CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Los edificios industriales requieren frecuentemente el empleo de maquinaria, como parte de los procesos que en ellos se realizan. No existe maquinaria que no genere vibración, por lo que es altamente recomendable que esta vibración se encuentre dentro de límites permisibles, los cuales se establecen para asegurar un adecuado funcionamiento de la maquinaria, para evitar algún daño estructural en su sistema de soporte y para que los operarios tengan la impresión de seguridad en su trabajo. Las máquinas se colocan preferentemente sobre bloques aislados, apoyados directamente sobre el suelo; sin embargo, por causas del proceso o por falta de espacio, en ocasiones se ubican sobre sistemas convencionales de piso.

Tipos de Maquinarias. Existen muchos tipos de maquinarias y éstos son excitados normalmente por cargas desbalanceadas; en general, pueden clasificarse dentro de las siguientes categorías:

a) Reciprocantes. Son probablemente las de uso más antiguo y es un ejemplo clásico el mecanismo de manivela, el cual se usa para convertir un movimiento translatorio en un movimiento rotatorio y viceversa. Estas máquinas pueden consistir en un cilindro simple y un pistón, con una acción

simple o con doble acción; también pueden ser de múltiples cilindros. La dirección del movimiento del pistón puede ser horizontal o vertical. Como ejemplo se mencionan: maquinarias de combustión interna; de gasolina, diesel o vapor.

b) *Rotatoria.* A través de un movimiento circular, estas maquinarias transmiten a la estructura de soporte unas fuerzas desbalanceadas, las cuales dependen de la excentricidad y velocidad de operación de la máquina respectiva; en el capítulo 2.1 se describe de una manera más detallada el comportamiento de este tipo de maquinaria.

c) *De impacto.* Generalmente funcionan de manera intermitente; un ejemplo clásico es el martinete que transmite una carga de impacto a la estructura de soporte, que puede ser considerada como una pulsación simple.

d) *De equipos especiales.* Cualquier maquinaria que no se encuentre comprendida dentro de las mencionada anteriormente, se considera de tipo especial, y un ejemplo son las antenas de radar, por su alta sensibilidad.

Las vibraciones que tienen lugar en la maquinaria rotatoria y en las estructuras de soporte son principalmente el resultado de defectos mecánicos de la propia maquinaria y de causas inherentes a la forma en que ésta opera, aunque también pueden provenir de una fuente exterior. Las frecuencias naturales de vibración de los sistemas de piso, en ocasiones, coinciden con las frecuencias de operación de las maquinarias, resultando en amplificaciones que pueden dañar a la misma maquinaria y a su estructura de soporte. Colocar dispositivos

aisladores es una adecuada alternativa para desincronizar estas frecuencias y abatir el nivel de vibración del sistema.

El diseño de una cimentación de maquinaria es más complejo que la cimentación que soporta cualquier tipo de cargas estáticas, debido a que el diseñador debe considerar, además de las cargas estáticas, las fuerzas dinámicas causadas por el trabajo de la maquinaria. Estas fuerzas dinámicas se transmiten directamente al soporte de cimentación de la maquinaria. El diseñador debe considerar como factor de importancia la fuerza generada por la maquinaria, para comprender la interacción que se da entre la maquinaria y la estructura de soporte sobre el sistema de piso-suelo.

Es importante mencionar que la comprensión publicada hasta este momento sobre este problema se ha retrasado, en comparación con otras ramas de la tecnología, en parte debido al hecho de que la responsabilidad del desempeño satisfactorio de una maquinaria suele repartir entre el diseñador de maquinaria, quien usualmente es un ingeniero mecánico, y el diseñador de cimentaciones, quien hace la tarea del diseño conveniente de la cimentación atendiendo a los requisitos mecánicos y satisfaciendo las tolerancias requeridas (que por lo general es un estructurista). Es, por lo tanto, deseable que los ingenieros mecánicos y civiles trabajen coordinadamente en la etapa de planeación, hasta que la maquinaria esté instalada sobre la cimentación.

Hasta hace poco tiempo, la práctica en los despachos para el diseño de las cimentaciones de maquinaria se basaba casi completamente en reglas

empíricas, puesto que se sabía muy poco del comportamiento de las cimentaciones sujetas a cargas dinámicas. Tras el desarrollo alcanzado en el área de suelos y dinámica estructural, los principios de diseño se han establecido de manera gradual sin tener que depender únicamente de los métodos empíricos.

El objetivo de esta investigación es presentar un método tal que comprenda los criterios de diseño de sistemas de aislamiento, de tal manera que el diseñador pueda encontrar una aplicación conveniente para resolver los problemas prácticos; además de definir mediante un análisis matemático, cuándo es adecuado el empleo de los aisladores de base, en una estructura de piso convencional.

1.1 Antecedentes

El desarrollo industrial ha obligado a los profesionistas a realizar proyectos de ingeniería estructural que requieren un alto nivel de especialización para el diseño de estructuras. En muchas ocasiones, las estructuras industriales presentan problemas inherentes al tipo de ambiente y solicitaciones de carga comunes en este tipo de estructuras, como son: el deterioro por exposición a agentes agresivos, las fallas o vibraciones excesivas en estructuras de soporte de equipos dinámicos, los agrietamientos por cimentaciones ineficientes, etc.

El comportamiento del suelo de desplante se considera generalmente elástico; esto es razonable para el intervalo de niveles de vibración asociados con un buen diseño de la cimentación. Los dos parámetros más importantes que deben ser determinados, en cualquier diseño dinámico de una estructura de soporte son: ***la frecuencia natural y la amplitud de vibración del sistema de maquinaria-estructura de soporte***, en condiciones normales de operación.

El costo inicial de la construcción de una estructura de soporte para maquinaria es generalmente una pequeña fracción del costo de la misma maquinaria, de los accesorios y de la instalación. Sin embargo, la falla del sistema maquinaria-estructura de soporte, por causa de un diseño incorrecto o una defectuosa construcción, pueden interrumpir la operación del equipo y ocasionar importantes pérdidas económicas.

Quien diseñe estructuras de soporte de maquinaria debe resolver estos dos problemas principalmente:

i. Que los movimientos de la maquinaria y la estructura de soporte no sean excesivos, ya que originan fallas, desperfectos en la operación propia del equipo e inclusive a maquinarias cercanas, así como la perturbación de las personas que laboran alrededor.

ii. Que se disminuyan o, en su caso, se eliminen las vibraciones transmitidas a través de la estructura de soporte, para así evitar el fenómeno de resonancia ya que este efecto sería catastrófico para el sistema maquinaria-estructura de soporte-sistema de piso.

Con base en lo anterior, la práctica común en el diseño y construcción de estructuras de soporte para maquinaria era la de proporcionar grandes masas de concreto para controlar las amplitudes de vibración. Aunque esto resultó satisfactorio durante algún tiempo, actualmente se buscan soluciones más eficaces y económicas.

En los edificios industriales, los espacios para la colocación de equipos son cada vez más escasos y pequeños; lo que representa un factor importante en el dimensionamiento de los mismos; por lo que no resulta adecuado controlar las amplitudes de vibración mediante un gran bloque de concreto, siendo entonces necesaria la utilización de otros medios, que aseguren el control de las vibraciones. Uno de esos medios puede ser la colocación de aisladores de base, para la vibración de maquinaria, teniendo en mente que si la maquinaria se atornilla rígidamente a su estructura de soporte, el movimiento vibratorio en

sí mismo puede reducirse; pero la vibración transmitida al bloque de cimentación puede ser mayor. Esto produciría efectos perjudiciales aún a una distancia considerable del origen de la vibración. De otra manera, si se coloca un soporte flexible bajo la maquinaria o en la cimentación la vibración transmitida será considerablemente reducida, pero esto puede causar un movimiento significativo en la maquinaria durante su operación normal o durante el encendido y el apagado del equipo; por tanto, es necesario lograr un equilibrio entre estos dos requerimientos, (Juárez, 1998).

Recientemente se ha desarrollado el concepto de **Aislamiento de Base**, aplicado a estructuras de soporte de maquinaria rotatoria, como una solución viable y económica para amortiguar las vibraciones. Se han utilizado como sistema de aislamiento de base materiales elásticos y elastoplásticos, con los cuales se han abatido considerablemente los niveles de vibración de la maquinaria.

