



UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE VALENCIA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE INGENIEROS DE CAMINOS,
CANALES Y PUERTOS



ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DEL CONFORT EN LAS EDIFICACIONES A PARTIR DE CRITERIOS VIBRATORIOS

TITULACIÓN: Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos.
PROYECTO FINAL DE CARRERA: Modalidad II

ALUMNO: Cristina Torres Machí

TUTOR: Pedro Miguel Sosa
COTUTOR: Maurizio Brocato



INDICE

1.	RESUMEN	6
2.	INTRODUCCIÓN TEÓRICA A LAS VIBRACIONES.....	7
2.1	VIBRACIONES ESTUDIADAS EN EL PROYECTO.....	7
2.2	FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA. RESPUESTA COMPLEJA EN FRECUENCIAS.....	7
2.3	CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UNA ESTRUCTURA.....	7
2.3.1	Frecuencias propias.....	7
2.3.2	Masa modal.....	8
2.3.3	Amortiguamiento interno.....	8
3.	ANÁLISIS DE FUENTES	10
3.1	TRÁFICO FERROVIARIO	10
3.2	EFECTO DE LOS PEATONES.....	11
3.2.1	Efecto de un peatón.....	11
3.2.2	Efecto de varios peatones	12
3.2.2.1	Grupo de peatones de tipo aleatorio. Modelo clásico.....	13
3.2.2.2	Modelos propuestos por las normas actuales.....	13
3.3	MAQUINARIA.....	17
3.3.1	Tipos de acciones dinámicas.....	17
3.3.2	Efectos de las vibraciones	18
4.	EVALUACIÓN DE LA VIBRACIÓN	19
4.1	CÁLCULO TEMPORAL.....	19
4.2	MÉTODOS SIMPLIFICADOS.....	19
4.2.1	Normas y guías de cálculo consultadas	19
4.2.2	Cálculo de la frecuencia propia.....	19
4.2.3	Cálculo de la aceleración.....	19
4.2.4	Síntesis de los métodos propuestos por las distintas guías de cálculo	20
5.	CRITERIOS DE ACEPTACIÓN DE LA VIBRACIÓN	22
5.1	TIPOS DE VIBRACIÓN	22
5.2	PERCEPCIÓN DE LA VIBRACIÓN	22
5.3	INTENSIDAD DE LA VIBRACIÓN	23
5.4	ACEPTABILIDAD DE LA VIBRACIÓN SEGÚN LAS NORMAS	23
5.4.1	ISO 2631-2 (1989) [9]	23
5.4.2	BS 6472 (1992) [8].....	25
5.4.3	AISC (1997) [8]	25
5.4.4	ENV 1991-5 (1998) [6].....	25
5.4.5	CSA (1984) [7]	26
5.4.6	DIN 4150/2 (1975) [3]	27
5.4.7	BRE Digest 278 (1983) [2].....	27
5.4.8	Murray's Acceptability Criterion [7]	28
5.4.9	Wiss-Parmelee Rating Factor Criterion [7]	29
6.	POSIBLES SOLUCIONES FRENTE A VIBRACIONES EXCESIVAS	30
6.1	POSIBLES TRATAMIENTOS DEL PROBLEMA VIBRATORIO	30
6.2	AISLAMIENTO DE LA BASE	30
6.2.1	Apoyos elastoméricos.....	31
6.2.2	Apoyos elásticos	32



6.3	SISTEMAS DE AMORTIGUADORES	33
6.3.1	Amortiguadores viscosos	33
6.3.2	Amortiguadores dinámicos acordados (ADA).....	34
6.3.3	Amortiguadores dinámicos acordados fluidos	35
6.3.4	Tabla comparativa de los distintos tipos de amortiguadores.....	36
7.	ESTUDIO DE PROYECTOS REALES.....	37
7.1	ILOT T8	37
7.1.1	Presentación del proyecto	37
7.1.2	Análisis del problema vibratorio	37
7.1.3	Soluciones antivibratorias posibles	38
7.1.4	Características de la solución elegida	39
7.1.5	Principios de concepción	39
7.1.6	Análisis modal	41
7.1.7	Filtraje de los apoyos elásticos	42
7.1.8	Estimación de la respuesta vibratoria	43
7.1.9	Aceptabilidad de la vibración obtenida	45
7.1.10	Conclusiones.....	46
7.2	FUNDACIÓN LOUIS VUITTON PARA LA CREACIÓN	47
7.2.1	Presentación del proyecto	47
7.2.2	Análisis del problema vibratorio	47
7.2.3	Análisis vibratorio de un forjado tipo	47
7.2.3.1	Análisis modal	47
7.2.3.2	Amortiguamiento interno del forjado	49
7.2.3.3	Métodos simplificados propuestos por las guías de cálculo.....	49
7.2.3.4	Modelos para la consideración de varios peatones	51
7.2.3.5	Síntesis de los resultados obtenidos.....	55
7.2.3.6	Aceptabilidad de la vibración	56
7.2.4	Análisis vibratorio del forjado de la galería # 9	57
7.2.4.1	Análisis modal	57
7.2.4.2	Amortiguamiento interno del forjado	59
7.2.4.3	Cálculos dinámicos	59
8.	CONCLUSIONES	61
9.	BIBLIOGRAFÍA	62
10.	ANEJOS	63
10.1	ALTERNATIVAS AL CÁLCULO TEMPORAL.....	63
10.1.1	Aumentación del amortiguamiento	63
10.1.1.1	Caso de carga 1 - Carga puntual	63
10.1.1.2	Caso de carga 2 - Carga repartida	64
10.1.2	Cálculo harmónico	65
10.1.2.1	Caso de carga 1 - Carga puntual	65
10.1.2.2	Caso de carga 2 - Carga repartida	65
10.1.3	Conclusiones.....	66
10.2	DIMENSIONAMIENTO DE UN ADA	67
10.2.1	Solución de Den Hartog [5].....	67
10.2.2	Influencia de los parámetros de un ADA	69
10.2.2.1	Masa del ADA	69
10.2.2.2	Amortiguamiento del ADA.....	69
10.2.3	Hojas de cálculo	70
10.2.3.1	Predimensionamiento de la masa del ADA.....	70
10.2.3.2	Ajuste del amortiguamiento del ADA.....	71



LISTADO DE FIGURAS

Fig. 1 – Sistema mecánico de un grado de libertad	8
Fig. 2 – Variación del factor de amplificación dinámica en función de β y de ζ	9
Fig. 3 – Espectro vibratorio del metro de París	11
Fig. 4 – Espectro vibratorio del metro de París	11
Fig. 5 – Fuerza dinámica inducida al caminar.....	12
Fig 6 – Determinación del valor de ψ	16
Fig 7 – Tipos de fuerzas dinámicas generadas por la maquinaria	17
Fig 8 – Parámetros de la fuerza dinámica	18
Fig. 9 – Curvas de aceleración máxima aceptable en distintas situaciones (ISO 2631-2).....	24
Fig. 10 – Curvas de aceleración máxima aceptable (ENV 1991-5).....	26
Fig. 11 – Curvas de aceleración máxima (CSA 1984)	26
Fig. 12 – Principio de aislamiento de la base de un edificio.....	30
Fig. 13 – Apoyos elastoméricos	31
Fig. 14 – Edificio sobre apoyos elastoméricos	31
Fig. 15 – Apoyos elásticos	32
Fig. 16 – Ejemplo de utilización de apoyos elásticos “Imax cinema” de Londres (1999)	32
Fig. 17 – Ejemplo de amortiguador viscoso	33
Fig. 18 – Ejemplo de amortiguador dinámico acordado.....	34
Fig. 19 – Descripción de un ADA	34
Fig. 20 – Contenedores de agua utilizados como amortiguadores en la Crystal Tower (Japón)	35
Fig. 21 – Comparación entre ADA con masa y ADA fluido	35
Fig. 22 – Descripción de un ADA fluido	36
Fig. 23 – Edificio del flot T8.....	37
Fig. 24 – Resultados de las medidas de AVLS – Señal temporal y espectro	37
Fig. 25 – Espectro de velocidad máxima vertical media	38
Fig. 26 – Ejemplo de apoyo elástico – Modelo GERB SU, tipo « Z ».....	39
Fig. 27 – Uso y disposición de los bloques del complejo T8.....	40
Fig. 28 – Forjado tipo	41
Fig. 29 – Imagen 3D del modelo de elementos finitos del forjado tipo.....	41
Fig. 30 – Primer modo de vibración : 7.75 Hz.....	41
Fig. 31 – Segundo modo de vibración : 7.98 Hz	41
Fig. 32 – Modo de vibración vertical sobre los apoyos elásticos: 2.7 Hz	42
Fig. 33 – Análisis de la eficacia de los apoyos elásticos	42
Fig. 34 – Principio de cálculo de FRF	43
Fig. 35 – Función de respuesta en frecuencias (FRF) en los distintos niveles	43
Fig. 36 – Principio de la estimación de la respuesta vibratoria : ejemplo nivel planta baja.....	44
Fig. 37 – Nivel vibratorio estimado en los niveles PB y PB+2.....	45
Fig. 38 – Aceptación de las vibraciones según ISO 2631-2 en los comercios (PB).....	45
Fig. 39 – Aceptación de la vibración según ISO 2631-2 en las viviendas (PB+2).....	46
Fig. 40 – Fundación Louis Vuitton para la Creación	47
Fig. 41 – Modelo de elementos finitos del forjado tipo	48
Fig. 42 – Primer modo de vibración del forjado.....	48
Fig. 43 – Segundo modo de vibración del forjado.....	48
Fig. 44 – Aplicación del criterio de aceptación de la norma ENV 1991-5 [6].....	50
Fig. 45 – Aplicación del criterio de aceptación de la norma CSA [7].....	51
Fig. 46 – Vientre de la deformada modal	52
Fig. 47 – Deformación máxima del forjado en el caso de carga 1 (AF al EC3).....	52
Fig. 48 – Aceptabilidad de la vibración según la norma ISO 2631-2 – Criterio de velocidad	56
Fig. 49 – Aceptabilidad de la vibración según la norma ISO 2631-2 – Criterio de aceleración.....	56
Fig. 50 – Modelo de elementos finitos del forjado de la galería # 9	57
Fig. 51 – Primer modo propio (f = 3.16 Hz). Bombeo vertical del forjado nivel galería	58
Fig. 52 – Segundo modo propio (f = 3.65 Hz). Bombeo vertical del forjado nivel local técnico.....	58
Fig. 53 – Tercer modo propio (f = 4.27 Hz). Doble senoide del forjado nivel galería.....	59
Fig. 54 – Vientres modales en los que se evalúa el nivel vibratorio.....	59
Fig. 55 – Desplazamiento de los vientres modales.....	60
Fig. 56 – Aceleración máxima generada por la maquinaria del local técnico.....	60
Fig. 57 – Aceleración del vientre modal para el caso de carga 1(AF al EC3)	63
Fig. 58 – Aceleración del vientre modal para el caso de carga 2 (AF al EC3).....	64
Fig. 59 – Desplazamiento obtenido en el cálculo harmónico - Caso de carga 1 (AF al EC3).....	65
Fig. 60 – Desplazamiento obtenido en el cálculo harmónico - Caso de carga 2 (AF al EC3).....	65
Fig. 61 – Coeficiente de amplificación dinámica en función de β ($\mu = 0.05$ y $\alpha = 1.0$)	67
Fig. 62 – Coeficiente de amplificación dinámica en función de μ ($\zeta = \zeta_{opt}$ et $\alpha = 1.0$).....	69
Fig. 63 – Coeficiente de amplificación dinámica en función de β para diferentes valores ζ	69



LISTADO DE TABLAS

Tabla 1 – Respuestas complejas en frecuencia.....	7
Tabla 2 – Amortiguamiento propuesto por la norma ISO 10137:1992 [10]	10
Tabla 3 – Amortiguamiento interno de un forjado mixto propuesto por diferentes normas.	10
Tabla 4 – Coeficientes de Fourier de la fuerza dinámica inducida por el andar.....	12
Tabla 5 – Bandas de frecuencia y riesgo de resonancia	13
Tabla 6 – Caso de carga a considerar	14
Tabla 7 – Variables a considerar según el caso de carga	15
Tabla 8 – Cálculos simplificados propuestos por las diferentes guías de calculo	21
Tabla 9 – Dirección de incidencia de las vibraciones sobre el cuerpo humano	22
Tabla 10 – Curvas base para la aceptabilidad de las vibraciones	24
Tabla 11 – Factores multiplicativos para especificar la amplitud de vibración aceptable (ISO 2631-2).....	24
Tabla 12 – Factores multiplicadores para especificar la amplitud aceptable de la vibración (BS 6472)	25
Tabla 13 – Aceleración máxima y factores multiplicadores (AISC 1997).....	25
Tabla 14 – Interpretación de las curvas de aceleración máxima (ENV 1991-5)	26
Tabla 15 – Valores aceptables del coeficiente KB (DIN 4150/2).....	27
Tabla 16 – Percepción de la vibración en función del valor del coeficiente KB (BRE Digest 278).....	27
Tabla 17 – Valores aceptables del coeficiente KB (BRE Digest 278)	28
Tabla 18 – Valores recomendados de amortiguamiento de la estructura	28
Tabla 19 – Evaluación de la percepción de la vibración	29
Tabla 20 – Comparación de los distintos tipos de amortiguador.....	36
Tabla 21 – Velocidad máxima medida	38
Tabla 22 – Tipos de forjado estudiados	40
Tabla 23 – Frecuencias propias de vibración del forjado tipo	48
Tabla 24 – Amortiguamiento interno para forjados ISO 10137 :1992 [10]	49
Tabla 25 – Aceleraciones máximas obtenidas con los métodos simplificados	49
Tabla 26 – Síntesis de las aceleraciones del forjado solicitado al andar de los peatones	55
Tabla 27 – Frecuencias propias de vibración del forjado de la galería # 9	57
Tabla 28 – Caso de carga 1: Aceleraciones máximas en función del amortiguamiento considerado.....	63
Tabla 29 – Caso de carga 2: Aceleración máxima en función del amortiguamiento considerado	64
Tabla 30 – Aceleración máxima del forjado obtenida con las alternativas al cálculo temporal.....	66



1. RESUMEN

El dimensionamiento actual de forjados ligeros que cubren luces importantes hace reducir de forma considerable la frecuencia propia de vibración de la estructura.

De esta forma, el riesgo de resonancia con fuerzas de baja frecuencia aumenta, pudiendo así producir vibraciones importantes en el forjado. El problema que presentan estas vibraciones es la sensación de falta de confort por parte de los usuarios presentes en las superficies afectadas.

Puesto que en la normativa existente no existe una metodología común para evaluar la vibración de los forjados, este proyecto tiene como objetivo el análisis de las distintas metodologías existentes, así como la determinación de los criterios de dimensionamiento a utilizar para evitar las vibraciones excesivas desde el punto de vista del confort de los usuarios.

El estudio vibratorio ha sido aplicado a dos proyectos realizados por la consultora Setec Bâtiment: “Concurso del complejo T8” y la “Fundación Louis Vuitton para la Creación”.

Palabras clave: Vibración, resonancia, amortiguamiento, frecuencia propia, análisis modal, calculo harmónico, criterio de aceptación, espectro y masa modal.



2. INTRODUCCION TEORICA A LAS VIBRACIONES

2.1 VIBRACIONES ESTUDIADAS EN EL PROYECTO

El presente estudio trata del análisis vibratorio de forjados con respecto al confort de los usuarios. Las vibraciones analizadas generan pequeños desplazamientos. Durante el movimiento vibratorio, los diferentes materiales que forman la estructura permanecen en el dominio elástico.

Quedan por lo tanto excluidos de este estudio la disipación de energía vibratoria por plastificación de los materiales (propio de fenómenos sísmicos), así como el análisis de la fatiga de los materiales que componen la estructura.

2.2 FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA. RESPUESTA COMPLEJA EN FRECUENCIAS

Para caracterizar un sistema mecánico lineal, es habitual la utilización de las respuestas complejas en frecuencia. Las principales respuestas complejas en frecuencias son indicadas en la tabla siguiente, si bien hay que remarcar que no todos los autores utilizan las mismas denominaciones..

Denominación	$H(\omega)$	Denominación	$H(\omega)$
Rigidez	$\frac{\text{Force}}{\text{Déplacement}}$	Admitancia	$\frac{\text{Déplacement}}{\text{Force}}$
Impedancia mecánica	$\frac{\text{Force}}{\text{Vitesse}}$	Movilidad	$\frac{\text{Vitesse}}{\text{Force}}$
Masa aparente	$\frac{\text{Force}}{\text{Accélération}}$	Inertancia Acelerancia	$\frac{\text{Accélération}}{\text{Force}}$

Tabla 1 – Respuestas complejas en frecuencia

Las funciones utilizadas más frecuentemente son la impedancia, la movilidad, la admitancia y la inertancia, puesto que permiten obtener fácilmente las características dinámicas del sistema.

2.3 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UNA ESTRUCTURA

Las características que determinan el comportamiento dinámico de una estructura son:

2.3.1 Frecuencias propias

La determinación de las frecuencias propias de vibración de una estructura resulta determinante para el análisis dinámico, ya que ellas determinan los modos de vibración privilegiados de la estructura.

- **Metodología para el cálculo de modos propios**

Para determinar los modos propios de un sistema elástico continuo, se dispone de:

- la ecuación de equilibrio,
- las condiciones de contorno.

Un modo propio de un sistema elástico continuo es una solución $u(x,t)$ del problema de la forma:

$$(Ec\ 1) \quad u(x, t) = \varphi(x) \cdot a(t)$$

Podemos expresar la función temporal como una función harmónica:

$$(Ec\ 2) \quad a(t) = a_0 \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha)$$



Un modo propio está caracterizado por una deformada modal (deformada de la estructura) y una pulsación propia ω . Un modo propio es por lo tanto una onda estacionaria: todos los puntos del sistema vibran en fase. Para determinar los modos propios del sistema, la metodología es la siguiente:

- Se introduce la solución (Ec 1) en la ecuación de equilibrio del sistema sin segundo miembro y sin amortiguamiento,
- se procede a la separación de variables de tiempo y espacio y se resuelve la ecuación diferencial asociada a la variable espacial, apareciendo así las constantes de integración. La solución general obtenida permitirá determinar las deformadas propias del sistema,
- se determina el valor de las constantes de integración mediante la aplicación de las condiciones de contorno. Se obtiene así un sistema de ecuaciones homogéneo. Su solución, no pudiendo ser nula (todas las constantes nulas), se obtiene imponiendo el valor nulo al determinante del sistema. Esta condición nos da la ecuación característica del sistema,
- la resolución de la ecuación característica del sistema nos proporciona las pulsaciones propias del sistema.

Puesto que la determinación de la frecuencia propia de la estructura pasa por la resolución de una ecuación diferencial, solamente un reducido número de sistemas simples permiten una solución analítica. En la práctica, el cálculo de los modos propios de estructuras complejas se realiza a partir de modelos en elementos finitos.

2.3.2 Masa modal

Para un modo de vibración considerado, la masa modal del sistema representa la masa vibrante. Esta magnitud viene dada por la expresión siguiente:

$$(Ec\ 3) \quad m_j = \{[\varphi_j] \cdot [M] \cdot [\varphi_j]\}$$

Donde,

$[\varphi_j]$ = deformada del modo propio j,

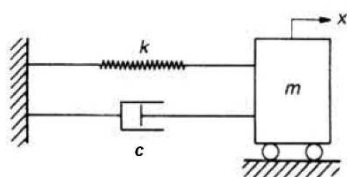
$[M]$ = matriz de masa del sistema,

En la práctica, la masa modal permite eliminar los modos propios de masa modal reducida en proporción a la masa total de la estructura.

2.3.3 Amortiguamiento interno

El amortiguamiento de una estructura puede considerarse como la disipación de energía del sistema mecánico en el momento de la vibración. El valor del amortiguamiento determina fuertemente el comportamiento dinámico de la estructura, especialmente cuando ésta es solicitada a su frecuencia propia (fenómeno de resonancia).

La fuerza de rozamiento es proporcional y de sentido opuesto al de la velocidad de la estructura. Así, la ecuación de movimiento (Ec 4) de un sistema mecánico de un grado de libertad (Fig. 1) es:



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

Fig. 1 – Sistema mecánico de un grado de libertad

Ec 4 – Ecuación de movimiento del sistema



Donde,

m : masa del sistema [kg],

c : viscosidad que representa la fuerza de disipación del amortiguamiento [$N*s/m$],

k : rigidez del muelle que representa la proporcionalidad de la fuerza con la elongación [N/m].

