentro de un foso perimetral, el cual colabora en transmitir las ondas de choque hacia estratos más profundos del suelo. Con ello estas ondas se atenúan notablemente antes de alcanzar la

superficie nuevamente, minimizando los efectos dañinos en las construcciones vecinas.

Lateralmente, el cimiento se aísla de las paredes del foso mediante gatos, resortes, láminas de corcho o caucho y fieltros vibroabsorbentes. El conjunto resulta así un sistema de aislación de vibraciones sumamente efectivo.

10.8. DISEÑO DE AMORTIGUADORES DE RESORTE.

El diseño de los amortiguadores de resorte como elementos atenuadores de las vibraciones se requiere el conocimiento de las siguientes vibraciones:

- El diámetro del arrollado, D (mm)
- El diámetro de las barras de la espiral, d (mm)
- El esfuerzo torsional admisible del resorte, τ_r (kPa)
- El índice de rigidez del resorte, k (kN/m)
- El número de espiras a emplear, n

La frecuencia propia del lecho de resortes (f_z , en ciclos por segundo) puede obtenerse en forma aproximada según la ecuación [71]

$$f_z = \frac{300}{\sqrt{\delta_o}} \quad [71]$$

donde δ_o (en cm) representa el desplazamiento elástico característico de los resortes. Este desplazamiento puede ser calculado según la ecuación [72]

$$\delta_o = \frac{1}{k} \cdot \frac{P}{n} \quad [72]$$

el desplazamiento calculado antes es el correspondiente al movimiento elástico de los resortes, producido bajo la acción de la fuerza P aplicada en la dirección de oscilación, sobre un número n de resortes.

Generalmente, los resortes helicoidales cilíndricos vienen en cajas amortiguadores de 1, 4 8 o 12 unidades, donde se especifican sus características mecánicas y resistentes. La carga admisible de cada resorte puede estimarse según la ecuación [73]

$$P_{lim} = \frac{\pi d^3 \tau_r}{8D} \quad [73]$$

Se debe verificar que el esfuerzo generado por el sistema sobre los resortes sea inferior a la carga máxima admisible de los mismos.

EJEMPLO DE APLICACIÓN.

Se estudia el diseño de los amortiguadores de resorte para el cimientado de un martinete de forja como se indica en la Figura N° 31. La información sobre el sistema de máquina - cimientado es la siguiente:

- Peso total de la máquina y el cimientado $W_o = 235 \text{ tn}$
- Area de contacto en planta $A = 6,2 \text{ m} \times 5,8 \text{ m}$
- Frecuencia propia del sistema de resorte debe ser inferior a 250 ciclos/minutos

El suelo de fundación es arcilla dura, con $\sigma_{adm} = 2,2 \text{ kg/cm}^2$.

Los resortes a usar vienen en cajas de 12 unidades y sus características son:

- Diámetro del arrollado $D = 80 \text{ mm}$
- Diámetro de las barras $d = 25 \text{ mm}$
- Esfuerzo torsional admisible $\tau_r = 20.000 \text{ tn/m}^2$
- Constante elástica $k = 115 \text{ kg/mm}$
- Número de espiras $i = 3$
- Esfuerzo de la estampa de acero $\sigma_{ac} = 0,20 \text{ kg/cm}^2$
- Amplitud máxima de la vibración $A_{din} = 0,85 \text{ mm}$

Por condición de frecuencia se exige que:

$$f_z = \frac{300}{\sqrt{\delta_o}} \leq 250 \text{ ciclos/min} \quad \therefore \delta_o = \left(\frac{300}{250} \right)^2 = 1.44 \text{ cm}$$

Para la carga aplicada por el sistema el número de resortes (n) necesarios y el número de cajas (N) resultantes es:

$$n = \frac{iP}{k\delta_o} = \frac{3 \cdot 235.000}{1.150 \cdot 1,44} = 426 \quad \therefore N = \frac{426}{12} = 36$$

11. REFERENCIAS.

- Barkan, D.D. (1962).** Dynamics of Bases and Foundations. Ed. McGraw-Hill
- Das. B.M. (1983).** Fundamentals of Soil Dynamics. Univ. El Paso, Texas. Ed. Elsevier.
- Gazetas (1991).** Foundation vibrations. Foundation Engineering handbook. H.Y. Fang, Ed. Chapter 15. NY, pp 553-593.
- Hardin, B.O. y Richardt, F.E. (1963).** Elastic wave velocities in granular soils. Journal of Geotechnical Eng. ASCE, Vol 89 (1), pp 33-65.
- Hardin, B.O. y Drnevich, V.P. (1972),** Shear modulus and damping in soils, measurements and parameters effects. Journal of Geotechnical Eng. Division. ASCE, Vol 98 (6), pp 603-624.
- Kokusho, T. (1982).** Dynamic properties of soft clay for wide strain range. Soils and Foundation, Tokyo, Japan, 22(4), pp 1-18.
- NAVFAC DM-7.3. (1983).** Soil Dynamics, Deep Stabilization, and Special Geotechnical Construction. Design Manual 7.3. Dept. U.S.Navy.
- Prakash, S. (1981).** Soil Dynamics. Ed. Mc-Graw-Hill.
- Rollins, K.M.; Evans, M.D.; Diehl, N.B. y Daily, W.D. (1998).** Shear modulus and damping relationships for gravels. ASCE. Journal of Geotechnical and Geoenvironment Eng., Vol 124, N°5, May. Pp 396-405.
- Seed, H.B. e Idriss, I.M. (1970).** Soil moduli and damping factors for dynamics response analysis. Rep N° EERC 70-10. Earthquake Engrg. Res. Ctr., Univ. Of Calif. Berkeley, Calif.
- Seed, H.B.; Wong, R.T.; Idriss, I.M. y Tokimatsu, K. (1986)** Moduli and damping factors for dynamics analysis of cohesionless soils. J. Geotech. Engrg. ASCE, Vol 112 (11). Pp 1016-1032.
- Vucetic M. y Dobry, R. (1991).** The effect of soil plasticity on cyclic response. ASCE Geotechnical Journal. Vol 117, N°1, pp 89-117.