De esta manera, resulta necesario solucionar analíticamente los modelos matemáticos que consideren el aislamiento, para así contar con métodos que permitan evaluar en forma convincente la eficiencia de esta alternativa, en el diseño de estructuras de soporte para maquinaria rotatoria.

1.2 Objetivos y alcances

En esta tesis se estudian únicamente las maquinarias de tipo rotatorio.

El objetivo fundamental de la investigación es analizar el comportamiento dinámico que tienen las estructuras de soporte de maquinaria rotatoria cuando son provistas de sistemas de aislamiento de base; en particular, la colocación de placas de materiales elásticos y elastoplásticos como sistemas de aislamiento. También se tiene como objetivo el de establecer criterios para una correcta elección de los aisladores de base, para de esta forma, obtener un método.

En esta investigación se contemplan las siguientes metas:

a) Realizar una amplia revisión bibliográfica sobre los estudios y aplicaciones realizados sobre el tema de aislamiento de maquinaria.

b) Elaborar uno o varios métodos de análisis para determinar una adecuada elección del aislador.

c) Aplicar ese método en los casos teóricos y prácticos de estudio, para determinar un adecuado análisis dinámico.

d) Elaborar un documento que sirva de guía para establecer los criterios de solución relacionados con el problema de las vibraciones de cierta maquinaria rotatoria provista con sistemas de aislamiento.

CAPÍTULO 2

LAS MAQUINARIAS ROTATORIAS

Existe una diversidad de sistemas de maquinaria, cuyo funcionamiento interno depende de los tipos de componentes que conforman una maquinaria, y éstos, a su vez, dependen de la diversidad de maquinarias que existen en el mercado.

2.1 Tipos de Maquinarias

Funcionamiento. El tipo de excitación que generalmente desarrollan las máquinas rotatorias es de tipo armónico. Éstas producen fuerzas de desbalanceo que, para determinarlas, es necesario conocer la masa rotatoria y la excentricidad entre el centro de rotación y el centro de gravedad de la masa rotatoria.

Para las maquinarias rotatorias es posible, teóricamente, balancear las partes móviles que producen las fuerzas de desbalanceo durante la rotación; sin embargo, en la práctica, es difícil eliminar del todo el desbalanceo, debido a que se ve afectado por los procedimientos del diseño, de la fabricación, de la instalación y del mantenimiento.

Algunos aspectos que contribuyen al desbalanceo de máquinas rotatorias son: el desalineamiento durante la instalación, el daño o corrosión de las partes

móviles y también las deflexiones por gravedad del eje de rotación de la máquina.

Velocidad de Operación. En términos prácticos, las máquinas rotatorias se clasifican de la siguiente manera:

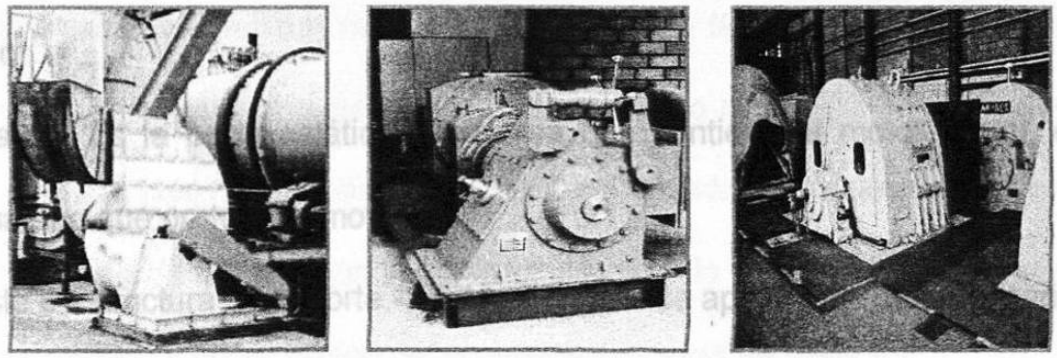
- De baja velocidad
- De alta velocidad.

a) De baja velocidad. Son aquellas que operan a menos de 1500 r.p.m., como por ejemplo, los motores generadores, las bombas centrífugas y de vacío, los ventiladores, las devanadoras, etc. Para este tipo de maquinaria, es deseable que su cimentación consista en bloques de concreto del tipo *rígido* o *marco*. En algunos casos, sí fuese necesario, la cimentación deberá estar soportada sobre pilas.

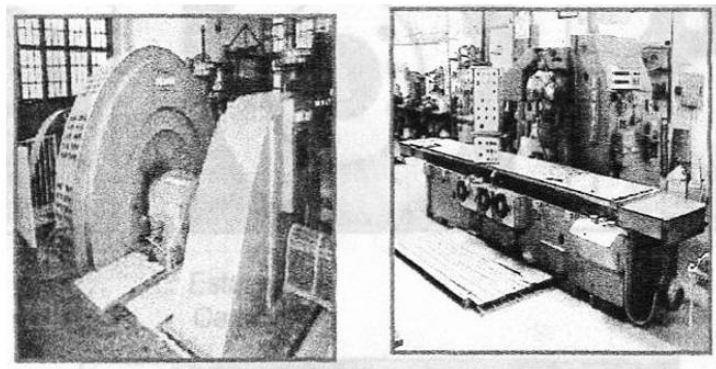
b) De alta velocidad. Ejemplos de éstas son las turbinas de gasolina o de vapor, los generadores, los compresores y los turboventiladores, las cuales son mayores a 1500 rpm y pueden tener un valor de hasta 10000 rpm. Las velocidades de operación de este tipo de maquinaria oscilan generalmente entre las 3000 y las 3600 rpm.

La instalación de un turbogenerador representa la colocación de equipos auxiliares, tales como condensadores, líneas de tubería de vapor que soportan grandes temperaturas, ductos y ventilas de aire, etc.; de tal manera que toda la unidad, incluyendo la estructura de soporte de la maquinaria y su equipo auxiliar, deben estar totalmente accesibles para su inspección.

Las diversas aplicaciones que se le puede dar a una maquinaria rotatoria se visualiza en la figura 2.1.



Ventilador Devanadora Turbina



Generador Fresadora

Fig. 2.1 Tipos de maquinaria rotatoria

Componentes de una Maquinaria Rotatoria. Las partes que conforman una maquinaria rotatoria se describen a continuación:

Motor.- Mecanismo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica; hay motores de gas, de gasolina y de diesel, que también funcionan como maquinarias rotatorias; estas partes se pueden apreciar en la figura 2.2.

Rotor.- Es un electroimán que se produce enrollando alambre delgado alrededor de dos o más polos de un centro de metal o eje.

Eje o Flecha.- Elemento mecánico comprendido dentro del rotor, que une el motor con otros dispositivos.

Reductor.- Mecanismo que reduce o aumenta la velocidad de operación del motor.

Estator.- Es la parte estática o carcasa que contiene el motor; en si, es la armadura que protege al motor.

Fuste o estructura de soporte.- Parte en la cual se apoya toda la maquinaria.