En función del valor del amortiguamiento del sistema, el comportamiento del sistema es diferente. De hecho, existe un valor del amortiguamiento a partir del cual el movimiento del sistema no es oscilatorio. Este valor recibe el nombre de amortiguamiento crítico y viene dado por la expresión:

$$(Ec\ 5) \quad c_c = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$$

Normalmente, el amortiguamiento de una estructura viene expresado por la tasa de amortiguamiento crítico (Ec 5), que es una variable adimensional. En el dominio de las estructuras, la tasa de amortiguamiento crítico toma, generalmente, valores inferiores a la unidad.

$$(Ec\ 6) \quad \beta = \frac{c_{syst}}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}}$$

El amortiguamiento interno juega un papel muy importante en el comportamiento vibratorio de la estructura y más especialmente cuando ésta es excitada a la resonancia. Para poder evaluar la influencia del amortiguamiento interno en la respuesta del sistema, podemos analizar el valor del factor de amplificación dinámica.

Cuando una fuerza harmónica del tipo $p_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_0 \cdot t)$ es aplicada a un sistema simple como el mostrado en la Fig. 1, se llama factor de amplificación dinámica a la relación entre la amplitud del desplazamiento correspondiente a la respuesta dinámica del sistema y el desplazamiento estático bajo la carga p_0 . El factor de amplificación dinámica viene dado por la expresión siguiente (Ec 7).

$$(Ec\ 7) \quad D = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot \beta)^2}}$$

Donde,

β : relación entre la frecuencia de la carga harmónica y la frecuencia propia de la estructura.

ζ : coeficiente de amortiguamiento.

En la figura siguiente (Fig. 2) se observa la influencia del valor del amortiguamiento en el cálculo de la amplificación dinámica.

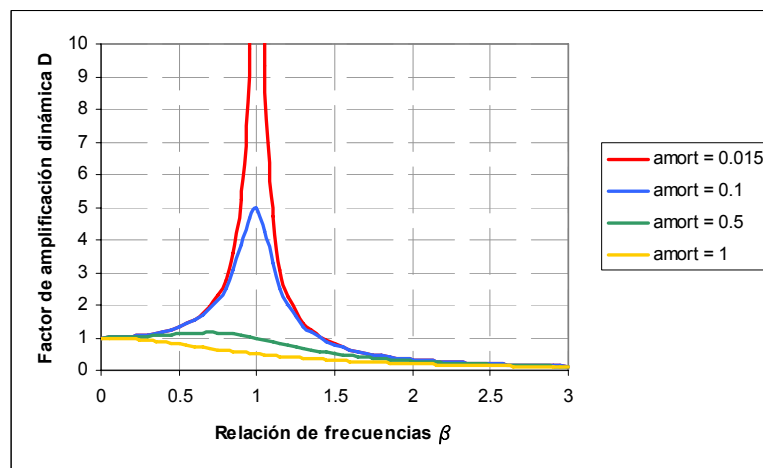


Fig. 2 – Variación del factor de amplificación dinámica en función de β y de ζ .



A pesar de ser una de las variables determinantes del comportamiento dinámico de la estructura, el amortiguamiento interno es, normalmente, la propiedad más difícil de cuantificar.

Así, el amortiguamiento interno de una estructura depende de numerosas variables: tipo de construcción, edad, materiales, calidad de la construcción... En las estructuras en hormigón, la presencia de fisuras juega un papel importante en el amortiguamiento interno. En el caso de estructuras metálicas, el tipo de unión resulta determinante en el valor del amortiguamiento.

Valor del amortiguamiento interno propuesto por la ISO 10137:1992 para distintos tipos de estructuras mixtas	
Pasarelas peatonales	Forjados
0.60%	1.50%

Tabla 2 – Amortiguamiento propuesto por la norma ISO 10137:1992 [10] para distintos tipos de construcciones mixtas.

En el caso particular de los forjados, la presencia de elementos no estructurales como particiones, falso techo, tabiquería, etc. puede aumentar considerablemente el amortiguamiento interno de la estructura.

Incluso analizando el mismo tipo de construcción, la normativa existente propone valores diferentes del amortiguamiento interno de la estructura.

Valor del amortiguamiento interno propuesto por diferentes guías de cálculo para forjados vacíos exentos de mobiliario	
CEB	SCI
3%	1.5%

Tabla 3 – Amortiguamiento interno de un forjado mixto propuesto por diferentes normas.

Hay que señalar que, a pesar de que el amortiguamiento interno sea una variable determinante en el cálculo dinámico, su cuantificación en fase de dimensionamiento queda a la elección del ingeniero.

El análisis de la validez de los valores propuestos por las normas existentes no forma parte de este proyecto. El valor preciso del amortiguamiento de una estructura solo puede determinarse a partir de medidas vibratorias in situ una vez la estructura ha sido construida.

3. ANÁLISIS DE FUENTES

Los principales fenómenos que pueden generar vibraciones en los forjados son el tráfico ferroviario, la maquinaria y el movimiento de los peatones. Se introducen a continuación las características de cada fuente vibratoria.

3.1 TRÁFICO FERROVIARIO

El origen de las vibraciones reside en las irregularidades en el contacto rueda – rail. Estas vibraciones se transmiten a continuación por la cadena: vía – plataforma – túnel – suelo, hasta llegar a las edificaciones cercanas.

Las vibraciones generadas por el tráfico ferroviario se centran principalmente en la banda de frecuencias de 20 a 60 Hz.

Las discontinuidades del rail situadas a la altura de los aparatos de vía (agujas) y de las juntas del rail producen que la banda de frecuencias de la vibración se centre en frecuencias más altas. Por esta razón, puede considerarse que las vibraciones generadas por el tráfico ferroviario se centran en la banda de frecuencias de 20 a 200 Hz (Fig. 1 et Fig. 4).

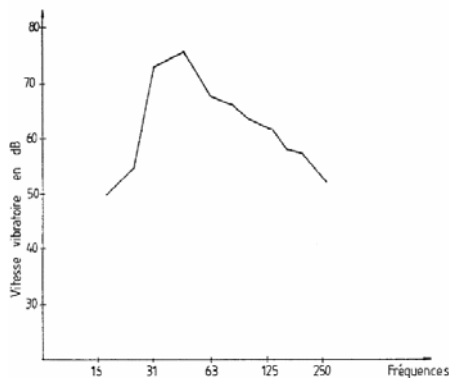


Fig. 3 – Espectro vibratorio del metro de París
Línea n° 13

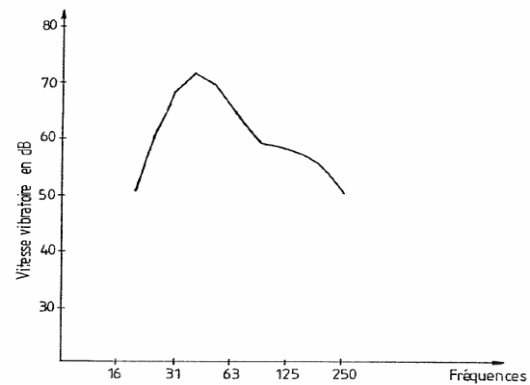


Fig. 4 – Espectro vibratorio del metro de París
Línea RER B

Aunque se conozca el espectro de frecuencias de los trenes a la altura de la vía, resulta muy importante realizar una correcta caracterización del suelo de cimentación. El espectro de vibraciones que finalmente solicitará la estructura será también función de las características dinámicas del suelo.

A pesar de esto, la transmisividad del suelo es generalmente poco conocida. Por esta razón, aunque se conozca el espectro de las vibraciones inducidas por el tráfico ferroviario a nivel de la vía, resulta conveniente realizar medidas in situ a la altura de los cimientos de la estructura a analizar. De esta forma pueden determinarse las características dinámicas del suelo (E , G , ν), así como la ley de atenuación de las vibraciones con la distancia, lo que permitirá conocer las vibraciones que solicitarán la estructura.

3.2 EFECTO DE LOS PEATONES

Una de las principales características de la acción dinámica de los peatones es su baja intensidad. Aplicada a estructuras rígidas y macizas, hay pocas probabilidades de que esta acción les haga vibrar de forma importante. Sin embargo, las estructuras esbeltas y ligeras que presentan bajos valores de frecuencia propia, precisan un cálculo dinámico más exhaustivo para evitar las vibraciones excesivas del forjado.

3.2.1 Efecto de un peatón

La acción producida por el andar de un peatón puede considerarse como una fuerza ejercida sobre el soporte, función del tiempo y de la posición del peatón. Denominando x la posición del peatón respecto al eje del forjado, la acción de un peatón que se desplaza a una velocidad constante v puede representarse por el producto de una componente temporal $F_p(t)$ y de una componente espacial $\delta(x-vt)$, siendo δ el operador de Dirac (función de valor nulo salvo si $x = vt$).

$$(Ec 8) \quad P(x, t) = F_p(t) \cdot \delta(x - v \cdot t)$$

La componente temporal de la fuerza inducida por un peatón es una función periódica que puede descomponerse en una serie de Fourier de la forma:

$$(Ec 9) \quad F_p(t) = G + \sum_{i=1}^n G \cdot \alpha_i \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_p \cdot t - \phi_i)$$

Donde,

- G = peso de un peatón (valor medio de 800 N),
- α_i = coeficiente de Fourier del armónico i ,
- $G \cdot \alpha_i$ = amplitud del armónico i ,
- f_p = frecuencia del andar,
- ϕ_i = desfase del armónico i respecto al primero,
- n = número de armónicos considerados.



La sollicitación propia del andar consta de una componente vertical y de dos componentes horizontales. De aquí en adelante, nos interesaremos exclusivamente a la componente vertical, puesto que es esta componente la que producirá el efecto más desfavorable en los forjados.

Para un andar normal, la frecuencia sigue una distribución gaussiana de media 2 Hz y de desviación típica de 0.2 Hz (de 0.175 a 0.22 según los autores). A la frecuencia media de 2 Hz, los valores de los coeficientes de la descomposición de Fourier son los siguientes:

Modo	α	φ
1	0,4	0
2	0,1	1,571
3	0,1	1,571

Tabla 4 – Coeficientes de Fourier de la fuerza dinámica inducida por el andar

Para representar correctamente la sollicitación inducida por la componente vertical del andar, basta con considerar los tres primeros términos ($n = 3$), ya que los coeficientes de los términos de orden superior son inferiores a 0.1 ($\alpha_{i, i>3} < 0.1$).

En la siguiente figura (Fig. 5), se representa la evolución sobre 1 s, de $F_p(t)$ para una persona de 80 kg ($G=800$ N) caminando a una frecuencia $f_m = 2$ Hz. Se distinguen distintas curvas según se consideren uno, dos o tres armónicos en el desarrollo en serie de Fourier.

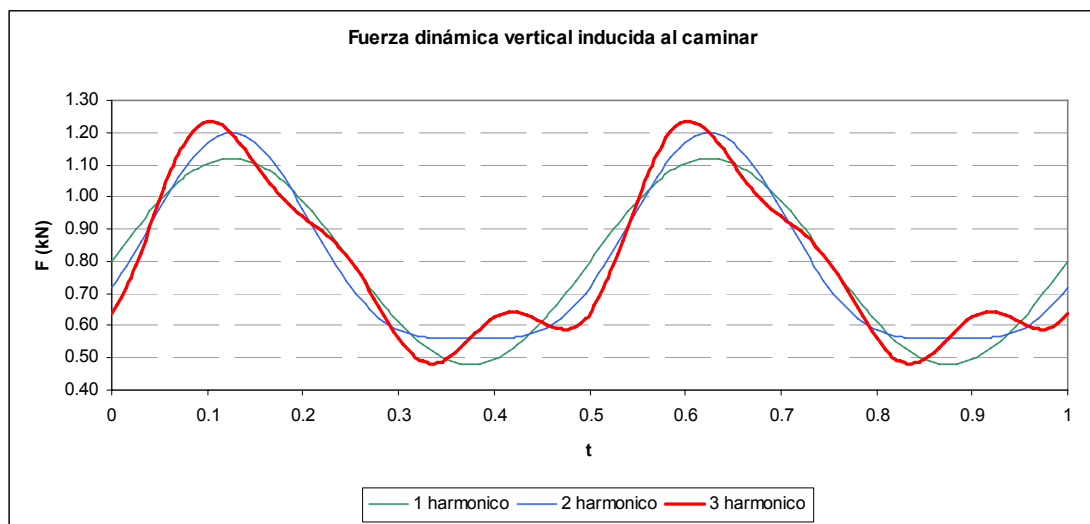


Fig. 5 – Fuerza dinámica inducida al caminar

3.2.2 Efecto de varios peatones

El efecto producido por el caminar de varios peatones no es tan fácil de evaluar, ya que hay que tener en cuenta que cada peatón posee sus propias características (peso, frecuencia, velocidad...) Además, según el número de personas presentes en la estructura, los peatones se desplazaran de forma más o menos sincronizada entre ellos y con el movimiento de la estructura.

Resulta, por tanto, muy difícil simular completamente la acción real de un grupo de personas. Como máximo, pueden hacerse hipótesis razonables y simplificadas obtenidas del estudio del comportamiento de un peatón y suponer que el efecto del grupo puede deducirse por la adición del efecto de cada uno de los peatones que forma el conjunto, eventualmente ponderado con un coeficiente reductor.



3.2.2.1 Grupo de peatones de tipo aleatorio. Modelo clásico.

Para un gran número de peatones independientes, es decir, que se desplazan sin sincronización alguna, la respuesta dinámica media en un punto de la estructura puede obtenerse multiplicando el efecto producido por un peatón por un factor $k = N^{1/2}$, siendo N el número de peatones presentes en un momento dado sobre la estructura.

Esto viene a decir que N peatones sobre el forjado son equivalentes a $N^{1/2}$ peatones sincronizados. El resultado puede demostrarse considerando un grupo de peatones desplazándose a la misma frecuencia pero con una distribución de fases aleatoria. Este resultado tiene por lo tanto en cuenta el desfase entre peatones debido a su tiempo de entrada pero considera, por hipótesis, que todos los peatones se desplazan a la misma frecuencia.

3.2.2.2 Modelos propuestos por las normas actuales.

El dimensionamiento dinámico de las estructuras estaba, hasta el momento, basado en el caso de carga teórica de un solo peatón, completado por prescripciones bastantes simplistas relativas a valores de rigidez o de frecuencia propia de la estructura.

Estas prescripciones resultan insuficientes y no permiten cubrir los principales problemas inducidos por la vibración de forjados sumidos a la acción de un grupo de peatones. Es por esto que las normas actuales comienzan a introducir modelos para considerar este efecto.

▪ Método propuesto por la AFGC (Association Française de Génie Civil) [1] :

Actualmente no existe una reglamentación estandarizada que defina la carga a considerar para el análisis dinámico de forjados solicitados por el andar de los peatones. Por el contrario, en el dominio de las pasarelas peatonales, se han realizado estudios más exhaustivos al respecto. Es por esto, que utilizaremos el método propuesto por la AFGC (Association Française de Génie Civil) destinado al análisis del comportamiento vibratorio de las pasarelas peatonales.

En este método, la carga dinámica a considerar depende del nivel de frecuentación previsto en la pasarela y del riesgo de resonancia, evaluado a partir de la separación entre la frecuencia propia de la pasarela y la del andar de los peatones.

- Frecuencia propia de la estructura:

La banda de frecuencias propias para la que existe un riesgo de resonancia está comprendida entre 1 y 5 Hz. Las distintas bandas de frecuencia y su riesgo asociado se indican a continuación:

Frecuencia	0	1	1.7	2.1	2.6	5
Banda 1						
Banda 2						
Banda 3						
Banda 4						

Tabla 5 – Bandas de frecuencia y riesgo de resonancia

Banda 1: Riesgo máximo de resonancia.

Banda 2: Riesgo medio de resonancia.

Banda 3: Bajo riesgo de resonancia para situaciones normales de carga.

Banda 4: Riesgo de resonancia despreciable. Cálculos dinámicos no necesarios.



- Nivel de frecuentación de la pasarela:

El problema que presenta esta guía de cálculo es que el nivel de frecuentación de la pasarela debe ser definido por el proyectista, que debe clasificar la estructura en una de las bandas siguientes:

Clase IV: pasarelas muy poco utilizadas, construidas para unir zonas poco pobladas o para asegurar la continuidad de un camino peatonal entre zonas cortadas por una autopista o vía rápida. Las pasarelas clasificadas en esta categoría no necesitan ningún cálculo de verificación del comportamiento dinámico.

Clase III: pasarela normalmente utilizada, pudiendo ser en ocasiones utilizada por grupos importantes pero sin estar nunca cargada en toda su superficie.

Clase II: pasarela urbana que une zonas pobladas y está sumida a un tráfico importante, pudiendo estar cargada, en ocasiones, en toda su superficie.

Clase I: pasarela urbana que une zonas de fuerte concentración peatonal (presencia de una estación cercana, por ejemplo) o que es utilizada frecuentemente por grupos importantes de personas (manifestaciones, turistas...). Esta clase de pasarelas está sumida por tanto, a un tráfico importante.

Se observa que el cálculo a realizar depende fuertemente de la clase de pasarela considerada, si bien esta clasificación está basada en criterios subjetivos. Así por ejemplo, una sobreestimación del nivel de frecuentación puede realizarse para aumentar el nivel de prevención frente a las vibraciones. Pero también al contrario, una infravaloración de la frecuentación puede aceptarse para limitar los costes de la construcción, asumiendo que cuando la obra esté cargada por encima de los valores habituales, ciertas personas puedan sentir una sensación de malestar.

- Caso de carga a considerar:

En función de la banda de frecuencias en la que se sitúa la frecuencia propia de la estructura y de la clase de pasarela, los cálculos dinámicos a realizar son diferentes. El caso de carga a considerar se define a partir de la tabla siguiente:

Clase	Banda en la que se sitúa la frecuencia propia		
	1	2	3
III	1	Ninguno	Ninguno
II		1	3
I	2	2	3

Tabla 6 – Caso de carga a considerar

La carga a considerar es de la forma:

$$(Ec 10) \quad F = d \cdot F_{1\text{peaton}} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot N_{\text{equivalente}} \cdot \Psi \quad (\text{N/m}^2)$$

Donde,

d = densidad del grupo de peatones uniformemente repartidos en toda la superficie de la estructura,

$F_{1\text{peaton}}$ = fuerza individual ejercida por un peatón,

f = frecuencia propia del caminar considerada igual a la frecuencia propia de oscilación vertical de la estructura,

$N_{\text{equivalente}}$ = número de peatones equivalentes (caminando en fase y a la misma frecuencia), que solicitan la pasarela por unidad de superficie,

ψ = Coeficiente reductor que tiene en cuenta la probabilidad de que un grupo de personas solicite la estructura a su frecuencia propia.

Para cada caso de carga, se indica en la tabla siguiente los valores a considerar para cada una de las variables:

	Caso de carga 1	Caso de carga 2	Caso de carga 3
d	Clase III 0.5 peatones/m ²	1 peatón/m ²	Clase II 0.8 peatones/m ²
	Clase II 0.8 peatones/m ²		Clase I 1 peatones/m ²
F 1 peatón	280 N	280 N	70 N
N equivalente ¹	$10,8 \cdot \sqrt{\zeta/N}$	$1,85 \cdot \sqrt{1/N}$	Clase II $10,8 \cdot \sqrt{\zeta/N}$
			Clase I $1,85 \cdot \sqrt{1/N}$
ψ			

Tabla 7 – Variables a considerar según el caso de carga

¹ N = número de peatones que solicitan la estructura. Su valor es $N = S \cdot d$, donde S es la superficie de la estructura y d es la densidad del grupo de peatones.

ζ = tasa de amortiguamiento crítico de la estructura.

El cálculo de los peatones equivalentes a partir de la expresión $10,8 \cdot (\zeta / N)^{1/2}$ tiene en cuenta el carácter aleatorio de frecuencia y fase de los peatones. Este comportamiento corresponde a un grupo poco denso. En cambio, cuando el grupo de peatones es muy denso, sólo se tiene en cuenta el carácter aleatorio de fases, considerándose que los peatones caminan a la misma frecuencia. En este caso, el número de peatones equivalentes viene dado por la expresión $1,85 \cdot (1 / N)^{1/2}$.



▪ **Método propuesto por el Anejo Francés al Eurocódigo 3 [12]:**

El anteproyecto de norma NF P 22-311-1/NA propone un método para el cálculo de la respuesta dinámica de los forjados de viviendas y oficinas. Los casos de carga para considerar el efecto de un grupo de peatones vienen definidos de la siguiente forma:

- Caso de carga correspondiente a un pequeño grupo de personas:

El método propone considerar una carga equivalente a un grupo de tres personas que se desplazan en fase y a la misma frecuencia. La fuerza a considerar es una fuerza sinusoidal fija (en el espacio) aplicada en el punto más desfavorable (sobre el vientre de la deformada del modo propio)

$$(Ec 11) \quad F = 3 \cdot F_{1\text{peaton}} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot 0,7 \cdot \Psi \text{ (N)}$$

Donde,

- $F_{1\text{peaton}} = 280 \text{ N}$ = fuerza individual ejercida por un peatón,
- f = frecuencia propia del caminar considerada igual a la frecuencia propia de oscilación vertical de la estructura,
- 0.7 = coeficiente reductor (valido para luces inferiores a 30 m) que tiene en cuenta el carácter móvil de la masa y que produce una respuesta inferior a la producida por una fuerza sinusoidal fija²,
- ψ = coeficiente reductor, evaluado a partir de la Fig 6, que tiene en cuenta la probabilidad de que un grupo de personas solicite la estructura a su frecuencia propia.