APENDICE 1. PARAMETROS DINAMICOS.

En el caso de **suelos granulares** las primeras expresiones propuestas corresponden a Seed & Idriss (1970), con la forma indicada en la ecuación [A1].

$$G_{\max} \cong 1.000 \cdot K_2 \cdot \sqrt{\sigma_o^*} \quad [A1]$$

donde

K2 es un coeficiente dependiente de la densidad relativa del material. Valores sugeridos para K2 son los indicados en la Tabla N° A1.

Tipo de Suelo	K2 (para presión en kPa)
Arenas sueltas	8
Arenas densas	12
Arenas muy densas	16
Arenas muy densas con gravas	25 a 40

Tabla N° A1. Coeficientes K2 para suelos granulares. Fuente: Seed & Idriss (1970).

Otras relaciones empíricas normalmente empleadas son aquellas que vinculan el módulo Gmax con los resultados de ensayos de penetración, del tipo SPT. Una expresión basada en mediciones japonesas es la planteada en Seed et al (1986). La misma se reproduce en [A2].

$$G_{\max} = 4.500 \cdot (N_1)_{60}^{1/3} \cdot \sqrt{\sigma_o^*} \quad [A2]$$

donde

$(N_1)_{60}$ es el número de golpes obtenidos para la profundidad de análisis en el SPT, corregido por la presión de confinamiento y la energía aplicada.

En **arcillas saturadas** se plantean relaciones entre la resistencia al corte no drenada (S_u) y el módulo G_{\max} a través de una expresión sencilla como la indicada en [A3].

$$\frac{G_{\max}}{S_u} \cong 1.000 \cdot a \cdot 2.500 \quad [A3]$$

En **suelos cohesivos**, la ecuación [A4] reproduce los resultados de la mayoría de los estudios realizados.

$$G_{\max} = \kappa_1 \frac{(\kappa_2 - e)^2}{1 + e} \cdot (\sigma_o^*)^n \quad [A4]$$

donde

κ_1 , κ_2 son los coeficientes que dependen de las características de los suelos. Algunos valores sugeridos se presentan en la Tabla N° A2.

Tipo de Suelo	κ_1	κ_2	n	Fuente
Baja plasticidad, con "e" entre 0,6 y 1,5	3.270	2,97	0,50	Hardin & Black, 1968
Alta plasticidad, compresibilidad, e entre 1,5 y 2,5	445	4,40	0,50	Marcuson & Wahls, 1972
Muy alta compresibilidad, e entre 1,5 y 4,0	90	7,32	0,60	Kokusho et al, 1982

Tabla N° A2. Coeficientes para G_{max} , expresados en kPa.

Hardin (1978) propone una expresión como la indicada en [A5].

$$G_{max} = 625 \frac{OCR^{\mu^*}}{0,30 + 0,70e^2} \cdot \sqrt{p_a \sigma_o^*} \quad [A5]$$

donde

p_a es la presión atmosférica

σ_o^* es la presión media efectiva de confinamiento

μ^* es una constante que depende del índice de plasticidad del suelo.

Una expresión similar a la planteada anteriormente para el caso de suelos cohesivos puede ser aplicada para las arenas (Iwasaki & Tatsuoka, 1977).

$$G_{max} = A(\gamma) \cdot B \cdot \frac{(2,17 - e)^2}{1 + e} \cdot (\sigma_o^*)^{m(\gamma)} \quad [A5]$$

Donde

$A(\gamma)$ es una función que decrece con el incremento de las deformaciones angulares a que se somete el material, tomando valores comprendidos entre 16.600 y 14.300, en los estudios originales. Cabe acotar que este factor de influencia resulta mucho más importante en el caso de suelos cohesivos que para suelos granulares.

B es un parámetro que muestra la influencia de la granulometría de las arenas. Para arenas limpias se adopta $B=1$, a medida que aumenta el contenido de finos B disminuye.

$m(\gamma)$ para el caso de pequeñas deformaciones está comprendido entre 0,40 y 0,60.

En el caso de gravas la expresión aplicable resulta similar a la anterior, haciendo $B=1$. Algunos valores sugeridos para los parámetros afectados son los indicados en la Tabla N° A3.

Tipo de Suelo	A(γ)	n	Fuente
Arenas aluviales	7.900 - 14.300	0,40	Kokusho, 1981
Arenas con finos	2.360 - 3.090	0,60	Higuchi et al, 1981
Gravas, $D_{50} = 10,7$ mm	9.360	0,44	Nishio et al, 1985
Gravas, $D_{50} = 2$ mm	1.200	0,85	Goto et al, 1987
Gravas, $D_{50} = 2$ mm	3.080	0,60	Tanaka et al, 1985
Grava redondeada	8.400	0,60	Kokusho - Esashi, 1981
Piedra partida	13.000	0,55	Kokusho - Esashi, 1981
Basalto	7.230	0,38	Prange, 1981

Tabla N° A3. Coeficientes para G_{max} , indicados en kPa.