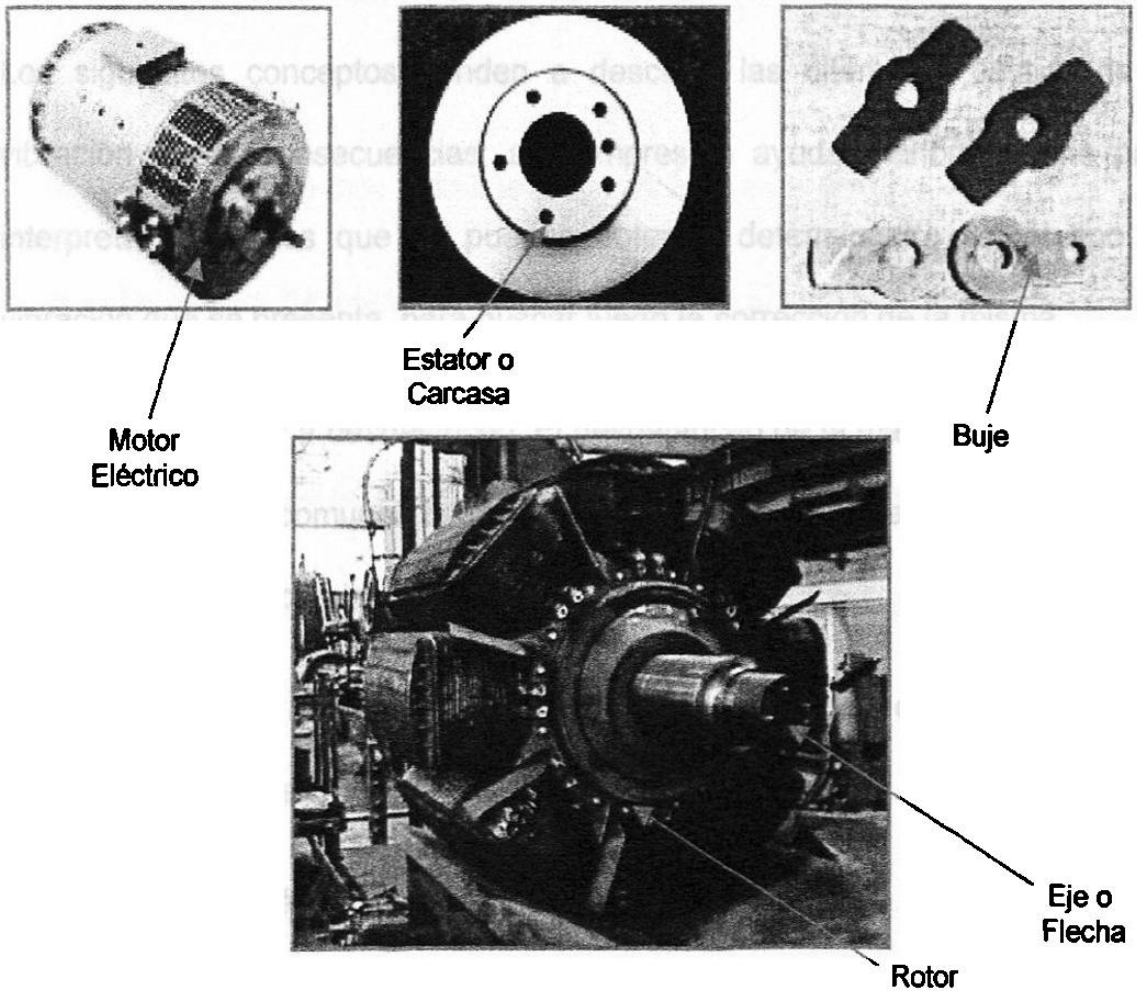


Fig. 2.2 Componentes de una maquinaria rotatoria

2.2 Causas de la vibración

El propósito principal para analizar y diagnosticar el estado de una maquinaria es determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración; es decir, reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas y no necesarias. De manera que, al estudiar los datos, el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan.

Los siguientes conceptos tienden a describir las diferentes causas de la vibración y sus consecuencias; su compresión ayudará enormemente para interpretar los datos que se puedan obtener, determinando así el tipo de vibración que se presenta, para buscar luego la corrección de la misma.

a) Vibración debida a desbalanceo. El desbalanceo de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración; y puede acreditarse principalmente a las siguientes circunstancias:

- Deterioro natural del equipo; que produce desgaste de los componentes.
- Fallas mecánicas.
- Errores de manufactura.
- Falta de mantenimiento.

En muchos casos, los datos colectados en un estado de desbalanceo indican:

i. La frecuencia de vibración tiene un valor de 1x las rpm de la velocidad de giro del eje-rotor desbalanceado.

ii. La amplitud es proporcional a la cantidad de desbalanceo.

iii. La amplitud de la vibración en las maquinarias con eje horizontal, es normalmente mayor en el sentido de medición radial, horizontal o vertical.

iv. El análisis de fase indica lecturas de fase estables.

v. La fase se desplazará 90°, si se desplaza el captador 90°.

b) *Vibración debida a falta de alineamiento.* En la mayoría de los casos, los datos derivados de una condición de falta de alineación indican lo siguiente:

i. La frecuencia de vibración es de 1x rpm; también 2x y 3x rpm, en los caos de grave falta de alineación.

ii. La amplitud de la vibración es proporcional a la falta de alineación.

iii. La amplitud de la vibración puede ser alta, también en sentido axial, además de la radial.

iv. El análisis de fase muestra lecturas de fase inestables.

La falta de alineación, aún con acoplamientos flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales que, a su vez, producen vibraciones radiales y axiales.

Uno de los indicios más importantes de problemas debidos a la falta de alineación y a la existencia de ejes torcidos, es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial y axial. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea mayor que la mitad de la lectura radial más alta, hay un buen motivo para sospechar la existencia de un problema de alineamiento o del eje torcido.

Los tres tipos básicos de la falta de alineación en el acoplamiento son: angular, en paralelo, y una combinación de ambos.

Una falta de alineación angular sujeta principalmente los ejes de las maquinarias, accionadora y accionada, a vibración axial igual que la velocidad de rotación (rpm) del eje.

La falta de alineación, en paralelo, produce principalmente vibración radial, con una frecuencia igual al doble de la velocidad de rotación del eje.

c) *Vibración debida a excentricidad.* La excentricidad es otra de las causas comunes de vibración en la maquinaria rotatoria. Excentricidad, en este caso, no significa "ovalización", sino que la línea central del eje no es la misma que la línea central del rotor – el centro de rotación verdadero difiere de la línea central geométrica.

La excentricidad es, en realidad, una fuente común de desbalanceo, y se debe a la concentración de un mayor peso de un lado del centro de rotación que del otro.

Una manera de diferenciar entre desbalanceo y excentricidad, en este tipo de motor, es medir la vibración con un filtro afuera, mientras el motor está funcionando bajo corriente. Luego se desconecta el motor, observando el cambio de la amplitud de vibración. Si la amplitud se reduce gradualmente, mientras el motor sigue girando por inercia, es muy probable que el problema se deba a desbalanceo; si, en cambio, la amplitud de vibración desaparece en el momento mismo en que se desconecta el motor, el problema es seguramente de naturaleza eléctrica, y es muy posible que se deba a la excentricidad del inducido.

d) *Vibración debida a elementos rodantes defectuosos.* Se ubican los defectos en las pistas, en las bolas o en los rodillos de rodamientos de elementos rodantes y ocasionan vibraciones de alta frecuencia; o de plano, la frecuencia no es necesariamente un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración dependerá casi generalmente de la gravedad y de la forma y tipo de la falla del rodamiento.

Otras causas comunes de fallas en los rodamientos de los elementos rodantes son: la aplicación de carga excesiva, la falta de alineación, defectos en los asientos del eje y/o de las perforaciones en el alojamiento, montaje defectuoso, ajuste incorrecto, lubricación inadecuada o incorrecta, sellado deficiente, falsa brinelación (deformación bajo carga), corriente eléctrica.

e) *Vibración debida a cojinetes de fricción defectuosos.* Elevados niveles de vibración, ocasionados por cojinetes defectuosos, son generalmente el

resultado de una holgura excesiva (causada por desgaste, consecuencia de una acción de barrido o por erosión química), aflojamientos mecánicos (metal blanco suelto en el alojamiento), o por problemas de lubricación.

f) *Vibración debida a aflojamiento mecánico.* El aflojamiento mecánico y la acción de golpeo (machacado) resultante, producen vibración a una frecuencia que a menudo es 2x, y también múltiplos más elevados, de las rpm. La vibración puede ser resultado de pernos de montaje sueltos, de holgura excesiva en los rodamientos, o de fisuras en la estructura o en el pedestal de soporte.

La vibración característica de un aflojamiento mecánico se genera por alguna otra fuerza de excitación, como un desbalanceo o una falta de alineamiento. Sin embargo, el aflojamiento mecánico empeora la situación, transformando cantidades relativamente pequeñas de desbalanceo o falta de alineamiento en amplitudes de vibración excesivamente altas. Corresponde, por lo tanto, decir que el aflojamiento mecánico permite que se den mayores vibraciones de las que ocurrirían de por sí, derivadas de otros problemas.