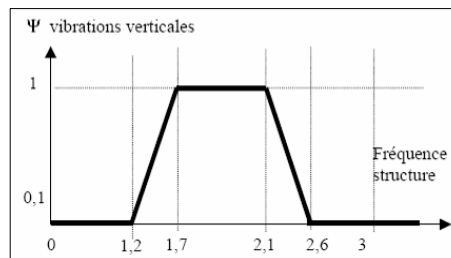


Fig 6 – Determinación del valor de ψ

- Caso de carga de un grupo de 0.4 peatones/m² :

La norma define que este caso de carga debe considerarse bajo el acuerdo del cliente si la utilización de la estructura lo justifica. En ese caso, debe considerarse una fuerza sinusoidal repartida:

$$(Ec 12) \quad F = d \cdot F_{1\text{peaton}} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot 10,8 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{N}} \cdot \Psi \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Donde,

- $d = 0.4 \text{ peatones/m}^2$,
- $F_{1\text{peaton}} = 280 \text{ N}$,
- f = frecuencia propia del caminar considerada igual a la frecuencia propia de oscilación vertical de la estructura,
- ψ = coeficiente reductor definido precedentemente (Fig 6).
- N = número de personas presentes sobre el forjado. $N = d \cdot S$, donde S es la superficie del forjado.

² Este coeficiente vale 1 si se realiza un cálculo transitorio preciso con la fuerza sinusoidal desplazándose sobre la estructura a una velocidad de valor 0.75 veces la frecuencia del caminar.



3.3 MAQUINARIA

La acción dinámica inducida por la maquinaria depende principalmente del tipo de movimiento de las distintas piezas que la componen. Debe, por lo tanto, distinguirse entre el movimiento de rotación, de oscilación y el producido por impactos.

En función de su evolución en el tiempo, las fuerzas dinámicas generadas por la maquinaria pueden ser periódicas o no periódicas (Fig 7).

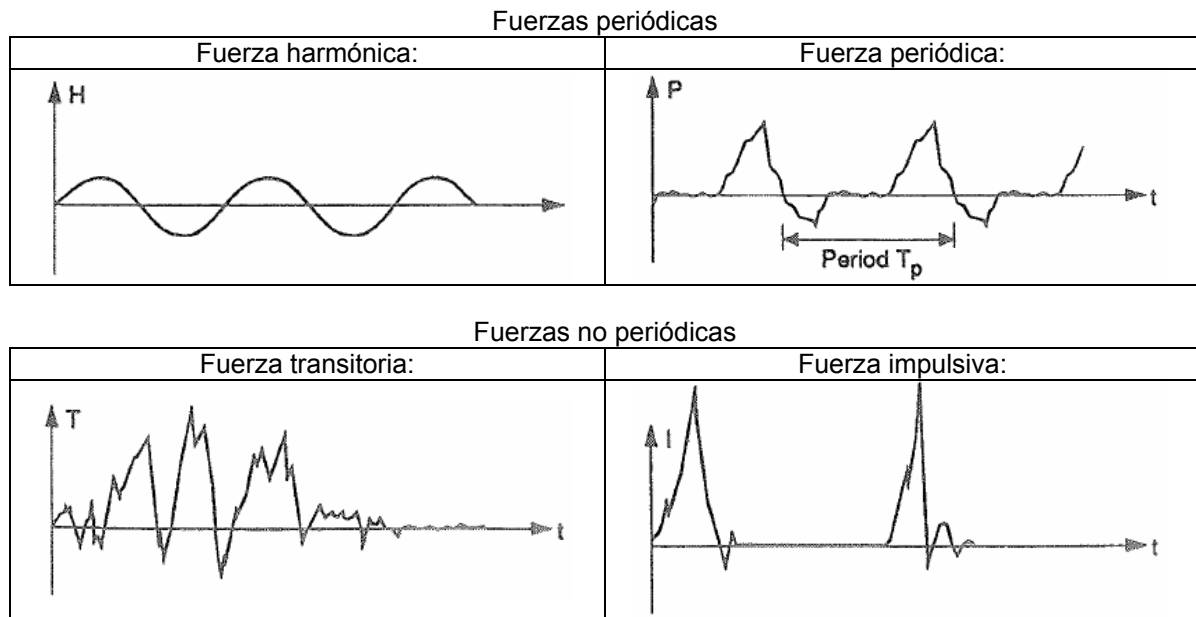


Fig 7 – Tipos de fuerzas dinámicas generadas por la maquinaria

3.3.1 Tipos de acciones dinámicas

La acción dinámica de la maquinaria depende del tipo de movimiento de las distintas partes que la componen. Así podemos distinguir entre:

- **Máquinas giratorias:**

En este grupo pueden incluirse máquinas tales como ventiladores, bombas, turbinas y generadores. En este caso, la vibración se debe a la excentricidad de las masas giratorias. Un buen ajuste de la máquina reduce de forma importante la vibración generada. Sin embargo, este ajuste se deteriora con el tiempo, por lo que es recomendable establecer un correcto mantenimiento.

En los casos simples, las fuerzas dinámicas de las piezas giratorias de la máquina pueden determinarse a partir de la expresión:

$$(Ec 13) \quad F = F_o \cdot \sin \cdot (2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)$$

Donde,

$$F_o = m_R \cdot e \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2$$

m = masa del rotor,

e = excentricidad de la masa del rotor,

f = frecuencia de funcionamiento de la máquina.



▪ **Máquinas oscilantes:**

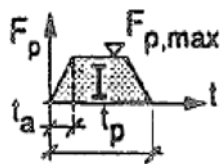
Algunos ejemplos de máquinas oscilantes son los generadores de energía con motores diesel y las prensas de impresión.

Para una frecuencia de funcionamiento de la máquina constante, la amplitud de la fuerza dinámica generada depende del número de pistones y de su posición. Por lo tanto, la fuerza dinámica inducida por este tipo de maquinaria debe ser facilitada por el fabricante.

▪ **Máquinas con funcionamiento por impactos :**

Pueden incluirse en este grupo de máquinas, por ejemplo, las prensas de moldeado. Estas máquinas producen fuerzas dinámicas intermitentes que pueden alcanzar valores importantes. Sin embargo, una correcta disposición de las piezas permite equilibrar la mayor parte de la fuerza con el propio chasis de la máquina.

La carga temporal inducida por este tipo de maquinaria viene caracterizada por los parámetros siguientes:



- Duración del impacto (t_p)
- Impulsión (I)
- Tiempo de aumentación de la fuerza (t_a)
- Fuerza máxima ($F_{p,max}$)

Fig 8 – Parámetros de la fuerza dinámica

La combinación de estos parámetros, que deben ser proporcionados por el fabricante, determina la función de la carga dinámica generada por la máquina a lo largo del tiempo.

3.3.2 Efectos de las vibraciones

En el análisis de los efectos de las vibraciones inducidas por la maquinaria, cabe diferenciar entre:

- Efectos en las personas: las vibraciones de la maquinaria pueden inducir vibraciones en las estructuras y más concretamente en los forjados, generando molestias a los usuarios.
- Efectos en la maquinaria: las vibraciones de la máquina pueden ser inadmisibles para el correcto funcionamiento de la propia máquina o para el de las máquinas cercanas. Las características de las vibraciones admisibles por cada máquina deben ser facilitadas por el fabricante.



4. EVALUACIÓN DE LA VIBRACIÓN

4.1 CÁLCULO TEMPORAL

El cálculo temporal es el método general para la obtención de los valores de deformación, velocidad y aceleración de una estructura en vibración.

Este método consiste en integrar, en cada instante de tiempo, las ecuaciones de la dinámica para una carga impuesta. En los modelos de elementos finitos, este método de integración directa necesita un importante tiempo de cálculo y exige una potencia importante del puesto de cálculo.

4.2 MÉTODOS SIMPLIFICADOS

En la normativa existente existen métodos simplificados para estimar la respuesta dinámica de forjados mixtos solicitados al efecto de los peatones.

Estos métodos presentan, por una parte, consideraciones a tener en cuenta para el cálculo de la frecuencia propia del forjado y, por otra, expresiones para el cálculo de la aceleración máxima inducida por los peatones.

4.2.1 Normas y guías de cálculo consultadas

Las normas y guías de cálculo que han sido consultadas son:

- SCI (1989) [13]: Steel Construction Institute. Guía de concepción.
- SCI (2003) [8]: Steel Construction Institute. Guía de concepción actualizada.
- AISC [8]: American Institute of Steel Construction. Guía de concepción.
- CSA [7]: Canadian Standards Association. Guía de concepción.
- CTE [4]: Código Técnico de la Edificación. Norma.
- CEB [3]: Comité Euro-International du Béton. Guía de concepción.

4.2.2 Cálculo de la frecuencia propia

El cálculo de la frecuencia fundamental del forjado constituye el primer cálculo a realizar puesto que este valor determinará el tipo de respuesta del forjado bajo la acción de los peatones.

Para la determinación de la frecuencia propia, debe considerarse que la masa sumida a la vibración es la suma de la masa correspondiente al peso propio de la estructura, a las cargas permanentes y a una parte de las cargas de explotación. Esta consideración tiene en cuenta la proporción de cargas de explotación constituida por cargas semi-permanentes (ej. mobiliario).

4.2.3 Cálculo de la aceleración

Cuando el forjado está solicitado por la acción de los peatones, existen dos tipos de respuesta posibles: la respuesta resonante y la respuesta transitoria.

- Respuesta resonante

Los forjados que presentan una respuesta resonante son aquellos que presentan frecuencias propias cercanas a la frecuencia de la acción del andar de los peatones³. La banda de frecuencias propias en las que se considera que la respuesta del forjado es resonante depende de la norma consultada.

³ La frecuencia de la acción de caminar se sitúa entre 1.6 Hz y 2.4 Hz.



El origen de esta diferencia se encuentra en el número de armónicos de la acción de andar que son considerados como capaces de inducir un efecto resonante del forjado. Así, si se consideran los tres primeros armónicos, el forjado presentará una respuesta resonante si su frecuencia propia es inferior a 7 Hz ($3 \cdot 2.4 \approx 7\text{Hz}$). Por el contrario, si se considera también el cuarto armónico de la acción de andar, la respuesta del forjado será resonante si su frecuencia propia es inferior a 9.6 Hz ($4 \cdot 2.4 \approx 9.6\text{Hz}$).

- Respuesta transitoria

Para los forjados de alta frecuencia (según la guía consultada, aquellos de frecuencia propia superior a 7 ó a 10 Hz), la respuesta está dominada por una sucesión de impulsos correspondientes a los impactos del talón.

Estos impulsos ponen en movimiento la masa del forjado, la cual vibra a su frecuencia propia con una atenuación rápida a medida que la energía se dispersa por el forjado. En consecuencia, la respuesta dinámica global del forjado está caracterizada por una sucesión de picos de aceleración.

4.2.4 Síntesis de los métodos propuestos por las distintas guías de cálculo

En la tabla siguiente (Tabla 8), se recogen los cálculos propuestos por las diferentes guías de cálculo consultadas.

Puesto que el amortiguamiento constituye una de las variables determinantes en la respuesta dinámica del forjado y dado que su valor varía en función de la presencia de componentes no estructurales, se ha mantenido la siguiente notación:

- Forjado A: Forjado completamente vacío o con poco mobiliario (amortiguamiento mínimo),
- Forjado B: Forjado normal, con mobiliario.
- Forjado C: Forjado con tabiques de partición. El proyectista deberá asegurarse que los tabiques están correctamente situados para atenuar los correspondientes modos de vibración.

El análisis y la comparación de los resultados obtenidos según las diferentes guías de cálculo será realizado con una aplicación práctica (7.2 Fundación Louis Vuitton para la Creación pág. 47).

	SCI (1989) [13]		SCI (2003) [8]		AISC [8]	CSA [7]	CTE [4]	CEB [3]			
Dominio de aplicación	3 < f (Hz) < 7		f > 7 Hz		3 < f (Hz) < 9.6	f > 9.6 Hz	3 < f (Hz) < 10	-	-	7.5 < f (Hz) < 10 L ₁ > 8 m	
Respuesta del forjado	Resonante		Transitoria		Resonante	Transitoria	Resonante	Transitoria	Transitoria	Transitoria	
Masa del forjado (kg)	m = g + g' + 0.1 q		m = g + g' + 0.1 q		m = g + g' + q ⁽⁴⁾		-	-	-	-	
Masa modal (kg)	$M = \frac{m \cdot S_{eff} \cdot L_{eff}}{4}$		M = m · b · L ₁		$M = \frac{m \cdot S_{eff} \cdot L_{eff}}{4}$		$M = \frac{m \cdot S_{eff} \cdot L_1}{4}$	-	M = 0.67 · m · s · L ₁	M = 16 · m · t _c · L ₁	
Tasa de amortiguamiento (ζ)	Forjado A	1.5%	-	-	1.1%	-	2.0%	-	3.0%	3.0%	
	Forjado B	3.0%	-	-	3.0%	-	3.0%	-	6.0%	6.0%	
	Forjado C	4.5%	-	-	4.5%	-	5.0%	-	12.0%	12.0%	
Aceleración máxima (m/s²)	$a_{max} = 120 \cdot \frac{C_f}{M \cdot \zeta}$ ⁽⁵⁾		$a_{max} = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \frac{f}{M}$		$a_{max} = \frac{37.28}{M \cdot \zeta}$	$a_{max} = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \frac{f}{M}$	$a_{max} = \frac{29 \cdot e^{(-0.35 \cdot f)}}{M \cdot \zeta}$	$a_{max} = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot A_0$		$a_{max} = 1.8\pi \cdot l \cdot \frac{f}{M}$	$a_{max} = 1.8\pi \cdot l \cdot \frac{f}{M}$
Criterio de aceptación	BS 6472 (1992) [8]		ENV 1991-5 (1998) [6]		AISC [8]	CSA 84 [7]	CSA 84 [7]	CSA 84 [7]	CSA 84 [7]	CSA 84 [7]	
Particularidades del método	$S_{eff} = 4.5 \cdot \left(\frac{EI_1}{m \cdot f^2}\right)^{1/4} \leq L_2$		l = 6.8		$S_{eff} = 4.5 \cdot \left(\frac{EI_1}{m \cdot f^2}\right)^{1/4} \leq L_2$	$l = \frac{190}{f^{1.3}}$	$A_0 = DFL \cdot \frac{L_1^3}{18600EI_b} \cdot \frac{1}{N_{eff}}$		l = 67	l = 67	
	$L_{eff} = 3.8 \cdot \left(\frac{EI_b}{m \cdot s \cdot f^2}\right)^{1/4} \leq L_1$		b = min(s, 40 · t _c)		$L_{eff} = 3.8 \cdot \left(\frac{EI_b}{m \cdot s \cdot f^2}\right)^{1/4} \leq L_1$		$N_{eff} = \frac{1}{2.97 - 0.0578 \cdot \frac{s}{t_c} + 2.56 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{L^4}{l_b}}$				
							DFL = -0.0055 · f ² + 0.1749 · f - 0.0193				

Tabla 8 – Cálculos simplificados propuestos por las diferentes guías de cálculo

Donde,

 L₁ = longitud de la viga secundaria (m)

 L₂ = ancho del forjado (m)

f = frecuencia propia del forjado (Hz)

M = masa modal (kg)

 m = masa presente en el forjado (kg/m²)

s = separación de las vigas secundarias (m)

 t_c = espesor de la losa de hormigón (m)

 EI₁ = Rigidez de flexión dinámica de la losa (Nm²/m)

 EI_b = Rigidez de flexión dinámica de la viga mixta secundaria (Nm²/m)

 g = peso propio del forjado (kg/m²)

 g' = peso debido a las cargas permanentes (kg/m²)

 q = peso debido a las cargas de explotación (kg/m²)

l = Impulso generado en cada apoyo del pie (N)

⁴ En el cálculo de la masa del forjado sumada a la vibración, en lugar de considerar una proporción de las cargas de explotación como carga semi permanente, este método propone considerar una carga constante: 0.5 kN/m² en el caso de oficinas y 0.25 kN/m² en el caso de viviendas.

⁵ C_f es el coeficiente de Fourier de la acción de andar. El valor a considerar depende de la frecuencia propia del forjado.

f (Hz)	C _f
Si 3 < f < 4	C _f = 0.4
Si 4 < f < 4.8	C _f = 1.4 - 0.25 · f
Si f > 4.8	C _f = 0.2



5. CRITERIOS DE ACEPTACIÓN DE LA VIBRACIÓN

5.1 TIPOS DE VIBRACIÓN

Para el estudio de las molestias generadas por las vibraciones de los forjados, debe distinguirse tres tipos de vibraciones:

- Vibración transitoria: Esta vibración, también denominada impulsiva, está caracterizada por un aumento rápido de la vibración hasta alcanzar un valor máximo, que viene seguido por un descenso atenuado del fenómeno, pudiendo o no presentar varios ciclos de vibración (dependiendo de la frecuencia y del amortiguamiento),
- Vibración intermitente: Sucesión de fenómenos vibratorios de corta duración, separados por intervalos de vibración de menor intensidad,
- Vibración continua: La vibración permanece ininterrumpida sobre el periodo de tiempo considerado (superior a 2 s).

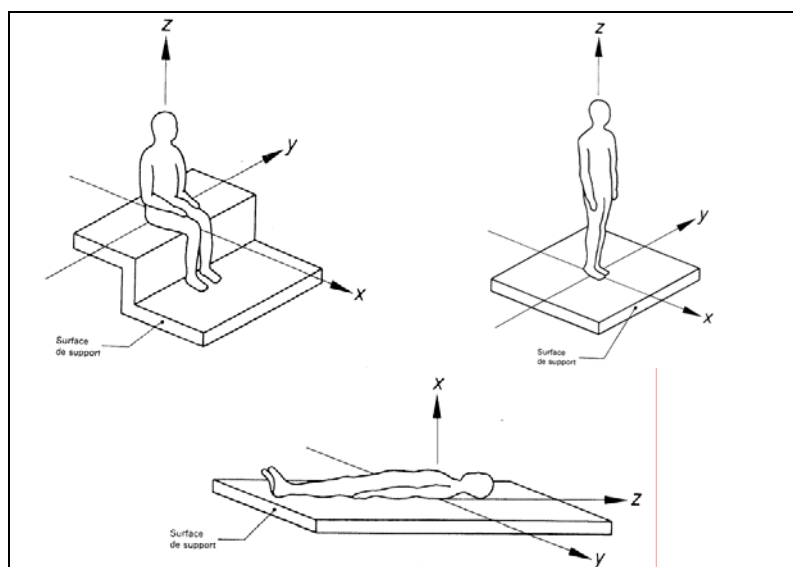
5.2 PERCEPCIÓN DE LA VIBRACIÓN

La percepción humana es muy sutil y la reacción de las personas frente a la vibración depende fuertemente de las circunstancias. Así por ejemplo, la percepción de una vibración como molesta es diferente si se conduce un vehículo o si se trabaja en una oficina.

Por otra parte, la actitud de la persona es también importante. Así, la sensibilidad de la persona frente a la vibración es distinta si es ella misma quien la genera o si, por el contrario, es un receptor externo de la vibración. De la misma forma, la concentración del receptor y el ambiente en el que se encuentra son factores importantes en la percepción de la vibración.

Los parámetros que determinan la sensibilidad de percepción de la vibración son:

- Posición (de pie, sentado, acostado).
- Dirección de incidencia de la vibración respecto al eje de la columna vertebral (vibraciones de pies a cabeza, de un costado a otro o de la espalda al pecho) (Tabla 9).
- Actividad que se realiza (caminando, corriendo, descansando...).
- Edad y sexo.
- Frecuencia con la que se produce la vibración.
- Momento del día.



Eje x = espalda – pecho
Eje y = costado derecho –
costado izquierdo
Eje z = pies – cabeza

Tabla 9 – Dirección de incidencia de las vibraciones sobre el cuerpo humano



5.3 INTENSIDAD DE LA VIBRACIÓN

A pesar de que la percepción de la vibración depende de factores subjetivos, la intensidad de la vibración puede determinarse a partir de magnitudes físicas propias de los fenómenos oscilatorios, tales como:

- Amplitud del desplazamiento, velocidad y aceleración.
- Tiempo de exposición a la vibración.
- Frecuencia de la vibración.