Como nota importante, se puede decir que un aflojamiento mecánico excesivo es muy probable que sea la causa primaria de los problemas, cuando la amplitud de la vibración, 2x las rpm, es más de la mitad de la amplitud a la velocidad de rotación, 1x las rpm.

g) *Vibración debida a las correas de mando.* Las correas de accionamiento del tipo en "V" gozan de mucha popularidad para la transmisión del movimiento,

puesto que tienen una alta capacidad de absorción de golpes, choques y vibraciones.

Los problemas de vibración asociados con las bandas en "V" se clasifican generalmente por:

i. La reacción de la correa a otras fuerzas, originadas por el equipo presente, que causan alteraciones.

ii. Las vibraciones creadas por problemas de la banda en sí.

Las correas en "V" se consideran a menudo como fuente de vibración, porque es tan fácil ver las bandas que saltan y se sacuden entre poleas. Por lo general, el reemplazo de las bandas es a menudo una de las primeras tentativas de corrección de los problemas de vibración.

Sin embargo, es muy posible que la banda esté sencillamente reaccionando frente a otras fuerzas presentes en la maquinaria. En tales casos, la correa es solamente un indicador de que hay problemas de vibración y no representa la causa misma.

La frecuencia de vibración de las correas es el factor clave en la determinación de la naturaleza del problema. Si la correa está sencillamente reaccionando a otras fuerzas de alteración, tales como desbalanceo o excentricidad en las poleas, la frecuencia de vibración de la correa será muy probablemente igual a la frecuencia alterante. Esto significa que la pieza de

la maquinaria que realmente está causando el problema aparecerá estacionaria bajo la luz estroboscópica del analizador.

h) *Vibración debida a problemas de engranaje.* La vibración que resulta de problemas de engranaje es de fácil identificación, porque normalmente ocurre a una frecuencia igual a la frecuencia de engrane de los engranajes; es decir, la cantidad de dientes del engranaje, multiplicada por las rpm del engranaje de falla.

Algunos problemas comunes de los engranajes, que tienen como resultado vibración a la frecuencia de engrane, pueden acreditarse al desgaste excesivo de los dientes, a la inexactitud de los dientes, a fallas de lubricación o a materias extrañas atrapadas entre los dientes.

No todos los problemas de engranajes generan frecuencias de vibración iguales que las frecuencias de engrane. Si un engranaje tiene un solo diente roto o deformado, por ejemplo, el resultado puede ser una frecuencia de vibración de 1x las rpm. Mirando la forma de onda de esa vibración, en un analizador, la presencia de señales de impulso permitirá distinguir entre este problema y las demás averías que también generan frecuencias de vibración de 1x las rpm. Desde luego, si hay más de un diente deformado, la frecuencia de vibración se multiplica por una cantidad correspondiente.

La amplitud y la frecuencia de vibración debida a los engranajes pueden también parecer erráticas, a veces. Dicho tipo de vibración errática ocurre, normalmente, cuando un conjunto de engranajes está funcionando en

condiciones de carga muy liviana. En tales condiciones, la carga puede desplazarse repetidamente de un engranaje a otro, de modo irregular.

i) *Vibración debida a fallas eléctricas.* Este tipo de vibración es normalmente el resultado de fuerzas magnéticas desiguales, que actúan sobre el rotor o sobre el estator. Dichas fuerzas desiguales pueden deberse a: un rotor que no es redondo, chumaceras del inducido que son excéntricas, falta de alineación entre el rotor y el estator; entrehierro no uniforme, perforación elíptica del estator, devanados abiertos o en corto circuito, o a hierro del rotor en corto circuito.

En líneas generales, la frecuencia de vibración resultante de los problemas de índole eléctrica será de 1x rpm, y, por tanto, se parecerá a un desbalance. Una manera sencilla de verificar la presencia eventual de vibración eléctrica es observar el cambio de la amplitud de la vibración total (filtro fuera) en el instante en el cual se desconecta la corriente de esa unidad. Si la vibración desaparece en el mismo instante en que se desconecta la corriente, el problema seguramente será eléctrico. Si sólo decrece gradualmente, el problema será de naturaleza mecánica.

Las vibraciones ocasionadas por los problemas eléctricos responden generalmente a la cantidad de carga colocada en el motor. A medida que se modifica la carga, la amplitud y/o las lecturas de fase pueden indicar cambios significativos. Esto explica por qué los motores eléctricos que han sido probados y balanceados en condiciones sin carga muestran cambios

drásticos en los niveles de vibración, cuando vuelven a ser puestos en servicio, (Vera, 2000).

Es importante distinguir entre las designaciones de: axial, radial y tangencial; en las cuales son los tres ejes ortogonales; donde axial es la dirección en línea o paralela al eje de rotación y radial y tangencial son dos ejes perpendiculares en el plano de rotación. Generalmente, la dirección radial es la vertical para una maquinaria horizontal, mientras que tangencial es la horizontal, perpendicular al eje. Para una maquinaria vertical, radial y tangencial son dos ejes horizontales tales que el radial es perpendicular al centro del eje y el tangencial, como su nombre indica, es perpendicular al radial, (Hurtado, 1999).

2.3 Fuerzas de desbalanceo

Las fuerzas de desbalanceo. Se producen por las causas explicadas anteriormente, se visualizan en la figura 2.3a y se resumen en la ecuación siguiente:

$$F = m_r e \omega^2 \qquad (2\text{-}1)$$

Donde e se mide a partir del centro de masa del eje de rotación. Las componentes horizontal y vertical de la fuerza desbalanceadas están dadas por:

$$F_x = m_r e \omega^2 \cdot \cos \omega t \qquad (2\text{-}2a)$$

y

$$F_z = m_r e \omega^2 \cdot \operatorname{sen} \omega t \qquad (2\text{-}2b)$$

Como se aprecia en las expresiones (2-1), (2-2a) y (2-2b), las fuerzas de desbalanceo son directamente proporcionales a los valores de masa y excentricidad, y con respecto a la velocidad de operación, ésta varía de manera cuadrática; siendo ésta la que más repercute en los valores obtenidos del desbalanceo.

Las máquinas rotatorias de alta velocidad generalmente se encuentran bien balanceadas y la excentricidad e es pequeña. Sin embargo, debido a su rapidez, la magnitud de las cargas de excitación puede ser significativa. Cuando dos maquinarias rotatorias, de la misma capacidad y con el mismo desbalanceo, trabajan de manera acoplada, la masa desbalanceada en cada maquinaria pueden estar en fase, como se muestra en la figura 2.3b, o defasadas por 180°, como se muestra en la figura 2.3c, o para cualquier fase, como en la figura 2.3d.