Generalmente puede considerarse que para frecuencias comprendidas entre 1 y 10 Hz, la percepción de la vibración es proporcional a la aceleración. En cambio, para frecuencias entre 10 y 100 Hz, la variable determinante en la percepción de la vibración es la velocidad.

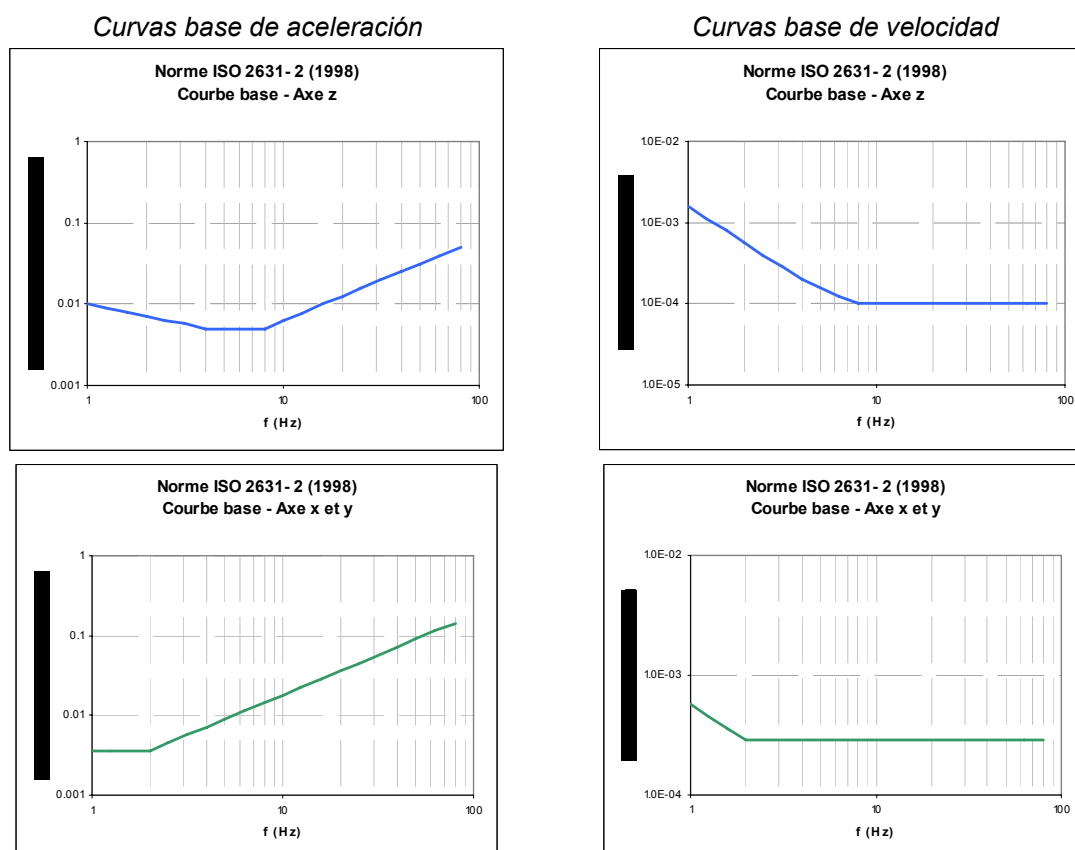
5.4 ACEPTABILIDAD DE LA VIBRACIÓN SEGÚN LAS NORMAS

Las normas y guías de cálculo existentes proponen distintos métodos para evaluar la aceptabilidad de la vibración de los forjados. Los distintos criterios de aceptación existentes se presentan a continuación.

5.4.1 ISO 2631-2 (1989) [9]

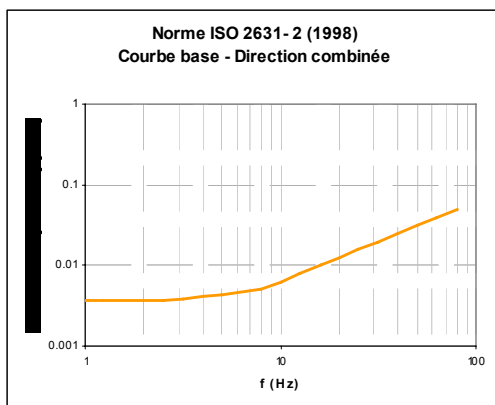
La amplitud aceptable de vibración viene dada en esta norma por unas curvas denominadas curvas base. Estas curvas base representan las amplitudes de vibración que producen respuestas humanas equivalentes, desde el punto de vista del malestar, para una banda de frecuencias entre 1 y 80 Hz.

Las distintas curvas base de velocidad y aceleración según la dirección de la vibración (ver Tabla 9) son presentadas en la tabla a continuación (Tabla 10).





Curvas base de aceleración



Curvas base de velocidad

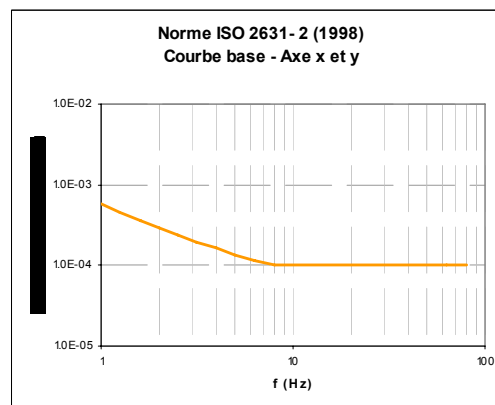


Tabla 10 – Curvas base para la aceptabilidad de las vibraciones

Para valores de aceleración o velocidad inferiores a los de las curvas base los comentarios sobre molestia de la vibración son poco frecuentes. Esto no implica que, según las circunstancias y las previsiones, vayan a existir quejas o malestar para valores superiores a los correspondientes a la curva base.

La amplitud de las vibraciones máximas aceptables en viviendas y oficinas es especificada en la norma como múltiplo de la amplitud de la curva base. Estos factores multiplicativos, que se determinan en función del lugar y del momento del día en el que tiene lugar la vibración, vienen recogidos en la tabla a continuación.

Lieu	Moment	Vibration continue ou intermittente ²⁾	Excitation par vibrations d'impulsion se produisant plusieurs fois par jour
Zones critiques de travail (par exemple salles d'opération d'hôpital, laboratoires de précision, etc.)	Jour	1	1 ³⁾
	Nuit		
Résidence	Jour	2 à 4 ⁴⁾	30 à 90 ^{4), 5), 6), 7)}
	Nuit	1,4	1,4 à 20
Bureau	Jour	4 ⁸⁾	60 à 128 ⁸⁾
	Nuit		
Atelier ⁹⁾	Jour	8 ^{8), 10)}	90 à 128 ^{8), 10)}
	Nuit		

Tabla 11 – Factores multiplicativos para especificar la amplitud de vibración aceptable (ISO 2631-2)

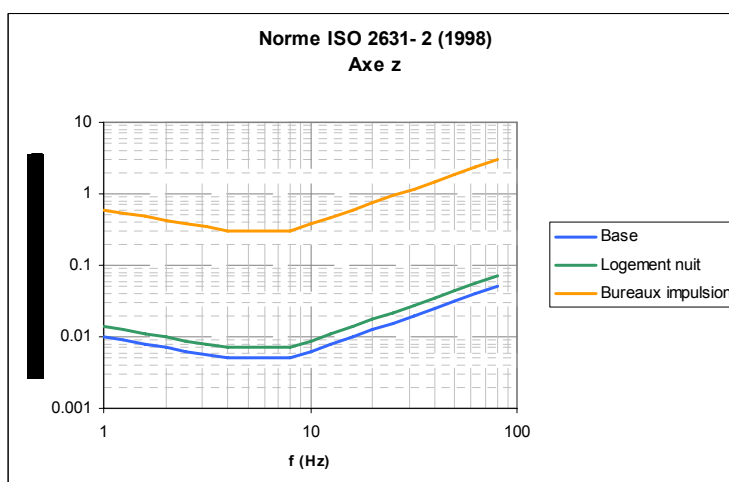


Fig. 9 – Curvas de aceleración máxima aceptable en distintas situaciones (ISO 2631-2)



5.4.2 BS 6472 (1992) [8]

La evaluación de la exposición del cuerpo humano a las vibraciones en los forjados es tratada en el Reino Unido por la norma BS 6472 (1992) [8]. Esta publicación, que está fuertemente inspirada en la ISO 2631-2 (1989) [9], presenta los límites de aceleración de las vibraciones en función del tiempo de exposición y de la frecuencia, para las dos direcciones transversales y longitudinal y distingue entre personas sentadas, de pie o acostadas.

De la misma forma que la ISO 2631-2 (1989) [9], los límites para los distintos tipos de actividades vienen dados como un múltiplo de la curva base (Tabla 10). Los valores de estos coeficientes multiplicadores son distintos a los propuestos en la ISO 2631-2 (1989).

Tipo de forjado	Factor multiplicador
Oficina especial	4
Oficina general	8
Oficina con circulación intensa	12

Tabla 12 – Factores multiplicadores para especificar la amplitud aceptable de la vibración (BS 6472)

5.4.3 AISC (1997) [8]

La publicación del AISC (American Institute of Steel Construction), de forma análoga a la norma británica BS 6472 [8], se refiere a la curva base de la ISO 2631-2 para evaluar la aceptabilidad de la vibración en el forjado. Sin embargo, en lugar de trabajar con la aceleración RMS⁶ (raíz de la media cuadrática), la guía del AISC utiliza aceleraciones máximas.

De esta forma, la AISC propone que la aceleración máxima, expresada como porcentaje de la gravedad, no debe sobrepasar los valores indicados en la tabla a continuación (Tabla 13). Para poder realizar comparaciones con otros criterios de aceptación, los factores multiplicadores equivalentes son también indicados en la última columna de la tabla.

Tipo de forjado	Límite para la aceleración máxima (a_{\max}/g)%	Factor multiplicador
Oficinas y viviendas	0.5%	7
Comercios	1.5%	21

Tabla 13 – Aceleración máxima y factores multiplicadores (AISC 1997)

5.4.4 ENV 1991-5 (1998) [6]

La norma europea, en una versión provisional, propuso un criterio de aceptación de las vibraciones. La validez de este criterio fue muy discutida y finalmente no ha sido incluido en la norma europea. Sin embargo, alguno de los métodos para el cálculo de la aceleración propone este criterio para evaluar la aceptabilidad de la vibración. Es por esta razón que este criterio se presenta a continuación, sin que su validez sea estudiada en este proyecto.

Este método propone diferentes niveles de aceleración máxima según el nivel de percepción de la vibración (Fig. 10).

⁶ La relación entre la aceleración RMS y la aceleración máxima viene dada por la expresión: $a_{\max} = a_{\text{RMS}} \cdot \sqrt{2}$

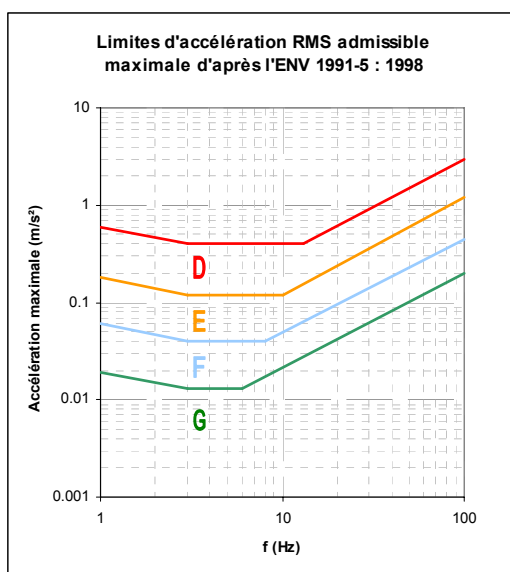


Fig. 10 – Curvas de aceleración máxima aceptable (ENV 1991-5)

El significado de las áreas definidas bajo las curvas viene definido en la siguiente tabla:

Área	Descripción de la percepción	Presencia de personas admisible en el caso de viviendas	Aceleración máx. en la parte horizontal de la curva (m/s ²)	Factor multiplicador equivalente
G	No perceptible	-	0.013	1.8
F	A penas perceptible	Duración prolongada	0.040	5.7
E	Perceptible	Breve duración	0.130	18.4

Tabla 14 – Interpretación de las curvas de aceleración máxima (ENV 1991-5)

5.4.5 CSA (1984) [7]

La publicación del “Canadian Standards Association” propone un criterio de aceptación de las vibraciones aplicable en forjados de viviendas y oficinas. La Fig. 11 muestra los valores máximos admisibles de aceleración en función de la frecuencia propia del forjado y de su amortiguamiento.

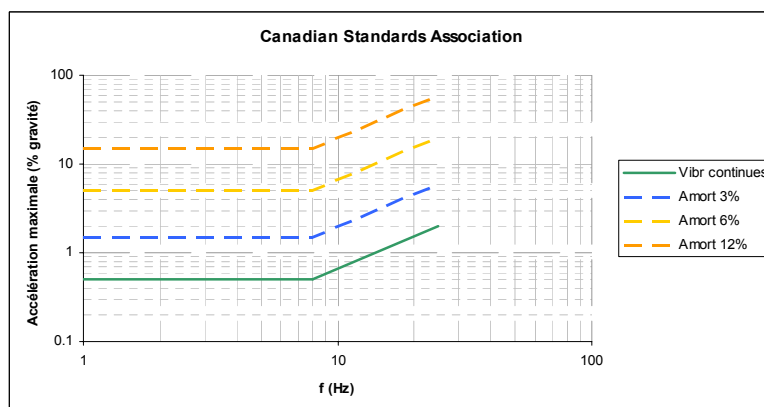


Fig. 11 – Curvas de aceleración máxima (CSA 1984)



5.4.6 DIN 4150/2 (1975) [3]

La norma alemana trata los efectos de las vibraciones sobre las personas en los edificios. La banda de frecuencias considerada es de 1 a 80 Hz y el umbral de sensibilidad de aceleración a velocidad viene fijado a 8 Hz.

Para evaluar la percepción de la vibración, se utiliza un coeficiente empírico (KB). El valor de este coeficiente es función de la frecuencia propia de la estructura y del desplazamiento que genera la vibración.

$$(Ec\ 14) \quad KB = d \cdot \frac{0,8 \cdot f^2}{\sqrt{1 + 0,032 \cdot f^2}}$$

Donde,

d = amplitud del desplazamiento (mm)

f = frecuencia propia del forjado (Hz)

El valor del coeficiente KB obtenido debe compararse con los valores máximos admisibles de la tabla a continuación.

Tipo de construcción	Momento	KB aceptable	
		Vibración continua o intermitente	Vibración poco frecuente
Vivienda rural y de vacaciones	Día	0,2 (0,15*)	4
	Noche	0,15 (0,1*)	0,15
Vivienda	Día	0,3 (0,2*)	8
	Noche	0,2	0,2
Oficina	Día	0,4	12
	Noche	0,3	0,3
Industrias	Día	0,6	12
	Noche	0,4	0,4

*) Valores a verificar si el edificio es solicitado horizontalmente a frecuencias inferiores a 5 Hz.

Tabla 15 – Valores aceptables del coeficiente KB (DIN 4150/2)

5.4.7 BRE Digest 278 (1983) [2]

La “British Building Research Establishment” presenta un método para la evaluación de la vibración muy similar a la de la norma DIN 4150/2 [3]. Así, la vibración es evaluada a partir del coeficiente de percepción KB (Ec 14). Sin embargo, los valores aceptables son ligeramente diferentes a los propuestos por la norma alemana.

KB	Percepción de la vibración
< 0,1	Imperceptible
0,1	Umbral de percepción
0,25	Ligeramente perceptible
0,63	Perceptible
1,6	Fácilmente perceptible
4	Fuertemente perceptible
10	Muy fuertemente perceptible

Tabla 16 – Percepción de la vibración en función del valor del coeficiente KB (BRE Digest 278)



Tipo de construcción	Momento	KB aceptable		
		Continua	Intermitente	Poco frecuente
Hospital	Día	0,1	0,1	2,5
	Noche			0,1
Vivienda rural y de vacaciones	Día	0,1	0,2 (0,1*)	4
	Noche		0,1	0,1
Vivienda y oficina	Día	0,3 (0,15*)	0,63 (0,3*)	8
	Noche	0,1	0,1	0,1
Industrias	Día	0,63 (0,3*)	0,8 (0,4*)	12
	Noche			

*) Valores a verificar si el edificio está solicitado a frecuencias inferiores a 15 Hz.

Tabla 17 – Valores aceptables del coeficiente KB (BRE Digest 278)

5.4.8 Murray's Acceptability Criterion [7]

Este método está basado en medidas in situ y en estudios de la respuesta humana frente a las vibraciones de más de 100 sistemas de forjados.

En primer lugar, el método estima el amortiguamiento de la estructura como suma del amortiguamiento de cada una de las partes que componen el forjado⁷. Los valores propuestos para la evaluación del amortiguamiento son indicados en la siguiente tabla:

Origen	Amortiguamiento (ζ)	Comentarios
Forjado	1 - 3%	Forjados vacíos. Límite inferior (1%) para losas ligeras. Límite superior (3%) para losas espesas.
Techo	1 - 3%	Límite inferior para falso techo.
CVC ⁸	1 - 10%	Valor que depende de la cantidad de elementos de fontanería, vainas...
Particiones	1 - 20%	Distancia máxima entre tabiques de 5 vigas en el forjado mixto.

Tabla 18 – Valores recomendados de amortiguamiento de la estructura

En segundo lugar, se calcula el amortiguamiento necesario a partir de la expresión:

$$(Ec\ 15) \quad \zeta_{req} = 35 \cdot DFL \cdot \frac{L_1^3}{80EI_b} \cdot \frac{1}{N_{eff}} \cdot f + 2.5$$

Donde,

DFL = factor de carga dinámica (ver Tabla 8)

f = frecuencia de la vibración (Hz)

N_{eff} = número efectivo de vigas (ver Tabla 8)

L_1 = longitud de la viga secundaria (in)

EI_b = rigidez de flexión dinámica de la viga mixta secundaria (kip in²/in)

⁷ $\zeta_{total} = \zeta_{forjado} + \zeta_{techo} + \zeta_{CVC} + \zeta_{particiones}$

⁸ Elementos de Climatización, Ventilación y Calefacción



En último lugar se evalúa si el forjado es aceptable frente a las vibraciones si cumple alguna de las condiciones siguientes:

- Frecuencia propia de la estructura superior a 9 Hz ($f > 9$ Hz)
- Amortiguamiento total de la estructura superior a 8 % ($\zeta_{total} > 8\%$)
- Amortiguamiento total superior al amortiguamiento necesario ($\zeta_{total} > \zeta_{req}$)

5.4.9 *Wiss-Parmelee Rating Factor Criterion* [7]

Este método está basado en una fórmula empírica que evalúa la respuesta humana frente a las vibraciones:

$$(Ec\ 16) \quad R = 5.08 \cdot \left(\frac{f \cdot DFL \cdot \frac{L_1^3}{80EI_b} \cdot \frac{1}{N_{eff}}}{\zeta_{total}^{0.217}} \right)^{0.265}$$

Donde,

f = frecuencia propia de la vibración (Hz)

DFL = factor de carga dinámica (ver Tabla 8)

N_{eff} = número efectivo de vigas (ver Tabla 8)

L_1 = longitud de la viga secundaria (in)

EI_b = rigidez de flexión dinámica de la viga mixta secundaria (kip in²/in)

El valor del factor de respuesta debe interpretarse a partir de la tabla siguiente:

Valor del coeficiente R	Percepción de la vibración
1	Imperceptible
2	Ligeramente perceptible
3	Claramente perceptible
4	Fuertemente perceptible
5	Inaceptable

Tabla 19 – Evaluación de la percepción de la vibración

Este criterio es el empleado por el “United States Department of Housing and Urban Development” como criterio de aceptación de forjados. Este organismo fija un valor de $R \leq 2.5$ como límite de aceptación de la vibración del forjado.



6. POSIBLES SOLUCIONES FRENTE A VIBRACIONES EXCESIVAS

En el caso en el que la vibración que sufre el forjado no sea aceptable, deberán estudiarse las posibles soluciones que permitan reducir el nivel vibratorio.

6.1 POSIBLES TRATAMIENTOS DEL PROBLEMA VIBRATORIO

La búsqueda de soluciones para reducir las vibraciones en los edificios ha llevado a los ingenieros a orientarse hacia dos tratamientos distintos del problema.

▪ Tratamiento de la fuente emisora

Este tratamiento, que recibe también el nombre de control activo, consiste en aislar la fuente emisora de vibraciones. Por lo tanto, el problema vibratorio se resuelve en su origen, impidiendo la propagación de la vibración y su llegada a la estructura.

En el caso de vibraciones generadas por el tráfico ferroviario, por ejemplo, la instalación de alfombras anti-vibratorias bajo las vías constituye un tratamiento activo de la vibración.