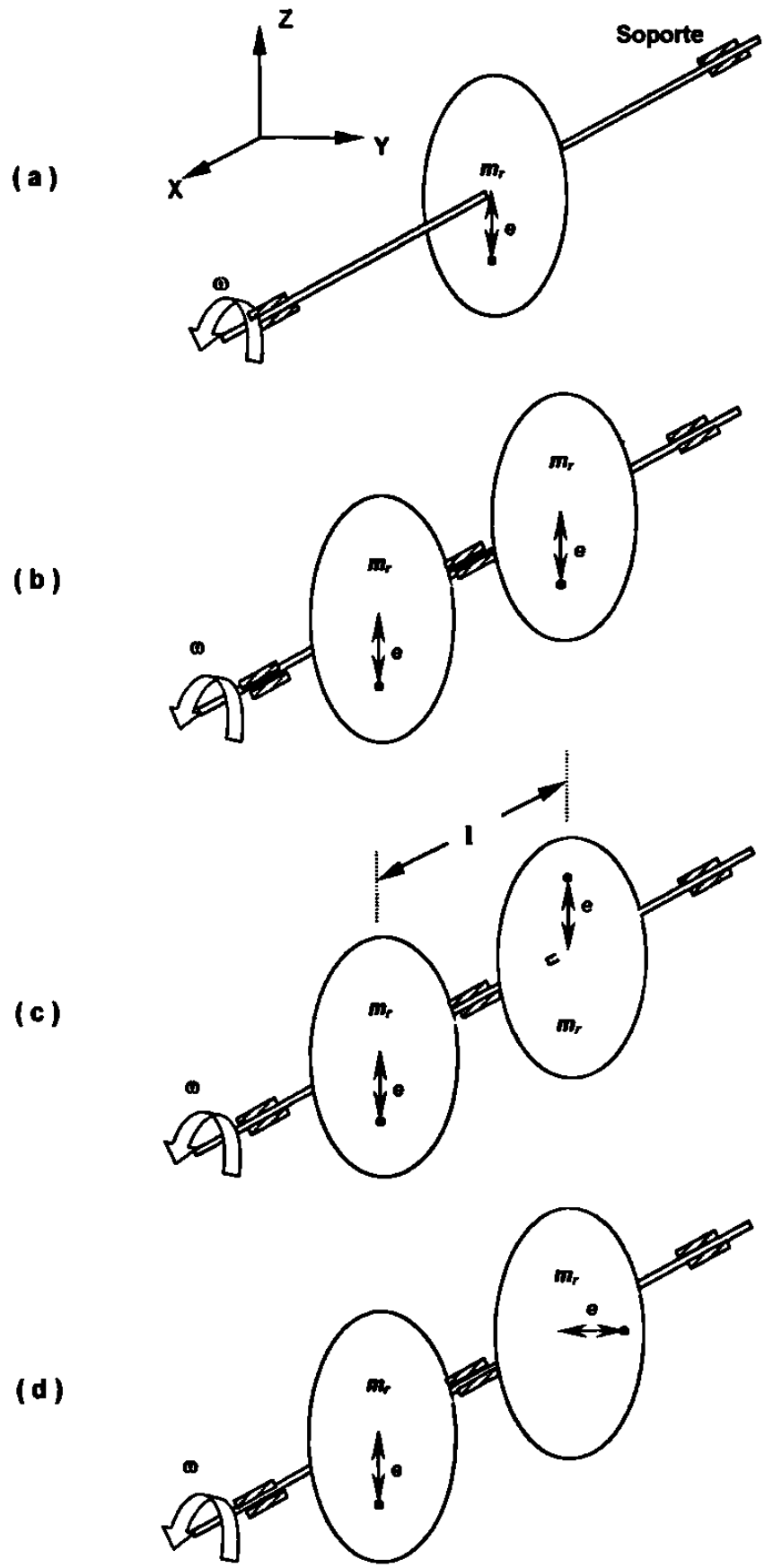


Fig. 2.3 Fuerzas de desbalanceo debidas a maquinaria rotatoria
(a) rotor simple; (b) dos rotores con desbalanceo en fase;
(c) dos rotores con igual desbalanceo y con diferencia de fase de 180°;
(d) dos rotores con igual desbalanceo y cualquier fase

La fuerza desbalanceada, para el caso mostrado en la figura 2.3b, está dada por:

$$F = 2m_r e\omega^2 \qquad (2\text{-}3a)$$

Las componentes vertical y horizontal de la fuerza desbalanceda están dadas por:

$$F_x = 2m_r e\omega^2 \cdot \cos \omega t \qquad (2\text{-}3b)$$

y

$$F_z = 2m_r e\omega^2 \cdot \operatorname{sen} \omega t \qquad (2\text{-}3c)$$

Para el caso de los rotores mostrados en la figura 2.3c, la resultante de la fuerza desbalanceada, debida a las dos masas, se anula, pero resta un momento resultante M dado por:

$$M = m_r e\omega^2 (l) \qquad (2\text{-}3d)$$

(l) es la distancia entre el centro de masa y el de gravedad del rotor, como se muestra en la figura 2.3c.

Las componentes, en dirección horizontal y vertical, del momento *M* están dadas por:

$$M_x = m_r e\omega^2(l) \cdot \cos \omega t \qquad (2\text{-}3e)$$

y

$$M_z = m_r e\omega^2(l) \cdot \operatorname{sen} \omega t \qquad (2\text{-}3f)$$

Cuando las masas están orientadas como se muestra en la figura 2.3d, la operación de la maquinaria incrementará la fuerza desbalanceada y el momento. Para el diseño, la peor combinación de cargas debe proponerse para aplicarla en el diseño de la cimentación. La fuerza desbalanceada estará dada

por la ecuación (2-3a) y el momento desbalanceado por la ecuación (2-3d). Para más de dos rotores con flecha en común, la combinación de fuerzas y momentos desbalanceados pueden obtenerse de manera similar, (Prakash, Puri, 1976).

Excentricidad de diseño. Un dato fundamental, con el cual debe contar el diseñador de una cimentación para maquinaria, es el valor de las fuerzas desbalanceadas, el cual debe ser proporcionado por el fabricante; sin embargo, existen casos en que el fabricante garantiza que su maquinaria esté libre de excentricidades y, por ende, de fuerzas desbalanceadas. En el caso de que el diseñador no cuente con la información de la excentricidad, por el motivo mencionado anteriormente; la tabla 2.1 ayuda a determinar una excentricidad de diseño, la cual depende de la velocidad de rotación con la que opera la maquinaria, (Arya, O'Neill, Pincus, 1979).

Tabla 2.1
Excentricidades de diseño para maquinarias rotatoria

Velocidad de Operación	Excentricidad, (in). (Doble Amplitud)
750	.014 - .032
1500	.008
3000	.002

Arya, O'Neill y Pincus (1979) han propuesto la siguiente expresión para determinar una excentricidad de diseño, en función de la velocidad de operación:

$$e\ (\text{mil}) = \alpha \sqrt{12000/\omega} < 1.0\ (\text{mil}), \qquad (2\text{-}4)$$

Los valores que puede tomar el coeficiente α = 0.5, en el momento de instalar y 1.0, después de algunos años de operación. Además 1 mil = 0.001 in.

Resultados experimentales. Es importante mencionar que hasta hace poco tiempo se creía que las fuerzas generadas en maquinarias de alta velocidad, en conjunto con las fuerzas centrifugas, se formaban por la rotación del rotor. Recientemente se han obtenido resultados experimentales confiables de las fuerzas centrifugas, y el dimensionamiento ya está fuera de la aproximación. Las fuerzas centrifugas no pudieron ser determinadas teóricamente, sino mediante experimentos de la operación de las maquinarias rotatorias. *Para maquinarias de alta velocidad, la fuerza centrifuga es teóricamente 0, cuando el centro de gravedad concuerda con el eje de rotación; pero se genera un incremento de desbalanceo durante la operación, originando un incremento en la excentricidad del rotor.*

La primera información para la determinación de las fuerzas centrífugas provino de los resultados obtenidos de medidas hechas cuando las maquinarias estaban balanceadas antes de su instalación. Los resultados experimentales se llevaron a cabo en la antigua Unión Soviética y han proporcionado datos fidedignos para la determinación de las fuerzas centrífugas. Los datos

relevantes se obtuvieron y se agruparon durante más de 10 años de investigación.

Las amplitudes del rotor varían con las cimentaciones y las construcciones. El método de sincronización de medidas, desarrollado en Hungría, ha sido aplicado para su determinación. Los resultados obtenidos durante la aceleración de turbogeneradores han demostrado que, especialmente con los elementos muy alejados de la zona de resonancia, entran en resonancia transitoria. Entre las amplitudes observadas, que ponen en peligro la seguridad de los edificios, se encontró necesario determinar y reducir también la excentricidad, para eliminar las vibraciones indeseables. Después, las amplitudes de los elementos puestos a consideración, inducen una vibración bajo una excentricidad conocida, viene a ser la cuantificada. Se encontró, en la práctica, que, por ejemplo, una amplitud de 0.05 mm causada por turbogeneradores operando a 3000 rmp, daba agrietamientos considerables de los muros cuya sección transversal era de 1.60 x 2.35 m. El agrietamiento puede trazarse al tener una rigidez excesiva del muro. Las grietas entre 0.01-0. mm y cercanas a razón de 3000 rpm, (Major Vol. III, 1980).

La excentricidad puede determinarse, si se conoce el peso del rotor. Ya sea que las vibraciones dañinas puedan ser eliminadas por métodos de ingeniería mecánica, dependientes de la magnitud de la excentricidad. Esto debería ser imposible, pues debe ser modificada la frecuencia natural de la estructura.

Las prioridades de instalación, para que las maquinarias estén balanceadas son las siguientes:

1. Deben medirse las vibraciones de los soportes de las maquinarias.
2. Se deben volver a medir las vibraciones de los soportes después de trasladar el peso balanceado.

El balanceo correcto da como resultado una reducción de las vibraciones. Las fuerzas centrifugas están calculadas a partir de la magnitud del peso balanceado y del radio del soporte. En el caso de balanceo total, las vibraciones del soporte deben aproximarse a 0. De manera práctica, las vibraciones del soporte no pueden eliminarse completamente, y esto da lugar a que la fuerza centrifuga continúe existiendo. Ésta puede determinarse por un cálculo de proporcionalidad:

$$F - F^0 = \frac{A_2}{A_1} F \qquad (2\text{-}5)$$

donde

$$F = F^0 \frac{A_1}{A_1 - A_2} = F^0{}_1 A_1 \qquad (2\text{-}6)$$

$$F^0{}_1 = \frac{F^0}{A_1 - A_2} \qquad (2\text{-}7)$$

La fuerza obtenida en la ecuación (2-7) se expresa usualmente como un porcentaje del peso del rotor.

Barkan determinó la fuerza centrífuga y, de esta forma, la excentricidad; por el método mencionado arriba; esto con base en la ecuación:

$$F = F^0{}_1 A_1 \qquad (2\text{-}8)$$

Esto significa que la fuerza centrifuga se calcula correspondiendo al estado desbalanceado y a la excentricidad inicial, por medio de las vibraciones iniciales de los soportes (A_1) pero, según Makarichev, por medio de valores teóricos grandes, A_p, determinados con base en la experimentación de los ejemplos actuales, según,

$$F = F^0{}_1 A_p \qquad (2\text{-}9)$$

El valor A_p debería seleccionarse, que aún las vibraciones se incrementen, las cuales pueden ocurrir en la práctica de las cimentaciones; de otra manera se dañarían. El valor práctico de A_p es 0.4 mm. Los valores superiores pueden ser usados para cualquier tipo de maquinaria, sin hacer caso de las velocidades de operación.

Si por medio de la relación $F = F^0{}_1 A_p$, se calculan las fuerzas centrífugas los valores así obtenidos se relacionan con el peso del rotor; entonces, para una velocidad de operación de 3000 rpm, se obtendrá el valor promedio

$$F = 0.88 G_r$$

Para turbogeneradores a velocidades de 1500 rpm:

$$F = 0.58 G_r$$

Debe mencionarse que los datos utilizados fueron propiamente medidos y obtenidos por matemáticas estadísticas y también medidos en unidades de alta capacidad, en la antigua Unión Soviética. Estos valores pueden dimensionarse con los siguientes valores promedio:

Para turbinas de 3000 rpm;

Para fuerzas vertical y transversal: $F = 0.8\ G_r$

Para fuerzas longitudinales: $F = 0.4\ G_r$

Para turbinas de 1500 rpm;

Para fuerzas vertical y transversal: $F = 0.72G_r$

Para fuerzas longitudinales: $F = 0.30G_r$

Los valores de anteriores deben, sin embargo, incrementarse si hay una posibilidad para que las fuerzas centrifugas los excedan y lleguen a sobrecargar los soportes. Por estas razones, los siguientes valores, exceden los valores aritméticos, y deben usarse:

Para 3000 rpm $F_{max} = 1.0G_r$

Para 1500 rpm $F_{max} = 0.8G_r$

No se ha mencionado, hasta el momento, nada sobre las fuerzas centrífugas cuyas velocidades de operación son menores que 1500 rmp. De acuerdo con experimentos similares a los mencionados arriba, para fuerzas centrífugas altas y con un promedio de velocidad de 750 rpm, $F_{max} = 0.5G_r$.

Los máximos valores antedichos aplicados a las velocidades de operación. Las fuerzas centrifugas causadas por las velocidades de aceleración y desaceleraciones son:

Para 3000 rpm $$F = 1.0G_r\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 \qquad (2\text{-}10)$$

Para 1500 rpm $$F = 0.8G_r\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 \qquad (2\text{-}11)$$

Para 750 rpm $$F = 0.5G_r\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 \qquad (2\text{-}12)$$

Las fuerzas centrífugas calculadas de un soporte y las vibraciones de 0.4 mm representan valores límite, dentro de los cuales la cimentación no sufrirá ningún daño.

Sin embargo, para el cálculo de las amplitudes se necesitan conocer también las fuerzas centrifugas que corresponden al balance normal.

Para maquinarias que operan en velocidades de 1500 a 3000 rpm, esta condición se alcanza suponiendo vibraciones del soporte de 0.08 mm. Si las medidas hechas para determinar las vibraciones de los soportes resultan de un valor promedio de 0.08 mm, las fuerzas centrifugas serán como sigue:

Para 3000 rpm $$F = 0.20G_r\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 \qquad (2\text{-}13)$$

Para 1500 rpm $$F = 0.16G_r\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 \qquad (2\text{-}14)$$

Para 750 rpm $$F = 0.10G_r\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 \qquad (2\text{-}15)$$

Complementariamente a la determinación de las fuerzas centrifugas, la excentricidad de las masas rotatorias puede determinarse como fase final de la evaluación de la investigación de resultados. Lo necesario para determinar la excentricidad es de importancia secundaria, si la fuerza centrífuga puede calcularse directamente, llevando a cabo una consideración cuidadosa del balanceo.

Las excentricidades, calculadas con base en los valores máximos de las fuerzas centrifugas, son:

Para 3000 rpm $e_1 = 0.1\ mm$

Para 1500 rpm $e_1 = 0.3\ mm$

Para 750 rpm $e_1 = 0.8\ mm$

Las excentricidades y las fuerzas centrífugas, para maquinarias de alta velocidad, están compiladas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2
Excentricidades y fuerzas centrífugas para maquinarias de altas velocidades

Velocidad de operación N_0	**Para cálculos de amplitudes permisibles**		**Para cálculo de esfuerzos permisibles**	
(rpm)	**Excentricidad para desbalanceo normal *e*, (mm)**	**Fuerza centrifuga para velocidades de operación *F*, (t)**	**Excentricidad para desbalanceo máximo *e*, (mm)**	**Fuerza centrifuga para velocidades de operación *F*, (t)**
3000	0.020	0.20 G	0.100	1.0 Gr
1500	0.064	0.16 G	0.320	0.8 Gr
750	0.160	0.10 G	0.800	0.5 Gr

2.4 Tipos de estructura de soporte

El medio en el que se acostumbra apoyar comprende básicamente dos tipos de estructuras:

- Bloques de cimentación.
- Sistemas de piso convencional.

Cada uno de estos sistemas presentan ventajas y desventajas; y la elección de uno de estos tipos dependerá, principalmente, del ambiente que rodea al lugar donde se ubicará la maquinaria.

2.4.1 Bloque de cimentación

Para elegir una cimentación de maquinaria encima de un bloque de cimentación, primero que nada, se debe tener conocimiento de los diferentes tipos y subtipos que existen. A continuación se describe cada uno de ellos.

Forma estructural. Las cimentaciones de bloques de cimentación se clasifican en:

a) *Cimentación tipo bloque* (figura 2.4a). Consiste en un pedestal de concreto, sobre el cual descansa la maquinaria.

b) *Cimentación tipo cajón* (figura 2.4b). Consiste en un bloque de concreto hueco, en cuya parte superior se apoya la maquinaria.

c) *Cimentación tipo muro* (figura 2.4c). Este consiste en un par de muros, que soportan la maquinaria en su parte superior.

d) Cimentación tipo marco (figura 2.4d). Es un conjunto de columnas verticales, que soportan una plataforma y ésta, junto con las columnas, forman la sección de un marco donde se apoya la maquinaria.

Las maquinarias que producen impactos y fuerzas periódicas a velocidades de baja frecuencia, se montan generalmente sobre cimentaciones tipo bloque; mientras que las que trabajan a altas velocidades y las maquinarias rotatorias se montan generalmente sobre las cimentaciones de tipo marco; sin embargo, para ciertas condiciones particulares, lo anterior puede modificarse; en cuyo caso, es posible proponer otra alternativa de mayor conveniencia.

A ciertas maquinarias, tales como los tornos, que inducen fuerzas dinámicas muy pequeñas, se las suele atornillar al firme directamente, sin necesidad de una cimentación especial, (Srinivasulu, Vaidyanathan, 1977).