▪ Tratamiento a la llegada

En este caso, el problema vibratorio es tratado cuando la vibración ha afectado la estructura. Así por ejemplo, en el caso de vibraciones de torres, pueden instalarse amortiguadores en la parte superior de la estructura. Estos amortiguadores atenúan el movimiento de la torre una vez ésta ha empezado a vibrar.

6.2 AISLAMIENTO DE LA BASE

El interés de suspender un edificio sumido a efectos vibratorios es filtrar la fuente vibratoria sobre toda su banda de frecuencias, dejando pasar únicamente las vibraciones cuya frecuencia propia coincida con la del aparato de apoyo.

El aislamiento de la base de un edificio puede realizarse mediante dos tipos de apoyos: los apoyos elásticos y los apoyos en elastómero (apoyos de neopreno).

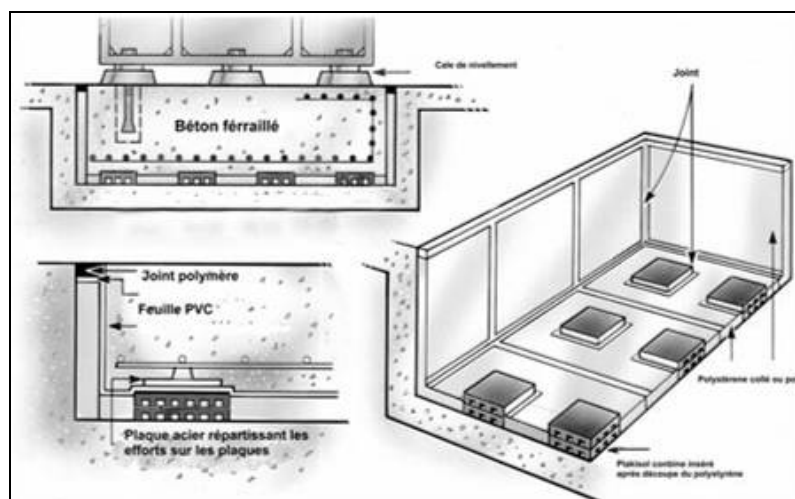


Fig. 12 – Principio de aislamiento de la base de un edificio

A pesar de que las características de estos dos tipos de apoyos sean diferentes, algunas de las precauciones a considerar en el dimensionamiento de estos apoyos son similares:

- Los asientos diferenciales del suelo pueden producir sobrecargas en ciertos apoyos.
- El espacio disponible para situar los sistemas de apoyo debe ser suficiente.



- Existencia de puntos duros entre la parte inferior y la parte superior de aislamiento del edificio tras la realización de las obras y especialmente tras la instalación de las conducciones, las cajas de ascensores, rampas de acceso... Estos puntos duros, que constituyen un punto de unión entre la estructura y la fuente vibratoria, anularían el efecto aislante del apoyo.
- Protección contra el fuego, ya que puede provocar la destrucción de los aparatos de apoyo o una modificación de sus propiedades mecánicas. Deberá, por lo tanto, preverse una protección contra el fuego (mediante pinturas ignífugas o paneles cortafuegos).

Las características, el dominio de aplicación así como las precauciones particulares de cada tipo de apoyo son especificados a continuación.

6.2.1 Apoyos elastoméricos

La banda de frecuencias propias de los apoyos en elastómero se sitúa entre 8 y 14 Hz. Tras el filtraje del sistema de apoyo, las vibraciones que finalmente solicitarán la estructura son aquellas situadas en la banda de frecuencias propias del apoyo. Es decir, todas las vibraciones de frecuencias comprendidas entre 8 y 14 Hz no son filtradas por los apoyos elastoméricos.

Por esta razón, la eficacia de estos apoyos es muy inferior a la de los apoyos elásticos, cuya frecuencia propia es de entre 3 y 4 Hz y por lo tanto, la banda de frecuencias no filtradas es mucho más estrecha. Además hay que considerar que la banda de frecuencias propias de los apoyos elastoméricos (de 8 a 14 Hz), puede abarcar la frecuencia propia de la estructura, con el consecuente riesgo de resonancia.

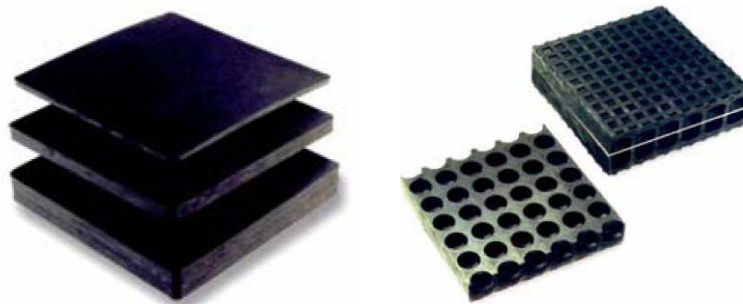


Fig. 13 – Apoyos elastoméricos

En el caso de utilizar apoyos deslizantes en elastómero (neopreno o derivados), hay que tener en cuenta que, a pesar de ser una solución económica, es necesario realizar estudios sobre su comportamiento dinámico. De hecho, el valor de la rigidez dinámica puede ser distinto al de la rigidez estática. De no tener en cuenta esta diferencia, pueden inducirse errores importantes en el cálculo de la frecuencia de resonancia.



Fig. 14 – Edificio sobre apoyos elastoméricos



6.2.2 Apoyos elásticos

Estos sistemas de apoyo tienen frecuencias propias entre 3 y 4 Hz. Esta banda de frecuencias tan estrecha permite un control de las frecuencias de vibración que no son filtradas por el apoyo y que finalmente solicitarán la estructura.



Fig. 15 – Apoyos elásticos

Los apoyos elásticos pueden sumirse a un pretensado para evitar una deformación excesiva en la fase de construcción. Para ello debe fijarse una flecha de pretensado superior a la flecha de los muelles bajo la carga de construcción. La liberación del pretensado se realizará una vez finalizada la construcción.



Fig. 16 – Ejemplo de utilización de apoyos elásticos “Imax cinema” de Londres (1999)

En el caso de utilizar estos apoyos elásticos, la estabilidad del edificio frente al viento deberá ser analizada, teniendo en cuenta la flexibilidad de los apoyos. La rigidez horizontal de los apoyos elásticos deberá ser indicada por el suministrador. Su valor es del mismo orden de magnitud que la rigidez vertical.



6.3 SISTEMAS DE AMORTIGUADORES

6.3.1 Amortiguadores viscosos

Los amortiguadores de rozamiento seco o visco elástico utilizan la acción de sólidos en su interior para disipar la energía de la estructura (Fig. 17). En función de la forma de disipar la vibración, pueden diferenciarse dos tipos de dispositivos:

- Amortiguamiento en contenedor: La disipación se realiza mediante la conversión de la energía mecánica en calor a través de un pistón que deforma y desplaza una sustancia de alta viscosidad como, por ejemplo, silicona. El esfuerzo disipado es función de la viscosidad del fluido.
- Amortiguamiento de orificios: La disipación se realiza mediante el flujo de un líquido en un contenedor cerrado. El pistón no se limita a deformar la sustancia viscosa sino a forzar el paso del fluido a través de orificios calibrados que pueden estar o no equipados de dispositivos de regulación simple. Como en el caso precedente, la disipación de energía produce una emisión de calor. En este tipo de amortiguadores, el esfuerzo disipado es principalmente debido a la densidad del fluido. Resultan por lo tanto más estables frente a variaciones de temperatura que los amortiguadores en contenedor.

Los amortiguadores viscosos deben disponerse entre dos puntos de la estructura que presenten un desplazamiento diferencial. Cuanto mayor sea este desplazamiento diferencial, más efectivo será el comportamiento del amortiguamiento.

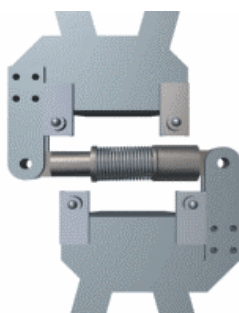


Fig. 17 – Ejemplo de amortiguador viscoso

Este tipo de amortiguadores son muy utilizados en la protección sísmica de edificios.

▪ Principio de comportamiento de los amortiguadores viscosos

En el estudio del comportamiento de una estructura, es necesario disponer de un modelo microscópico del comportamiento del amortiguador. Normalmente se utiliza una ley de comportamiento fuerza – desplazamiento definida por una ecuación diferencial de orden k:

$$(Ec 17) \quad f(t) + \lambda^k \frac{d^k f}{dt^k}(t) = C_0 \frac{dx}{dt}(t)$$

Donde,

$f(t)$ = fuerza aplicada en el pistón

$x(t)$ = desplazamiento resultante del pistón

C_0 = coeficiente de amortiguamiento para una frecuencia nula

λ = tiempo de relajación

k = grado del amortiguamiento

El caso de un amortiguador viscoso lineal se encuentra cuando $\lambda = 0$. Conviene señalar que es frecuentemente utilizado porque simplifica, evidentemente, el análisis del comportamiento de la estructura.



6.3.2 Amortiguadores dinámicos acordados (ADA)

Un amortiguador dinámico acordado (abreviado por las siglas ADA o TMD "Tuned Mass Damper" en inglés), está constituido por una masa unida a la estructura por medio de un muelle y un amortiguador dispuestos en paralelo.



Fig. 18 – Ejemplo de amortiguador dinámico acordado

Este tipo de dispositivo permite disminuir en proporciones importantes las vibraciones de una estructura para un modo de vibración determinado cuando está sometida a una excitación periódica de frecuencia cercana a la de la estructura.

Hay que considerar que la disposición de un ADA implica un aumento de masa a la estructura existente (normalmente, el ADA tiene una masa de entre el 1 y 2% de la masa modal de la estructura).

▪ Principio de funcionamiento de los ADA

Si se considera un oscilador de 1 grado de libertad sumido a una fuerza harmónica $f(t)$ (Fig. 19), la amplitud de la respuesta de este oscilador puede reducirse mediante la instalación de un ADA. Este amortiguador presentará un desplazamiento opuesto al del oscilador principal. Las ecuaciones que describen el desplazamiento relativo entre el oscilador primario y el ADA se describen a continuación:

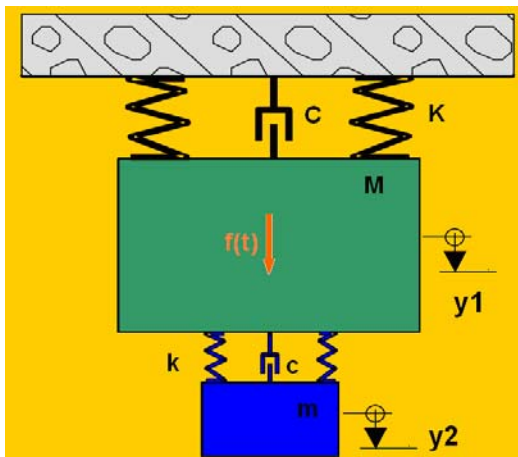


Fig. 19 – Descripción de un ADA

Ecuaciones del movimiento:

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + C \frac{d y_1}{dt} + K \cdot y_1 = c \frac{d y_2}{dt} + k y_2 + f(t)$$

$$m \frac{d^2 y_2}{dt^2} + c \frac{d y_2}{dt} + k \cdot y_2 = -m \frac{d^2 y_1}{dt^2}$$

estas ecuaciones pueden reducirse a una sola ecuación:

$$(M + m) \frac{d^2 y_1}{dt^2} + C \frac{d y_1}{dt} + K \cdot y_1 = -m \frac{d^2 y_2}{dt^2} + f(t)$$

Ec 18 – Ecuaciones de movimiento del ADA

El dimensionamiento y la influencia de los distintos parámetros que determinan el funcionamiento de los ADA con analizados en el Anejo 2 (ver 10.2 pág 67).



6.3.3 Amortiguadores dinámicos acordados fluidos

En el funcionamiento de los amortiguadores dinámicos acordados, una segunda masa es añadida a la estructura mediante amortiguadores y muelles. Otro sistema de amortiguación consiste en reemplazar este sistema de masa, muelles y amortiguamiento por un contenedor lleno de un líquido.



Fig. 20 – Contenedores de agua utilizados como amortiguadores en la Crystal Tower (Japón)

Como en el caso de un ADA clásico, el líquido ejerce el papel de masa secundaria y el amortiguamiento viene dado por el rozamiento de este líquido con las paredes del contenedor (Fig. 20). La acción de la gravedad induce un mecanismo de vaivén. Por lo tanto, el sistema tiene una frecuencia propia característica que puede ajustarse para optimizar el comportamiento del conjunto.

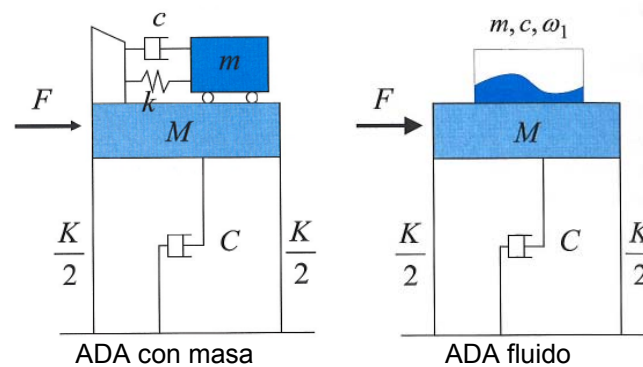


Fig. 21 – Comparación entre ADA con masa y ADA fluido

▪ Principio de funcionamiento de los ADA fluidos

El principio de funcionamiento de los ADA con masa son aplicables a los ADA fluidos. Sin embargo, mientras que los parámetros de un ADA pueden optimizarse mediante fórmulas analíticas, la respuesta no lineal del fluido en movimiento en un contenedor hace muy difícil una optimización similar. La respuesta del sistema “contenedor/estructura” depende, por lo tanto, de la amplitud del movimiento.

El comportamiento de este tipo de amortiguadores se realizará considerando un contenedor rectangular de longitud $2 \cdot a$ lleno de un líquido de viscosidad ν y de altura media h . El fluido se supone incompresible e irrotacional. El contenedor está sumido a un desplazamiento horizontal $x(t)$. Se supone que la superficie libre del fluido permanece continua y que la presión $p(x,z,t)$ es constante sobre esta superficie libre (Fig. 22).

A partir de la teoría lineal de la capa límite, la frecuencia natural de vibración del fluido vale:

$$(Ec 19) \quad w_{adaf} = \sqrt{\frac{\pi \cdot g}{2a} \cdot \tanh\left(\frac{\pi \cdot h}{2a}\right)}$$



El coeficiente de amortiguamiento puede aproximarse mediante la expresión:

$$(Ec\ 20) \quad \zeta_{\text{adaf}} = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot h} \sqrt{\frac{v}{w_{\text{adaf}}}} \cdot \left(1 + \frac{h}{b}\right)$$

Donde b es el ancho del depósito.

Las ecuaciones del movimiento del ADA fluido resultan:

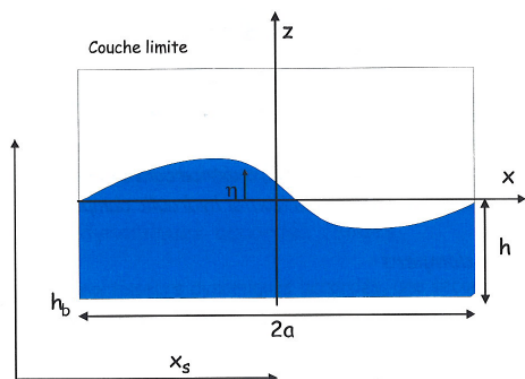


Fig. 22 – Descripción de un ADA fluido

$$(1 + \mu) \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 2\zeta_{\text{osc}} w_{\text{osc}} \frac{d y_1}{dt} + w_{\text{osc}}^2 \cdot y_1 = \frac{f(t)}{m}$$

$$\mu \left(\frac{d^2 y_1}{dt^2} + \frac{d^2 y_2}{dt^2} \right) + 2\zeta_{\text{adaf}} w_{\text{adaf}} \frac{d y_2}{dt} + w_{\text{adaf}}^2 \cdot y_2 = 0$$

Donde,

$$\mu = m/M$$

$$m = \rho_{\text{adaf}} 2ab h / M$$

Ec 21 – Ecuaciones del movimiento del ADA fluido

6.3.4 Tabla comparativa de los distintos tipos de amortiguadores

En la tabla siguiente se resumen las ventajas e inconvenientes de cada tipo de amortiguador.

Tipo de amortiguador	Ventajas	Inconvenientes
Viscoso en contenedor	Amortigua varios modos	Sensible a la temperatura Cálculo no lineal
Viscoso con orificios	Amortigua varios modos	Cálculo no lineal
Dinámico acordado	Fácil de dimensionar	Masa adicional a considerar Amortigua un modo dado Necesidad de un reglaje en frecuencias
Dinámico acordado fluido	-	Innovador Masa adicional a considerar Amortigua un modo dado Necesidad de un reglaje en frecuencias

Tabla 20 – Comparación de los distintos tipos de amortiguador



7. ESTUDIO DE PROYECTOS REALES

7.1 ILOT T8

7.1.1 Presentación del proyecto

La sociedad Setec Bâtiment ha participado en el concurso del conjunto inmobiliario « ZAC Paris Rive Gauche – quartier Tolbiac Chevaleret – Ilot T8 – Paris 13^{ème} » con el arquitecto japonés Kengo Kuma. Se trata de la construcción de un edificio apoyado sobre una losa de hormigón armado que será construida para cubrir las vías del tren. Este conjunto inmobiliario cuenta con un total de 8000 m² de comercios, 20000 m² de oficinas y 6000 m² de viviendas.



Fig. 23 – Edificio del ilot T8

7.1.2 Análisis del problema vibratorio

Esta construcción se sitúa sobre una red ferroviaria y está por lo tanto directamente expuesto a las vibraciones de origen ferroviario.

La banda de frecuencias afectada por el paso de trenes depende de diversos factores:

- Velocidad de circulación del tren
- Estado de las vías.
- Tipo de tren.
- Tratamiento antivibratorio de las vías.
- Tipo de terreno de cimentación.

Para determinar los niveles vibratorios existentes sobre las infraestructuras del futuro edificio, se llevó a cabo una campaña de medidas el 26 septiembre 2006 sobre el emplazamiento del proyecto T8.

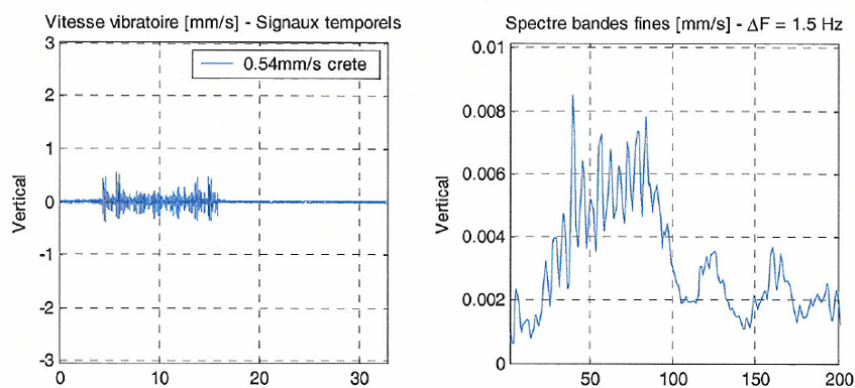


Fig. 24 – Resultados de las medidas de AVLS – Señal temporal y espectro



Se observa que la vibración inducida por el paso de los trenes se centra principalmente en la banda de frecuencias entre 20 a 100 Hz. En esta banda, el espectro medio de velocidad vertical máxima resultante de las medidas se muestra en la figura a continuación:

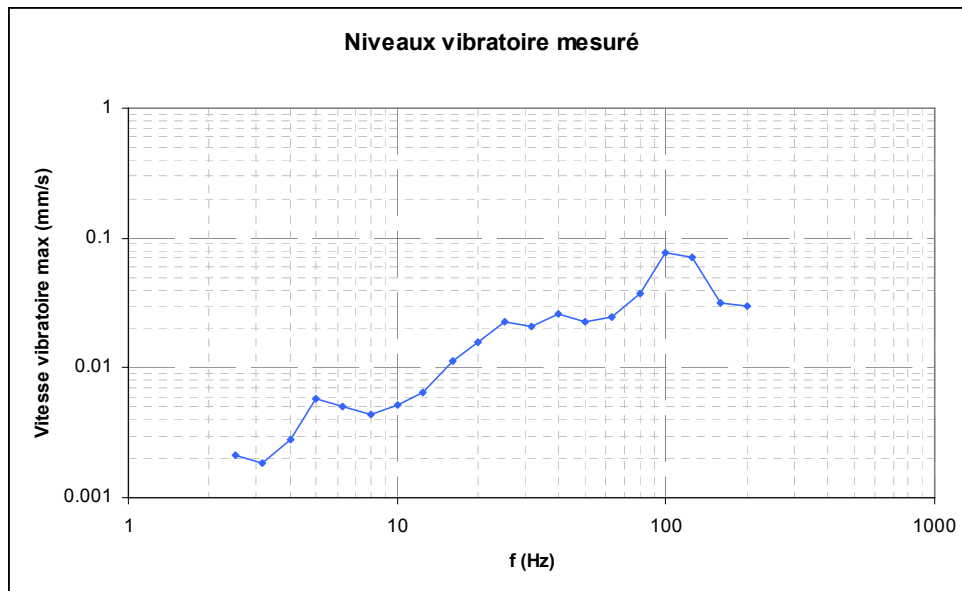


Fig. 25 – Espectro de velocidad máxima vertical media

Del conjunto de las vibraciones medidas al paso de los trenes, los valores máximos alcanzados en términos de niveles pico vienen dados en la tabla siguiente:

	Vertical	Longitudinal	Transversal
Nivel pico de velocidad vibratoria (mm/s)	1.00	2.00	3.32

Tabla 21 – Velocidad máxima medida

Se trata de niveles vibratorios importantes, ya que el umbral de percepción táctil es del orden de 0.1mm/s. Resulta por lo tanto indispensable la consideración de soluciones para reducir las vibraciones en el edificio.

7.1.3 Soluciones antivibratorias posibles

Como ya vimos precedentemente (6.1 – Posibles tratamientos del problema vibratorio), existen dos tipos de tratamientos de coste y eficacia diferentes:

- Tratamiento de la fuente emisora

El tratamiento de las vías existentes mediante la instalación de alfombras antivibratorias consigue reducir las molestias vibratorias generadas en el contacto rueda-raíl. En el caso de este proyecto, se prevé tratar la mayor parte de las vías mediante esta técnica.

La eficacia del tratamiento de las vías es variable. La frecuencia de suspensión del conjunto (vías + balasto) está normalmente comprendida entre 20 y 30 Hz.

Sin embargo, por razones técnicas relacionadas con la explotación ferroviaria, los aparatos de vía (agujas) no pueden ser tratados en todos los casos. Además, está previsto que algunas vías no sean tratadas y por lo tanto, un tratamiento complementario a nivel del edificio resulta indispensable.



▪ Tratamiento a la llegada

La construcción del conjunto T8 sobre las vías férreas necesita la instalación de una suspensión antivibratoria.

Para evitar todo fenómeno de resonancia, deberá utilizarse un sistema de apoyos de frecuencia propia lo más alejada posible de la frecuencia de las vías. Es recomendable, por lo tanto, orientarse hacia una suspensión de baja frecuencia. Es por esto que la solución de apoyar el edificio sobre apoyos elásticos es finalmente retenida.

7.1.4 Características de la solución elegida

Las ventajas de disponer de apoyos elásticos son las siguientes:

- Posibilidad de ajustar de forma independiente la rigidez y el amortiguamiento deseado.
- Posibilidad de aislar el edificio a muy bajas frecuencias.
- Posibilidad de una gran deformación del apoyo sin pérdida de sus características.
- Larga vida útil.
- Gran estabilidad de las características físicas del apoyo frente a importantes variaciones de temperatura o frente a agresiones químicas.

En la fase de concepción del proyecto, debe tenerse en cuenta que, para permitir la colocación y posible cambio de emplazamiento de los apoyos elásticos, debe preverse un margen de deformación de 10 mm. Además estos apoyos deben permanecer visitables y accesibles. Debe considerarse una altura del aparato de apoyo de aproximadamente 400 mm (Fig. 26).

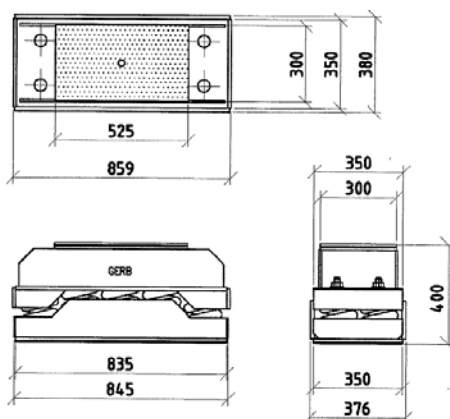


Fig. 26 – Ejemplo de apoyo elástico – Modelo GERB SU, tipo « Z »

7.1.5 Principios de concepción

El conjunto T8 está compuesto por tres bloques principales de distinto uso (Fig. 27):

- Bloque oeste: Comercios (2 niveles) y viviendas (6 niveles).
- Bloque norte: Comercios (2 niveles) y oficinas (6 niveles).
- Bloque sur: Comercios (2 niveles) y oficinas (4 niveles).

Debe señalarse que las exigencias frente a las molestias vibratorias resultan mucho más estrictas en el bloque oeste, en el que se sitúan las viviendas.

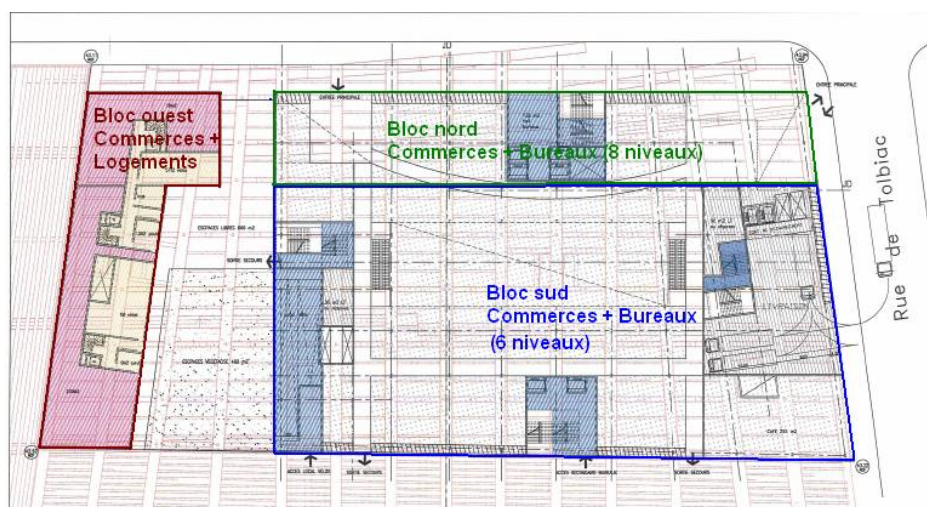


Fig. 27 – Uso y disposición de los bloques del complejo T8

▪ Forjado tipo

Para el dimensionamiento del forjado tipo, se buscaron soluciones de alta frecuencia propia con el objetivo de reducir el riesgo de resonancia con los sistemas de apoyo.

Diferentes tipos de forjados fueron analizados siguiendo tres criterios: espesor, frecuencia propia y peso por m².

Tipo de forjado	Espesor	Frecuencia propia	Peso por m ²
Forjado mixto acero - hormigón	50 + 10 = 60 cm	8.02 Hz	370 kg/m ²
Placa alveolar pretensada	DAP 24 + 5 → 30 cm en total	5.5 Hz	540 kg/m ²
Placa alveolar pretensada de frecuencia propia cercana a 8 Hz	DAP 32 + 5 → 37 cm en total	7.6 Hz	610 kg/m ²
Losa unidireccional de hormigón	40 cm	9.6 Hz	1000 kg/m ²

Tabla 22 – Tipos de forjado estudiados

La solución en losa de hormigón presenta una frecuencia propia muy satisfactoria pero resulta demasiado pesada y por lo tanto, muy limitante para transmitir los esfuerzos a la losa que cubre las vías férreas.

La placa alveolar pretensada prefabricada necesaria para la trama del proyecto es una DAP 24+5, cuyas características vibratorias no son adecuadas (5.5 Hz de frecuencia propia, valor muy cercano al a frecuencia de vibración del muelle). Por el contrario, podemos obtener una frecuencia del forjado de 7.6 Hz si se utiliza una placa de mayor espesor (DAP 32+5). El problema que se presenta en este caso es que el forjado estaría sobredimensionado y por lo tanto, las ventajas económicas de esta solución resultan menos evidentes.

La solución de forjado mixto en acero – hormigón resulta por lo tanto la solución más conveniente. Las principales ventajas son:

- Buenas características frente a criterios vibratorios.
- Ligereza frente a la solución en hormigón armado.
- Rapidez de la construcción.
- Altura de la sección del conjunto viga metálica + placa colaborante importante, si bien las conducciones pueden quedar integradas en este espesor



La solución finalmente retenida consiste en un forjado mixto con viguetas metálicas dispuestas cada 2 m de tipo HEA 500 para la trama de 10.8 m. Las vigas principales son también de tipo HEA 500 y la losa de hormigón es de 10 cm de espesor. Para la luz de 6 m, se dispondrá de una losa de hormigón de 25 cm de espesor.

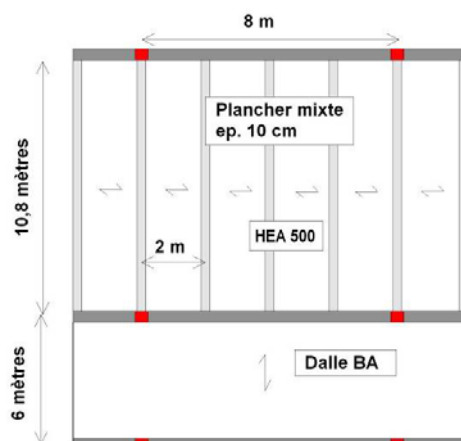


Fig. 28 – Forjado tipo

7.1.6 Análisis modal

Para el estudio de la eficacia de la solución retenida, se ha llevado a cabo un análisis modal del conjunto.

- Forjado tipo

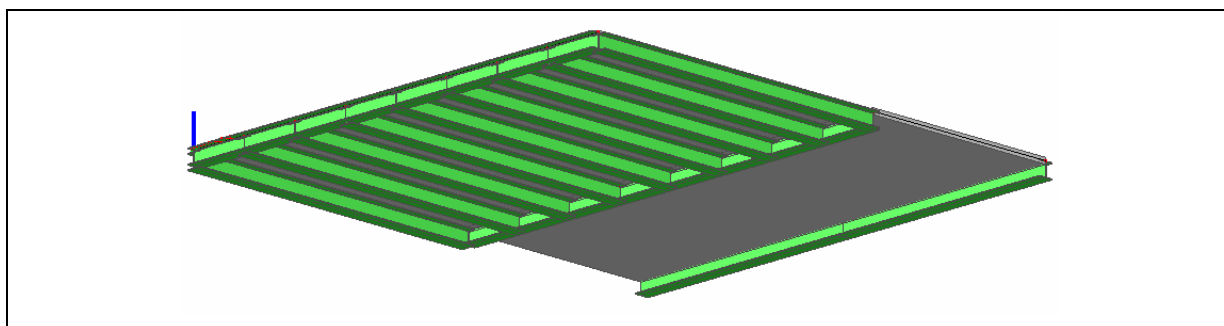


Fig. 29 – Imagen 3D del modelo de elementos finitos del forjado tipo

Las frecuencias propias de vibración del forjado tipo son:

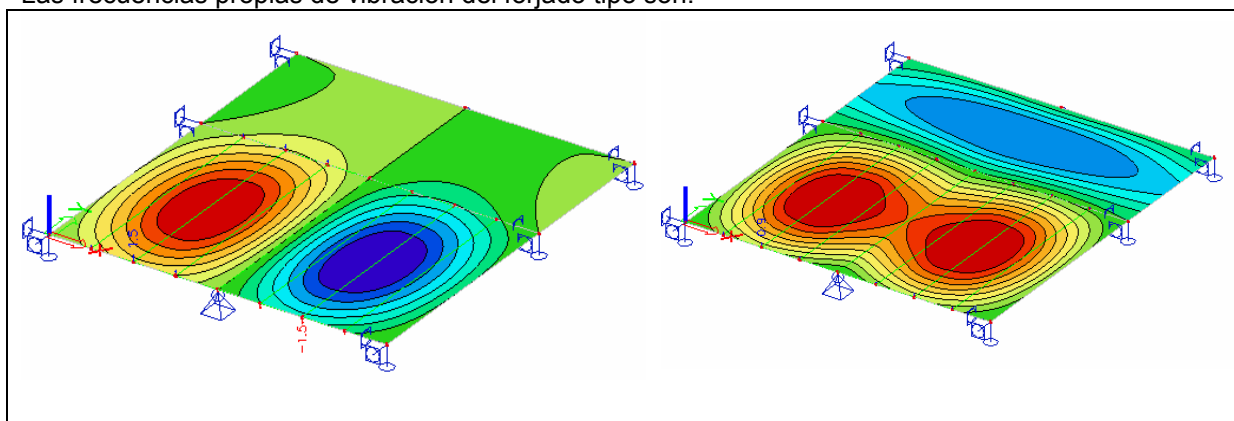


Fig. 30 – Primer modo de vibración : 7.75 Hz

Fig. 31 – Segundo modo de vibración : 7.98 Hz



- Vigas de apoyo de la losa que cubre las vías férreas

Las vigas de apoyo presentan modos de flexión a distintas frecuencias en función de la geometría y de la luz. El primer modo de flexión vertical corresponde a 7.8 Hz.

- Vibración vertical sobre los apoyos elásticos

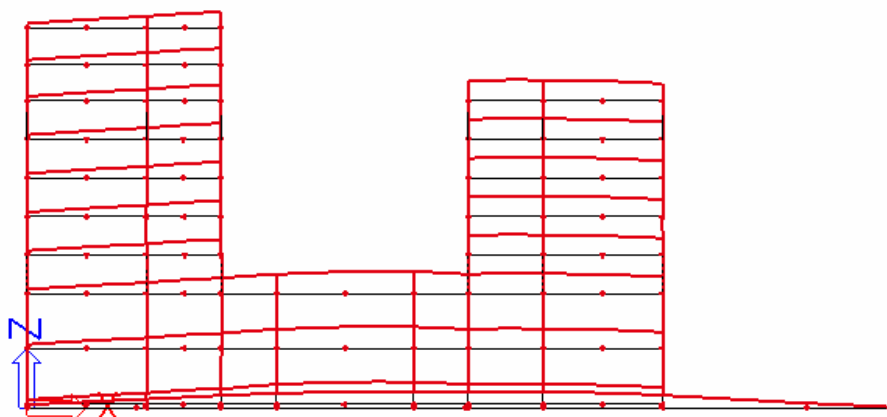


Fig. 32 – Modo de vibración vertical sobre los apoyos elásticos: 2.7 Hz

A pesar de que la rigidez de los muelles haya sido dimensionada para una frecuencia de suspensión de 3 Hz, los modos de vibración vertical aparecen a una frecuencia inferior debido a la flexibilidad de las vigas de apoyo. Por esta razón, la eficacia del aislamiento de la base del edificio será inferior a la obtenida sobre apoyos infinitamente rígidos.

7.1.7 Filtraje de los apoyos elásticos

Como hemos podido constatar mediante el análisis modal, el hecho de situar los apoyos elásticos sobre un apoyo que no es rígido (vigas de la losa que cubre las vías férreas), reduce la eficacia del aislamiento.

La siguiente figura permite la comparación de la eficacia teórica de un apoyo elástico frente a la calculada para el edificio en estudio.

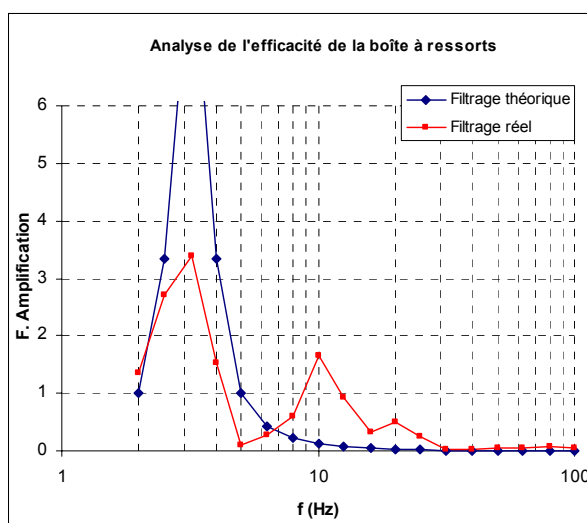


Fig. 33 – Análisis de la eficacia de los apoyos elásticos



En el caso del filtraje teórico, se observa un único valor pico que corresponde a la frecuencia de corte del apoyo elástico. En la realidad, debido a la flexibilidad de la losa de apoyo, se observa un valor máximo a 3.5 Hz (frecuencia de corte del resorte) y otros dos picos a 10 y 20 Hz (modos de vibración del conjunto viga de apoyo y forjado de la planta baja del edificio).

A pesar de esta reducción de la eficacia de la solución y teniendo en cuenta la naturaleza de las vibraciones, la utilización de los apoyos elásticos resulta la solución adecuada para el correcto funcionamiento del edificio frente a criterios vibratorios.

7.1.8 Estimación de la respuesta vibratoria

El modelo de elementos finitos del conjunto T8 ha sido utilizado para determinar las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) entre las infraestructuras (apoyos elásticos sobre las vigas de soporte) y los distintos niveles de forjado.

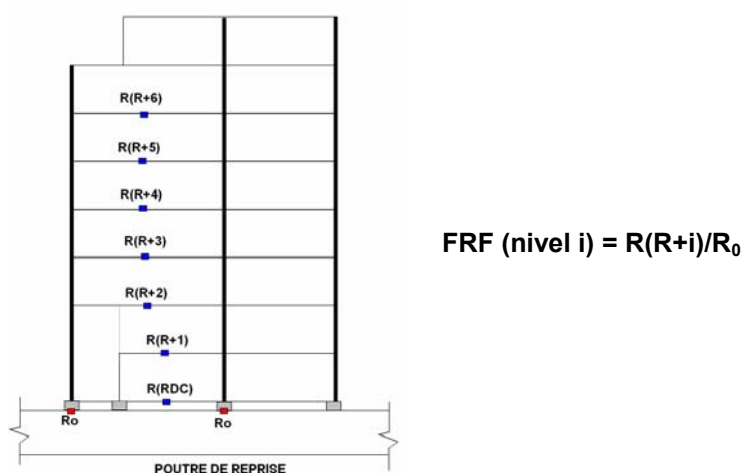


Fig. 34 – Principio de cálculo de FRF

En el estudio realizado, la FRF representa la relación entre la respuesta en el punto en el que se sitúa el vientre del modo principal de vibración del forjado y el punto de unión del resorte con la viga de apoyo.

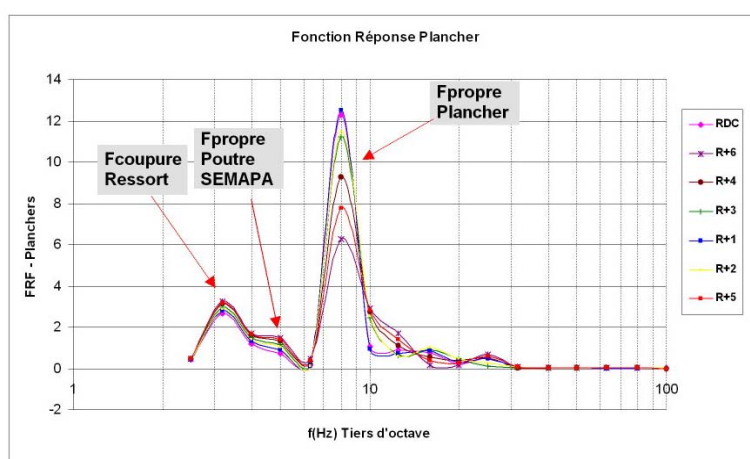


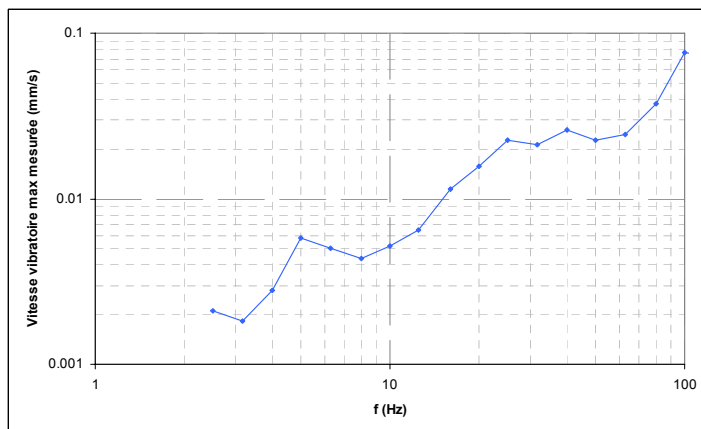
Fig. 35 – Función de respuesta en frecuencias (FRF) en los distintos niveles

Para la frecuencia correspondiente a la vibración propia de los forjados (ver Fig. 35), se observa una disminución de la intensidad de la vibración en función de la altura del forjado. Así, los niveles más cercanos a la losa de apoyo sufrirán vibraciones más importantes que los niveles superiores.