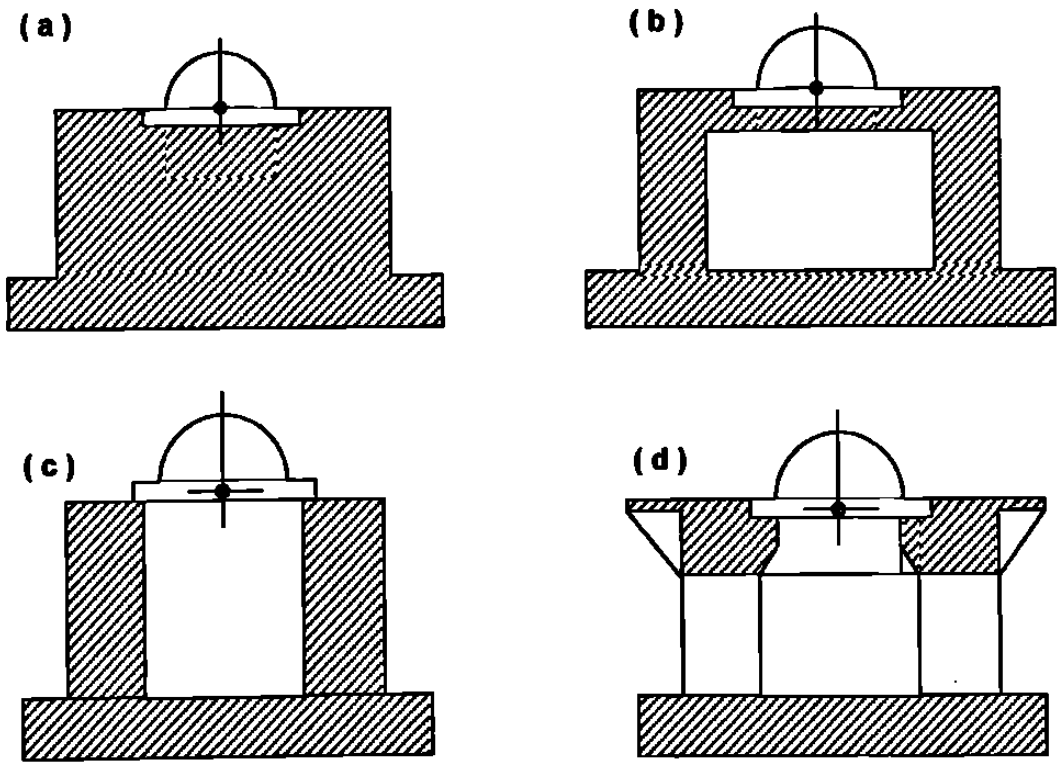


Fig. 2.4 Tipos de cimentación de maquinaria
(a) Tipo Bloque; (b) Tipo Cajón; (c) Tipo Muro; (d) Tipo Marco

Frecuencia de operación. Ésta depende de las velocidades de operación de las maquinarias rotatorias, las cuales se clasifican en tres categorías:

- De baja a media frecuencia: 0 – 500 rpm
- De media a alta frecuencia: 500 – 1000 rpm
- De muy altas frecuencias: Mayor que 1000 rpm

a) De baja frecuencia. Comprenden compresores y sopladores. Para este grupo se adopta generalmente la cimentación tipo bloque, con un área grande de contacto con el suelo de desplante.

b) De media frecuencia. Se recomiendan, generalmente, las cimentaciones de tipo bloque, desplantadas sobre resortes o placas elásticas, como el neopreno; debido a que se mantiene la frecuencia natural de la cimentación considerablemente menor que la frecuencia de operación.

c) De alta frecuencia. Incluye motores de combustión interna de alta velocidad, como motores eléctricos y turbogeneradores. Se recomienda utilizar cimentaciones de tipo bloque, con pequeña superficie de contacto y el empleo de aisladores de base para disminuir la frecuencia natural. La turbo-maquinaria requiere cimentación tipo marco, para acomodar entre las columnas el equipo auxiliar necesario.

Fue una creencia general que un pesado bloque de cimentación daría un adecuado aislamiento contra las vibraciones producidas por la operación de la maquinaría soportada. Este concepto tuvo vigencia mientras se utilizaban fórmulas aproximadas para obtener el peso del bloque de cimentación, con relación a la capacidad o peso de maquinaría. Posteriormente, se creyó

adecuado colocar la maquinaría sobre un bloque de cimentación, puesto dentro de un cajón de concreto reforzado, forrado con material aislante, para proveer un efectivo aislamiento. En la figura 2.5 se muestran las partes componentes de un bloque de cimentación aislado.

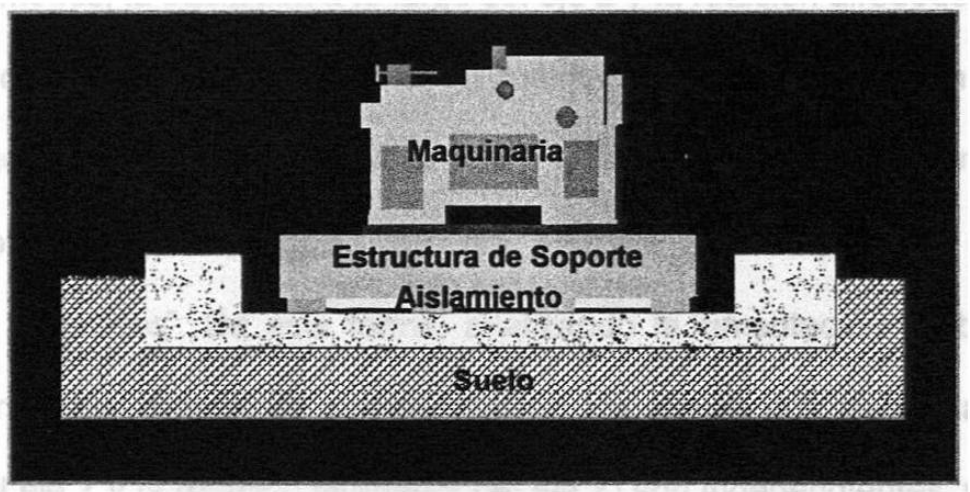


Fig. 2.5 Partes que componen un sistema de bloque de cimentación aislado

El amortiguamiento del sistema del bloque aislado es mayor que el del sistema de piso; por ende, el comportamiento es mejor.

Modos de vibrar. Para una cimentación del tipo bloque rígido, se debe asumir que se desplaza como un cuerpo rígido. Por consiguiente, bajo la influencia de fuerzas y momentos superpuestos, un bloque de concreto rígido puede vibrar en seis modos diferentes:

- Traslación a lo largo del eje *Z* (Vibración vertical)
- Traslación a lo largo del eje *X* (Vibración horizontal lateral)
- Traslación a lo largo del eje *Y* (Vibración horizontal longitudinal)
- Rotación alrededor del eje *X* (cabeceo)
- Rotación alrededor del eje *Y* (cabeceo)

➢ Rotación alrededor del eje *Z* (torsión)

Cualquier movimiento del bloque puede resolverse dentro de estos seis desplazamientos independientes; por lo tanto, el bloque tiene seis grados de libertad (o modos de vibrar) y seis correspondientes frecuencias naturales. De los seis modos, la traslación a lo largo del eje *Z* y la rotación alrededor del eje *Z* pueden ocurrir independientemente de cualquier otro movimiento; sin embargo, la traslación a lo largo de los ejes *X* ó *Y* y las rotaciones que corresponden sobre los ejes *X* ó *Y*, respectivamente, siempre ocurren juntas y se llaman "*modos acoplados*". De esta forma, analizando la cimentación de bloque, se consideran cuatro tipos de movimiento, de los cuales dos (la traslación a lo largo del eje *Z* y la rotación alrededor del eje *Z*) son independientes, y los otros dos (traslación a lo largo del eje *X* y rotación alrededor del eje *Y* y viceversa) son acoplados y ocurren simultáneamente; (figura 2.6), (Prakash, Puri, 1976).

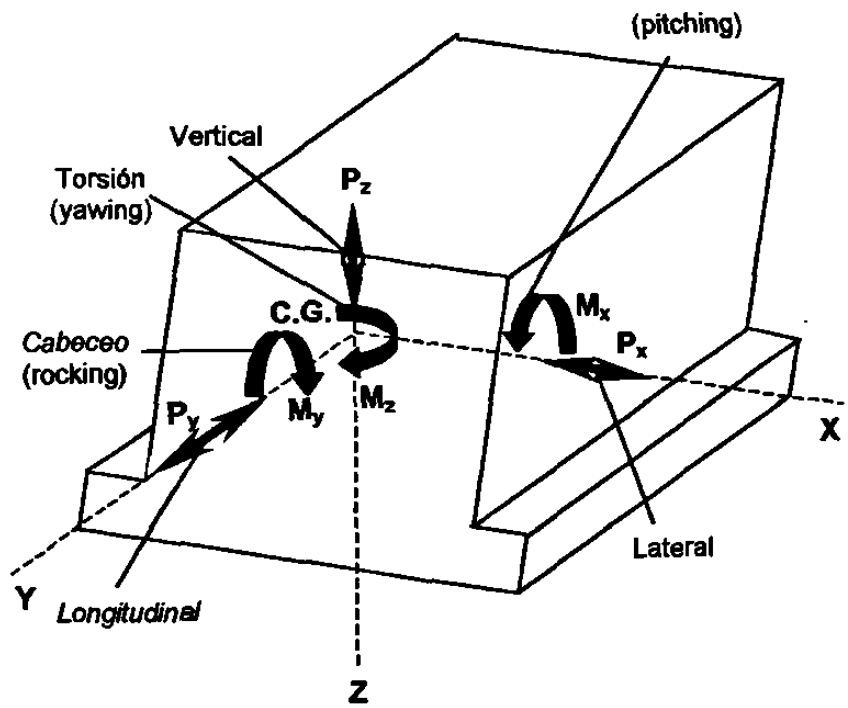
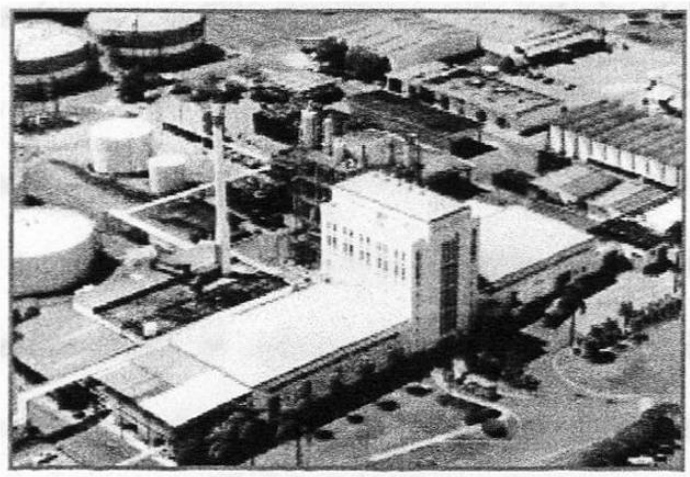


Fig. 2.6 Modos de vibrar de una cimentación en bloque

2.4.2 Sistemas de piso convencionales

Los sistemas de piso convencionales predominan en las fábricas (figura 2.7); debido a que están conformados por vigas perimetrales y tienen como apoyo columnas lo suficientemente rígidas para soportar un sistema de piso que puede ser de estructura de acero, losa maciza de concreto, madera, o cualquier combinación de estos materiales (figura 2.8). Además, el empleo de los bloques aislados implica que exista un espacio grande dentro del edificio para la construcción del mismo y, en la mayoría de los casos, lo que falta es espacio, siendo ésta la principal limitación de los bloques aislados.



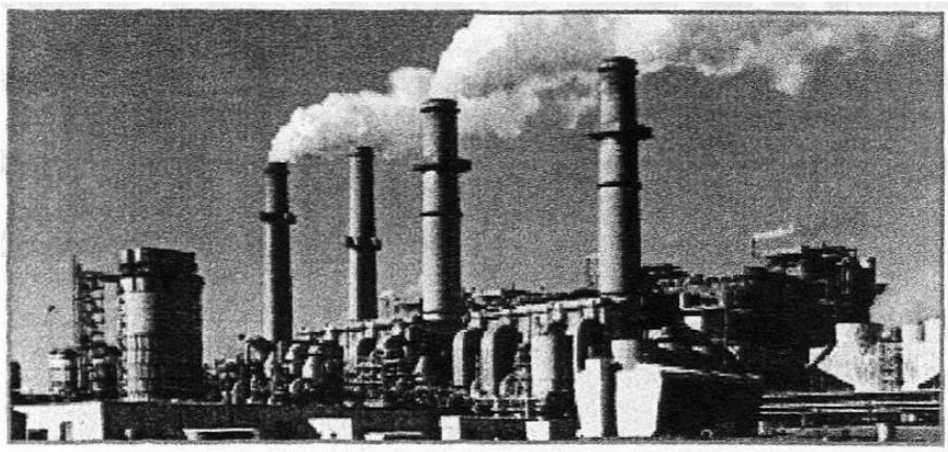


Fig. 2.7 Fábricas innovadoras de nuestro país

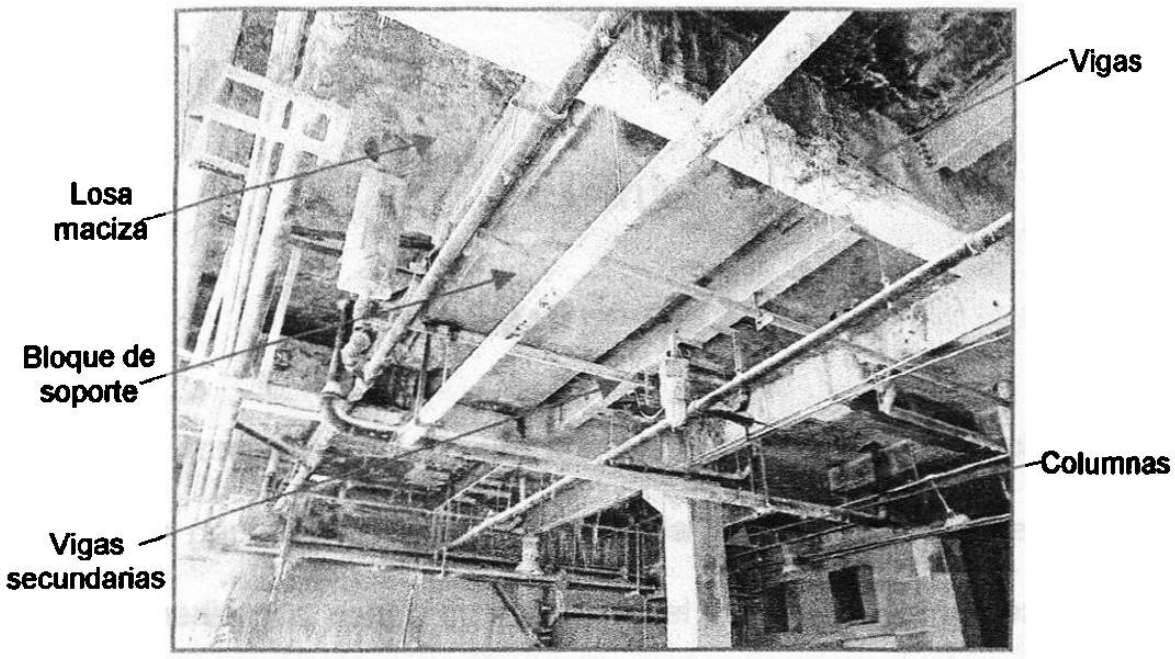


Fig. 2.8 Partes que componen un sistema de piso convencional

Sobre un sistema de piso, la falta de espacio es notoria, debido a que en ellos existen tuberías, accesorios, y demás, que conforman una fábrica. Por las mismas propiedades de la estructura, el amortiguamiento de ésta es menor que el suelo; debido a esta razón, el amortiguamiento de los sistemas de piso es menor, en comparación con el suelo y el control de vibraciones excesivas se complica. Para evitar vibraciones excesivas, una posible solución es el empleo de los aisladores de base. Los grados de libertad que se presentan en una estructura de soporte de maquinaria rotatoria son los mismos que en el bloque de cimentación; debido a que el sistema se "discretiza" en masas y los métodos de solución son totalmente dinámicos.