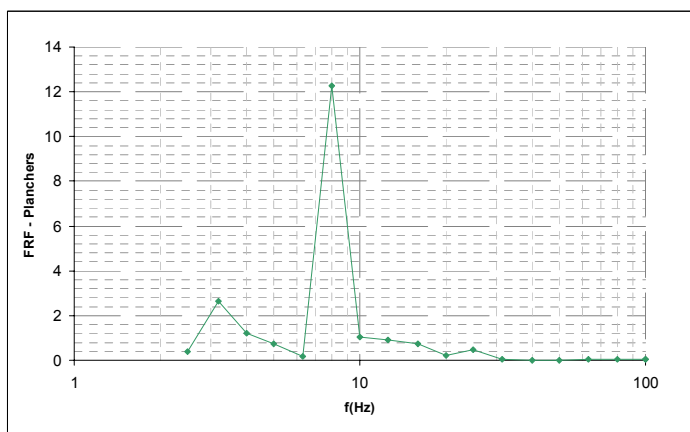


La velocidad vibratoria provisional puede calcularse multiplicando término a término el espectro de velocidad vibratoria medida al paso de los trenes (ver Fig. 25) y la FRF calculada (ver Fig. 35). El principio seguido para la estimación de la respuesta vibratoria se muestra en la Fig. 36.

Espectro de velocidad medido



FRF calculada (nivel de planta baja)



Estimación del espectro de respuesta

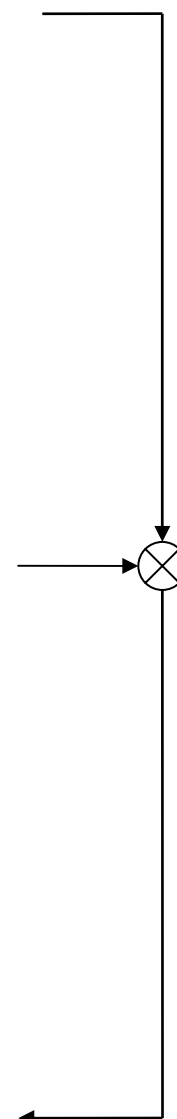
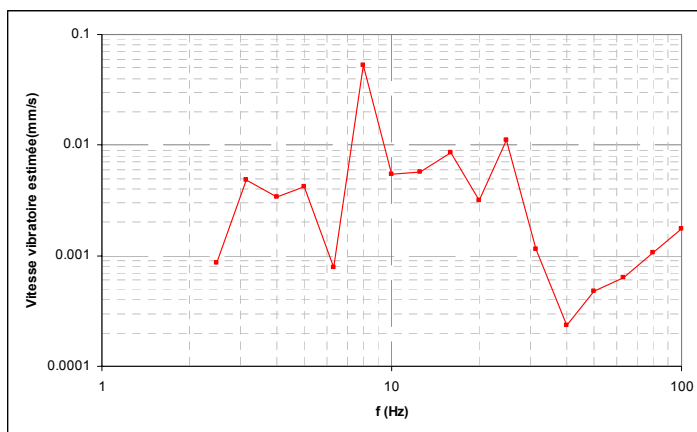


Fig. 36 – Principio de la estimación de la respuesta vibratoria : ejemplo nivel planta baja.



Los niveles vibratorios estimados a la altura de la planta baja y en el primer nivel destinado a viviendas (PB+2) son:

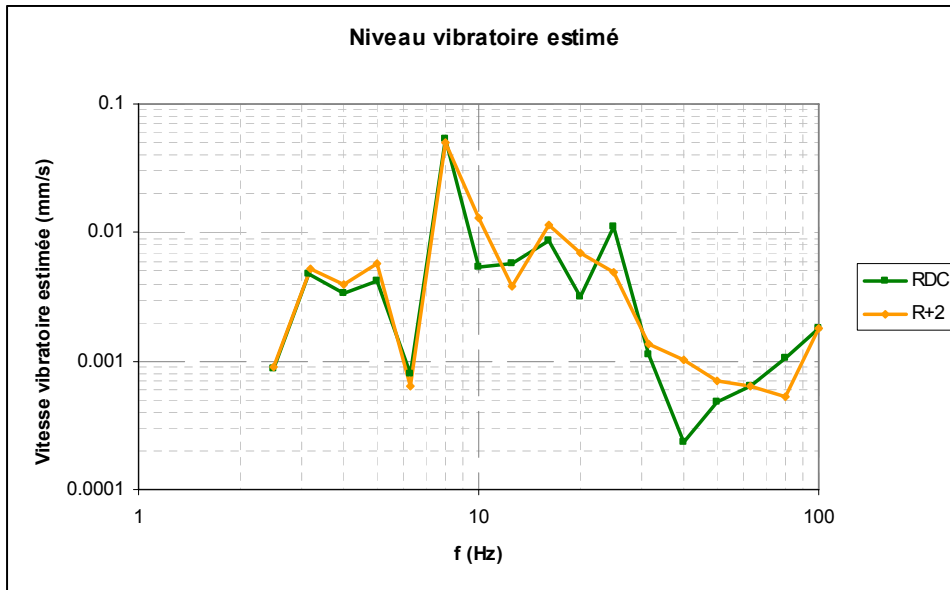


Fig. 37 – Nivel vibratorio estimado en los niveles PB y PB+2

7.1.9 Aceptabilidad de la vibración obtenida

La vibración obtenida es comparada con el criterio de aceptación de la norma ISO 2631/2 [9].

A falta de una recomendación específica para las actividades de comercio, el espectro de velocidad vibratoria calculado en el nivel PB es comparado con el criterio “oficina” de la citada norma.

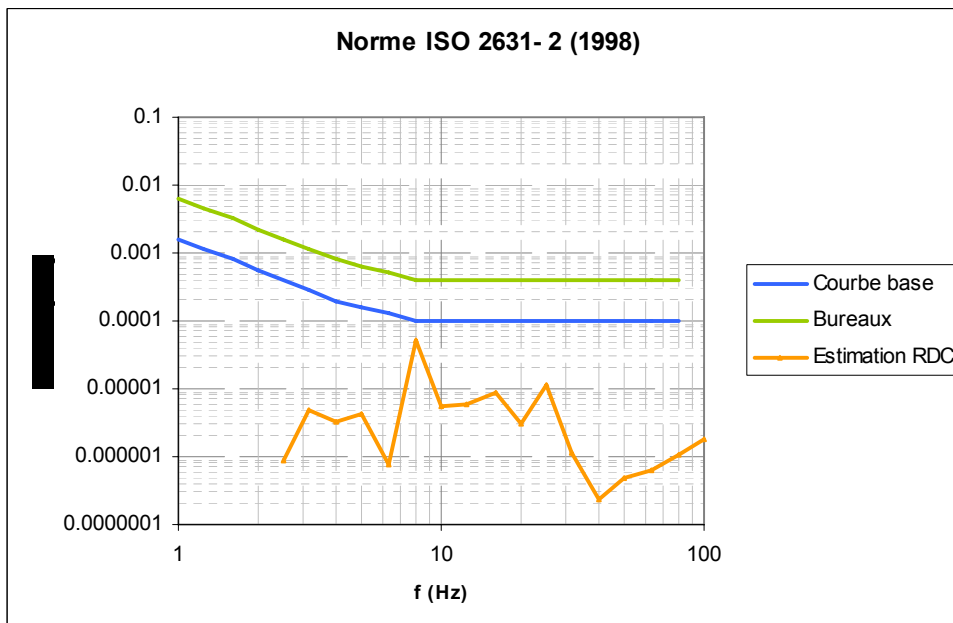


Fig. 38 – Aceptación de las vibraciones según ISO 2631-2 en los comercios (PB)



El espectro de velocidad vibratoria calculado en el nivel PB+2 es comparado a continuación con el criterio de “vivienda en periodo nocturno”.

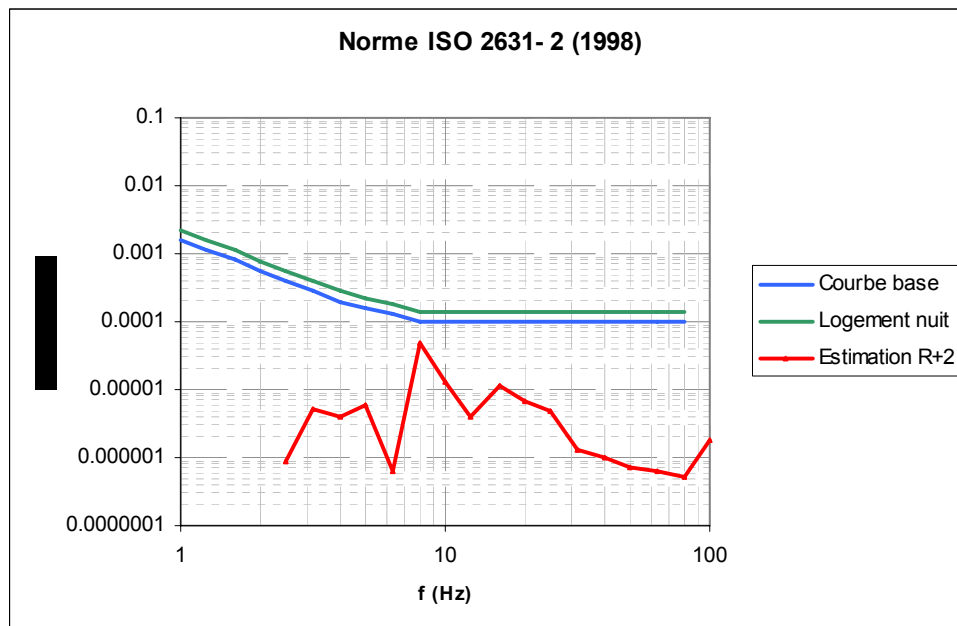


Fig. 39 – Aceptación de la vibración según ISO 2631-2 en las viviendas (PB+2)

7.1.10 Conclusiones

Los niveles vibratorios calculados en los forjados de comercios y viviendas son cercanos al umbral de percepción definido por la norma ISO 2631/2 [9] a partir de la curva base. Por lo tanto, estas vibraciones podrían ser perceptibles por los usuarios pero no deberían constituir una molestia táctil significativa tanto para las actividades de comercio y oficinas como para las de viviendas.



7.2 FUNDACIÓN LOUIS VUITTON PARA LA CREACIÓN

7.2.1 *Presentación del proyecto*

La sociedad “Setec Bâtiment” participa actualmente en el proyecto “Fundación Louis Vuitton para la Creación” junto con el arquitecto Frank Gehry. La obra, que cuenta con aproximadamente 4500 m², será construida en el Jardin d’Acclimatation de París.



Fig. 40 – Fundación Louis Vuitton para la Creación

7.2.2 *Análisis del problema vibratorio*

Debido a las grandes luces y al bajo amortiguamiento de los forjados de las galerías de exposición de la Fundación, existe un riesgo importante de que los visitantes induzcan vibraciones importantes al andar. Por otra parte, la presencia de maquinaria giratoria en los locales técnicos puede también generar vibraciones inaceptables en los forjados.

Para poder evaluar de forma independiente estos dos problemas vibratorios en los que el origen es bien diferente, se han llevado a cabo dos modelizaciones por elementos finitos:

- Forjado tipo: Modelo del forjado de una galería de exposición tipo. Debido a las grandes luces, estos forjados pueden entrar en resonancia bajo la acción de caminar de los visitantes.
- Forjado de la galería #9: Esta galería presente la particularidad de soportar un local técnico. Además de los efectos inducidos por el andar de los peatones, deberá estudiarse el efecto de las vibraciones inducidas por la maquinaria presente en el local técnico.

7.2.3 *Análisis vibratorio de un forjado tipo*

7.2.3.1 Análisis modal

El modelo en elementos finitos ha sido realizado con Ansys 10.0 (Fig. 41). Para el cálculo de las frecuencias propias del forjado, un porcentaje del 20% de las cargas de explotación ha sido considerado como carga cuasi-permanente.



Las frecuencias propias de vibración del forjado obtenidas son mostradas en la tabla a continuación:

Número	Freq. [Hz]	Masa movilizada [%]	Masa movilizada [t]
1	5.14	73.92	418.43
2	8.78	1.65	9.34
3	14.25	1.43	8.11

Tabla 23 – Frecuencias propias de vibración del forjado tipo

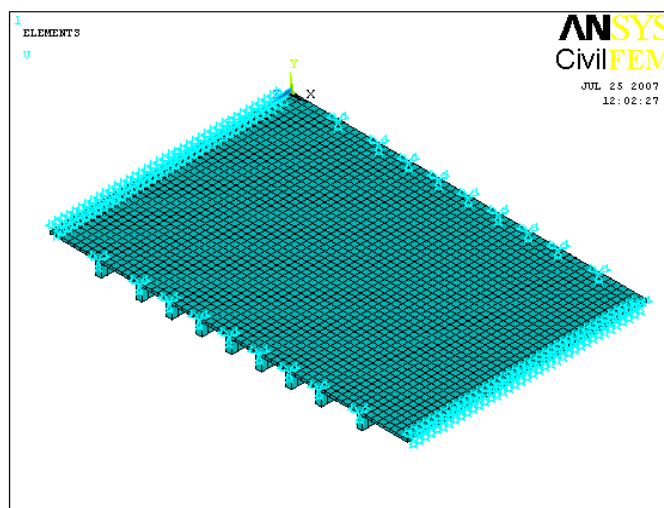


Fig. 41 – Modelo de elementos finitos del forjado tipo

Las deformadas modales de los primeros modos de vibración del forjado son:

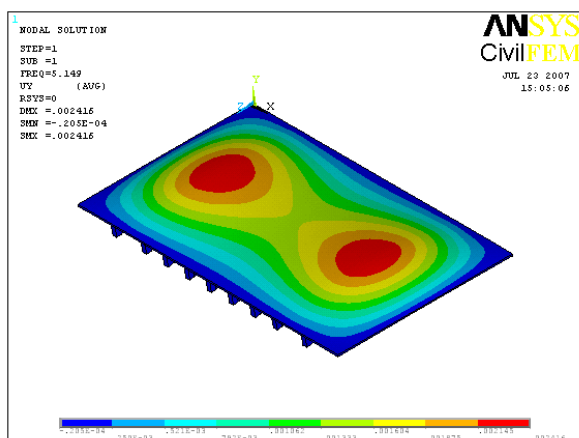


Fig. 42 – Primer modo de vibración del forjado
 $f = 5.14$ Hz

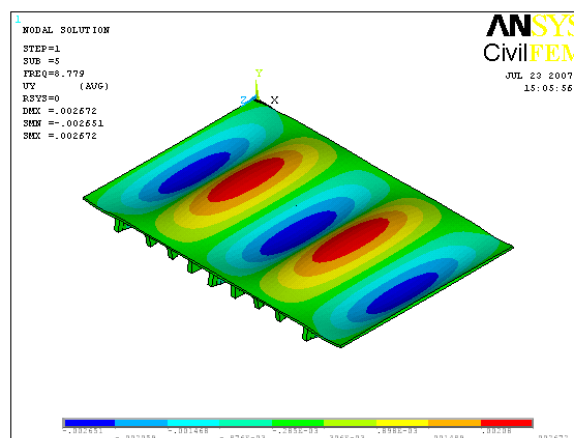


Fig. 43 – Segundo modo de vibración del forjado
 $f = 8.78$ Hz

Se observa que la frecuencia del primer modo de vibración del forjado (5.14 Hz) es bastante cercana a la banda de frecuencias del andar (de 1.6 a 2.4 Hz). Más concretamente, el forjado puede entrar en resonancia con el segundo armónico del andar (3.2 a 4.8 Hz). Es por esta razón, que un cálculo más exhaustivo resulta indispensable.



7.2.3.2 Amortiguamiento interno del forjado

La cuantificación del amortiguamiento interno de una estructura resulta muy difícil de determinar (ver 2.3.3). En este caso, se considerará el valor propuesto por la norma ISO 10137:1992 [10]. Se utilizará por lo tanto un valor de la tasa de amortiguamiento crítico de 1.3%.

Type of floor	Range of spans for damping ratios given m	Damping ratio ζ (% of critical)		
		Typical range	Extreme range	Values for preliminary design of bare floors
Steel joist/concrete slab simply supported	9 to 15	0,8 to 3,0	0,6 to 7,4	1,3
Steel joist/concrete slab, continuous slab construction across walls	4 to 8	1,0 to 5,0	0,8 to 8,6	1,5
Fully composite steel beams with shear connectors to concrete slab	6 to 20	1,5 to 5,0	0,5 to 8,0	1,8
Prestressed concrete, precast	2 to 15	0,8 to 3,0	0,5 to 6,5	1,3
Reinforced concrete, monolithic	5 to 15	1,0 to 3,0	0,6 to 5,0	1,5
Wood joist floors	2 to 9	1,5 to 4,0	1,0 to 5,5	2,0

Tabla 24 – Amortiguamiento interno para forjados ISO 10137 :1992 [10]

7.2.3.3 Métodos simplificados propuestos por las guías de cálculo

En un primer lugar, para conocer una primera estimación de las aceleraciones inducidas por los peatones en el forjado, se han consultado los métodos simplificados propuestos por las distintas guías de cálculo (ver Tabla 8).

Puesto que cada método propone valores distintos del amortiguamiento interno de la estructura, se ha considerado un amortiguamiento mínimo correspondiente a forjados vacíos exentos de mobiliario (forjado A según la nomenclatura de la Tabla 8).

Los valores de aceleración máxima obtenidos con los distintos métodos son:

SCI (1989) [13]	SCI (2003) [8]	AISC [8]	CSA [7]	CTE [4]	CEB [3]
0.014 m/s ²	0.029 m/s ²	0.023 m/s ²	0.033 m/s ²	0.061 m/s ²	0.032 m/s ²

Tabla 25 – Aceleraciones máximas obtenidas con los métodos simplificados

Se observa que la mayor parte de las guías proponen valores de la aceleración máxima comprendidos entre 0.023 m/s² y 0.033 m/s². Solamente los métodos del SCI y del CTE dan valores diferentes.

En el caso del método del SCI, esta diferencia es debida a que la fuerza considerada en el cálculo (240 N) es muy inferior a la inducida por una persona con una masa de 75 kg (735 N). Cabe remarcar, sin embargo, que este valor fue modificado en la actualización del método propuesta en 2003. Con esta modificación, el valor de la aceleración obtenido es mucho más cercano al del resto de métodos.

En cuanto a la norma CTE, se observa que, a pesar de que el cálculo de la aceleración sigue un método muy similar del propuesto por la CEB, cada una de estas guías propone valores de masa modal muy diferentes (ver Tabla 8). Así, el método del CTE propone que la masa modal es proporcional a la distancia entre vigas, mientras que el CEB considera que es proporcional al espesor de la losa de hormigón. Por otra parte, la guía del SCI en el caso de respuesta transitoria del forjado, considera que la masa modal es proporcional al mínimo de estas dos variables (separación – espesor).

Esta diferencia entre los métodos español y francés deriva de las distintas prácticas en la construcción mixta de ambos países. Por lo general, en la construcción francesa se dimensionan



forjados mixtos de menor espesor de la losa de hormigón, convirtiéndose ésta en la variable determinante para el cálculo de la masa modal del forjado.

Tras haber calculado la aceleración del forjado a partir de los métodos simplificados, evaluaremos a continuación la aceptación de los valores obtenidos.

- SCI (1989) [13]

El criterio de aceptación propuesto por esta guía es el recogido en la norma inglesa BS 6472 (1992) [8] (ver 5.4.2). Esta norma fija como aceleración máxima admisible un valor de 0.028 m/s^2 , que es inferior al obtenido (0.014 m/s^2). La vibración del forjado es por lo tanto, aceptable.

- SCI (2003) [8]

Este método evalúa la aceptación de la aceleración del forjado a partir de la norma ENV 1991-5 (1998) [6] (ver 5.4.4).

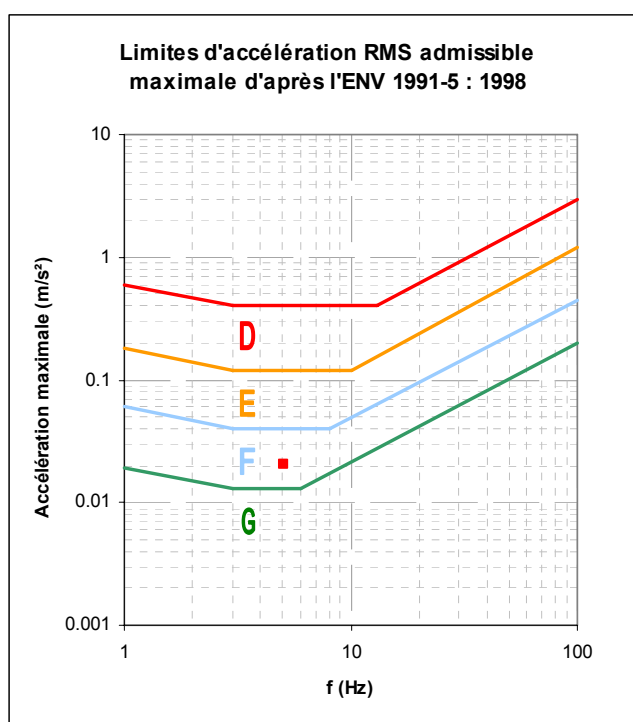


Fig. 44 – Aplicación del criterio de aceptación de la norma ENV 1991-5 [6]

Puesto que el forjado analizado es clasificado en la categoría F, la vibración es considerada como apenas perceptible admitiéndose una presencia de personas en el forjado de larga duración.

- AISC [8]

Esta guía de cálculo propone un valor máximo de la aceleración de 0.5% de la gravedad para los forjados de oficinas y viviendas. Ya que la aceleración obtenida (0.023 m/s^2) corresponde a un 0.23% de la gravedad, la vibración verifica el criterio de aceptación.



- CSA [7], CTE [4] et CEB [3]

Estas tres guías de cálculo proponen como criterio de aceptación el correspondiente al CSA (ver 5.4.5). Se observa que, a pesar de que la aceleración obtenida por el CTE [4] es muy superior a la del resto de guías, el criterio es verificado con un amortiguamiento mínimo del forjado (el correspondiente a forjados vacíos).

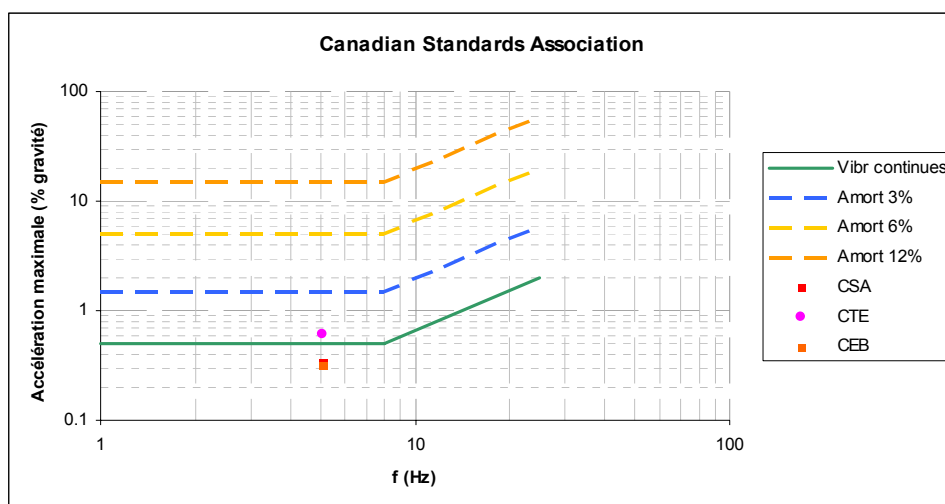


Fig. 45 – Aplicación del criterio de aceptación de la norma CSA [7]

Tras haber analizado el forjado con las distintas aproximaciones de las guías de cálculo y puesto que en todos los casos se verifican los criterios de aceptación correspondientes, puede concluirse que el forjado no presentará vibraciones excesivas bajo el efecto de los peatones.

Sin embargo, puesto que estos cálculos resultan aproximativos y dado que existen métodos más precisos que evalúan el efecto de un grupo de peatones, se realizarán a continuación cálculos más exhaustivos.

7.2.3.4 Modelos para la consideración de varios peatones

Para evaluar el efecto de un grupo de peatones, se utilizarán los modelos propuestos por la AFGC (Association Française de Génie Civil) y el del Anejo Francés al EC3 (ver 3.2.2.2).

- Método propuesto en el Anejo Francés al EC3 [12]:

o Caso de carga 1: Fuerza puntual

La fuerza, que corresponde a la ejercida por un pequeño grupo de personas que solicitan la estructura a su frecuencia propia, es de la forma:

$$(Ec 11) \quad F = 3 \cdot F_{\text{peíeton}} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot 0,7 \cdot \Psi \text{ en N}$$

En este caso,

$$f = 5.1 \text{ Hz}$$

$$\psi = 0.1 \text{ (ver Fig 6)}$$

Así, la fuerza fija (en el espacio) que debe aplicarse en el vientre de la deformada modal vale:

$$(Ec 22) \quad F = 58.8 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 5.1 \cdot t) \text{ en N}$$



A partir de la deformada modal del forjado, se identifica el punto en el que tiene que aplicarse la fuerza para el cálculo de la aceleración del forjado.

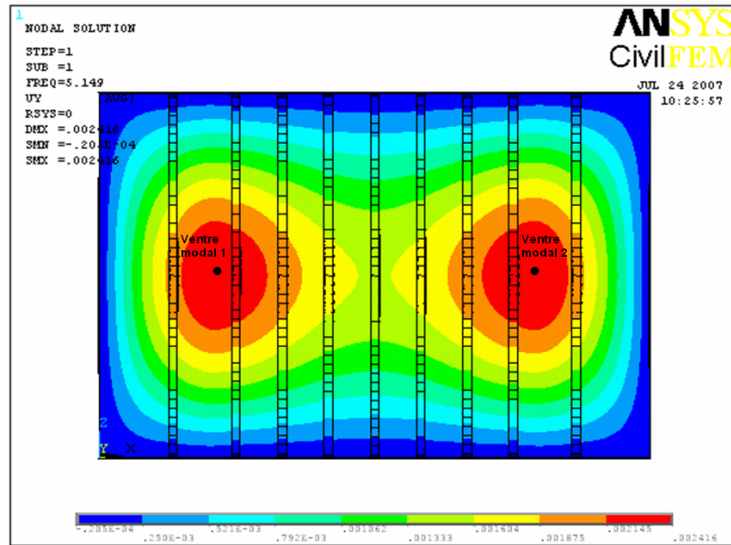


Fig. 46 – Ventre de la deformada modal

Para el cálculo de la aceleración, se ha realizado un cálculo harmónico (ver 10.1 Alternativas al cálculo temporal). El desplazamiento máximo del forjado se sitúa en el vientre de la deformada modal (Fig. 47) y tiene un valor de $0.279 \cdot 10^{-4}$ m.

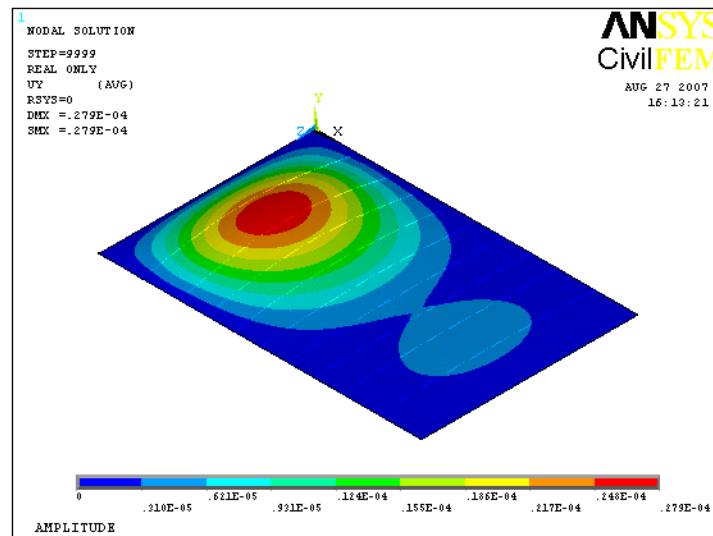


Fig. 47 – Deformación máxima del forjado en el caso de carga 1 (AF al EC3)

La aceleración y la velocidad máximas del forjado son por lo tanto:

$$f = 5.14 \text{ Hz} \quad u = 2.79 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} v = (2 \cdot \pi \cdot f) \cdot u & v = 9.01 \cdot 10^{-4} \text{ m/s} \\ a = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot u & a = 0.029 \text{ m/s}^2 \end{cases}$$



o Caso de carga 2: Fuerza repartida

La fuerza, que corresponde a una densidad de peatones de 0.4 personas/m², es de la forma:

$$(Ec\ 12) \quad F = d \cdot F_{1\text{piéton}} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot 10,8 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{N}} \cdot \Psi \text{ en N/m}^2$$

En este caso,

$$d = 0.4 \text{ personas/m}^2$$

$$N = 238.4$$

$$f = 5.1 \text{ Hz}$$

$$\zeta = 1.3\%$$

$$\psi = 0.1 \text{ (ver Fig 6)}$$

La fuerza repartida que debe aplicarse vale por lo tanto:

$$(Ec\ 23) \quad F = 0.57 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 5.1 \cdot t) \text{ N/m}^2$$

A partir de un cálculo harmónico obtenemos la aceleración y la velocidad máximas del forjado:

$$f = 5.14 \text{ Hz} \quad u = 3.37 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} v = (2 \cdot \pi \cdot f) \cdot u & \mathbf{v = 1.09 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}} \\ a = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot u & \mathbf{a = 0.0352 \text{ m/s}^2} \end{cases}$$



- Método propuesto por la AFGC (Association Française de Génie Civil) [1] :

La guía de la AFGC propone diferentes casos de carga en función de la frecuencia propia de la estructura y del nivel de frecuentación previsto. Ya que el cálculo a realizar depende fuertemente de esta última consideración y que ésta está basada en criterios subjetivos, se llevarán a cabo los cálculos correspondientes a las dos posibles clases de pasarela y se compararán posteriormente los resultados obtenidos.

o Características del cálculo

El método propone calcular la frecuencia propia de la estructura sumida a su peso propio y a continuación, sumida a una sobrecarga de 70kg/m² (caso equivalente a una densidad de peatones de 1persona/m²).

De entre estos dos valores de frecuencia propia, los cálculos dinámicos deben realizarse tomando la frecuencia más cercana a la banda de frecuencias características del andar (1.7 – 2.1 Hz). El cálculo modal del forjado ha proporcionado los valores de frecuencia propia siguientes:

- Bajo peso propio: $f = 5.1$ Hz
- Peso propio + sobrecarga 70 kg/m²: $f = 4.97$ Hz.

Así, la frecuencia propia de la estructura a retener para los cálculos dinámicos es la de 4.97 Hz. Siguiendo la notación de la guía del AFGC y a partir de la tabla a continuación, la estructura se clasifica en la banda 3.

Frecuencia	0	1	1.7	2.1	2.6	5
Banda 1			1.7 - 2.1			
Banda 2		1 - 1.7		2.1 - 2.6		
Banda 3					2.6 - 5	
Banda 4	0 - 1					5 - 10

Tabla 5 – Bandas de frecuencia y riesgo de resonancia

El tipo de cálculo a realizar es función del nivel de frecuentación previsto:

Clase	Banda en la que se sitúa la frecuencia propia		
	1	2	3
III	1	Ninguno	Ninguno
II	1	1	3
I	2	2	3

Tabla 6 – Caso de carga a considerar

La clasificación de la estructura en la categoría “Clase III” no precisa cálculos dinámicos. Se analizará por lo tanto, los casos de carga correspondientes a las clases II y I. De la “Tabla 7 – Variables a considerar según el caso de carga” (ver pág.15) se obtiene el valor de la carga a considerar en cada caso.

o Caso de carga 1 : Clase I

(Ec 10)

$$F = d \cdot F_{1\text{peaton}} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot N_{\text{equivalente}} \cdot \psi \text{ en N/m}^2$$

En nuestro caso

$$d = 1 \text{ persona/m}^2$$

$$N = 596$$

$$f = 4.97 \text{ Hz}$$

$$\zeta = 1.3\%$$

$$\psi = 0.036$$



La fuerza repartida a aplicar tiene por lo tanto un valor de:

$$(Ec\ 24) \quad F = 0.192 \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot 4.97 \cdot t) \text{ N/m}^2$$

Mediante un cálculo harmónico se obtiene la aceleración máxima del forjado:

$$f = 4.97 \text{ Hz} \quad u = 1.14 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} v = (2 \cdot \pi \cdot f) \cdot u & \mathbf{v = 3.56 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}} \\ a = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot u & \mathbf{a = 0.011 \text{ m/s}^2} \end{cases}$$

o Caso de carga 2: Clase II

$$(Ec\ 10) \quad F = d \cdot F_{1\text{peaton}} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \cdot N_{\text{equivalente}} \cdot \psi \text{ en N/m}^2$$

En nuestro caso,

$$d = 0.8 \text{ personas/m}^2$$

$$N = 477$$

$$f = 4.97 \text{ Hz}$$

$$\zeta = 1.3\%$$

$$\psi = 0.036$$

La fuerza repartida a considerar para el cálculo dinámico vale:

$$(Ec\ 25) \quad F = 0.114 \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot 4.97 \cdot t) \text{ N/m}^2$$

La aceleración y la velocidad máximas del forjado se obtienen mediante un cálculo harmónico:

$$f = 4.97 \text{ Hz} \quad u = 6.75 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} v = (2 \cdot \pi \cdot f) \cdot u & \mathbf{v = 2.11 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}} \\ a = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot u & \mathbf{a = 0.0066 \text{ m/s}^2} \end{cases}$$

7.2.3.5 Síntesis de los resultados obtenidos

Las aceleraciones obtenidas a partir de los distintos modelos de cálculo son:

Métodos simplificados (ver Tabla 25)	Anejo Francés al EC3		AFGC	
	Caso de carga 1: Fuerza puntual	Caso de carga 2: Fuerza repartida	Caso de carga 1: Clase II	Caso de carga 2: Clase I
$a_{\text{media}} = 0.029 \text{ m/s}^2$	$v = 9.01 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$	$v = 10.9 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$	$v = 3.56 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$	$v = 2.11 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$
	$a = 0.029 \text{ m/s}^2$	$a = 0.0352 \text{ m/s}^2$	$a = 0.011 \text{ m/s}^2$	$a = 0.0066 \text{ m/s}^2$

Tabla 26 – Síntesis de las aceleraciones del forjado solicitado al andar de los peatones

Se observa que la aceleración obtenida con el método propuesto por la AFGC es muy inferior a la obtenida mediante los cálculos simplificados y el método del Anejo Francés al Eurocódigo. De hecho, la fuerza harmónica a considerar según la AFGC para el cálculo de la aceleración es muy inferior a la propuesta por el Anejo Francés. Esta diferencia es principalmente debida a que el valor del coeficiente reductor ψ que evalúa la probabilidad de que un pequeño grupo de personas solicite la estructura a su frecuencia propia, es del orden de tres veces inferior en el caso de cálculo de la AFGC



respecto al del Anejo Francés⁹. En consecuencia, la aceleración obtenida con los cálculos de la AFGC es tres veces inferior a la del Anejo Francés.

Ha de remarcarse que el método de la AFGC ha sido concebido para el análisis vibratorio de pasarelas peatonales. A la vista de los resultados obtenidos, puede concluirse que la aplicación directa del método propuesto por la AFGC no evalúa correctamente las aceleraciones en los forjados.

7.2.3.6 Aceptabilidad de la vibración

Para evaluar la aceptación de la vibración, se utilizará el criterio propuesto por la ISO 2631/2 [9]. Así se verificará que la velocidad y la aceleración del forjado no sobrepasan los límites aceptables para la situación “oficina”.

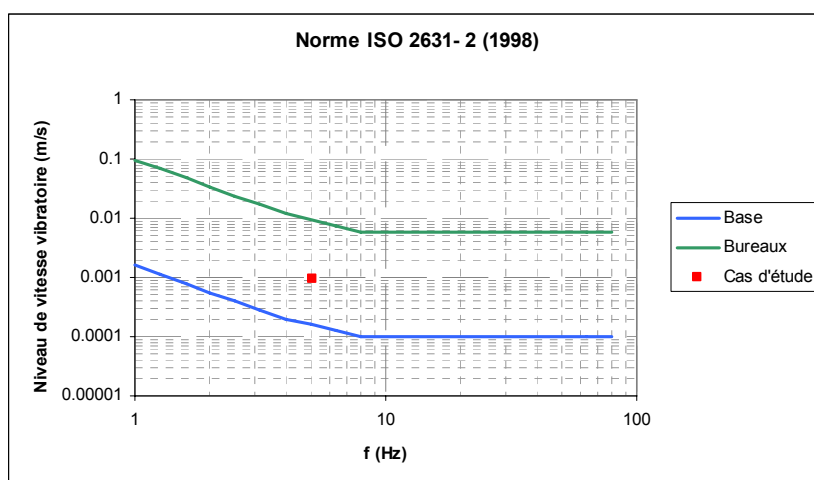


Fig. 48 – Aceptabilidad de la vibración según la norma ISO 2631-2 – Criterio de velocidad

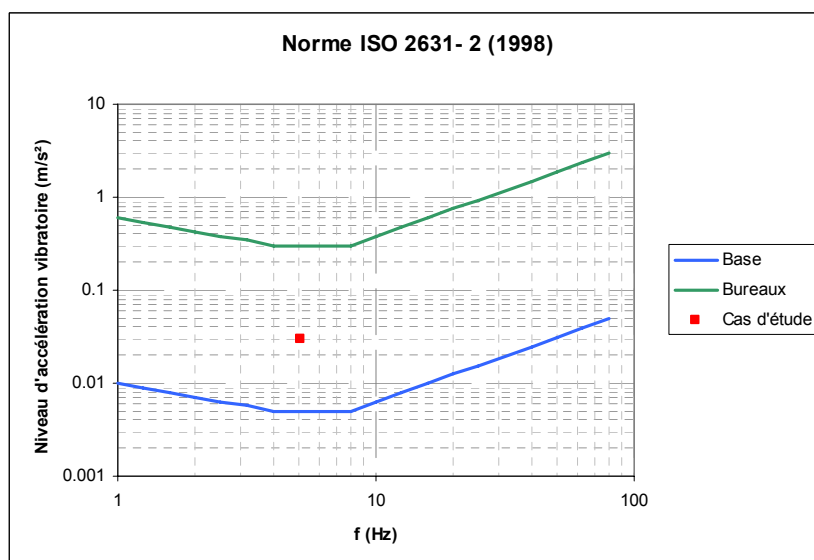


Fig. 49 – Aceptabilidad de la vibración según la norma ISO 2631-2 – Criterio de aceleración

Puesto que los dos criterios de aceptación son respetados, puede considerarse que el forjado no presentará vibraciones importantes que puedan producir molestias a los visitantes de las galerías de exposición.

⁹ En el caso estudiado, $\psi = 0.036$ según la AFGC, mientras que según el Anejo Francés al EC3, $\psi = 0.1$.



7.2.4 Análisis vibratorio del forjado de la galería # 9

La particularidad que presenta esta galería de exposición es que soporta un local técnico. Así, las vibraciones generadas por los equipamientos técnicos situados en el nivel inferior pueden inducir vibraciones importantes en el nivel de la galería de exposición.

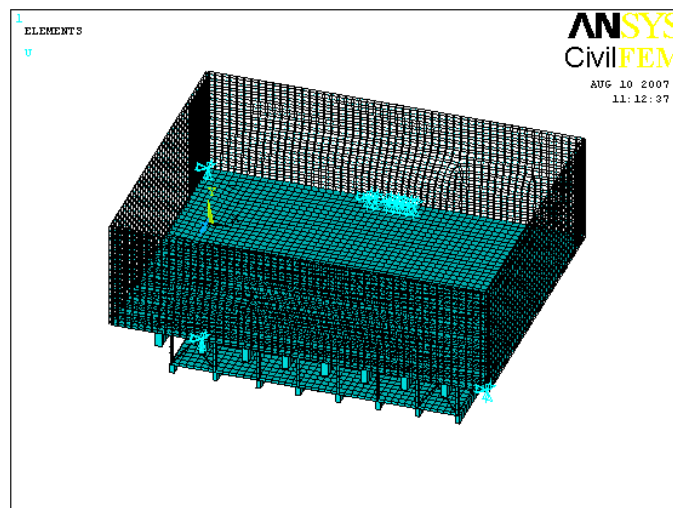


Fig. 50 – Modelo de elementos finitos del forjado de la galería # 9

7.2.4.1 Análisis modal

El modelo en elementos finitos ha sido realizado en Ansys 10.0 (Fig. 50). Para el cálculo de las frecuencias propias de vibración del forjado, un porcentaje del 20% de las cargas de explotación ha sido considerado como cuasi-permanentes.

Las frecuencias propias de vibración del forjado obtenidas en el cálculo modal son:

Número	Frecuencia [Hz]	Masa movilizada [%]	Masa movilizada [t]
1	3.16	12.26	164.87
2	3.65	16.18	217.6
3	4.27	13.15	176.78

Tabla 27 – Frecuencias propias de vibración del forjado de la galería # 9



Las deformadas modales son:

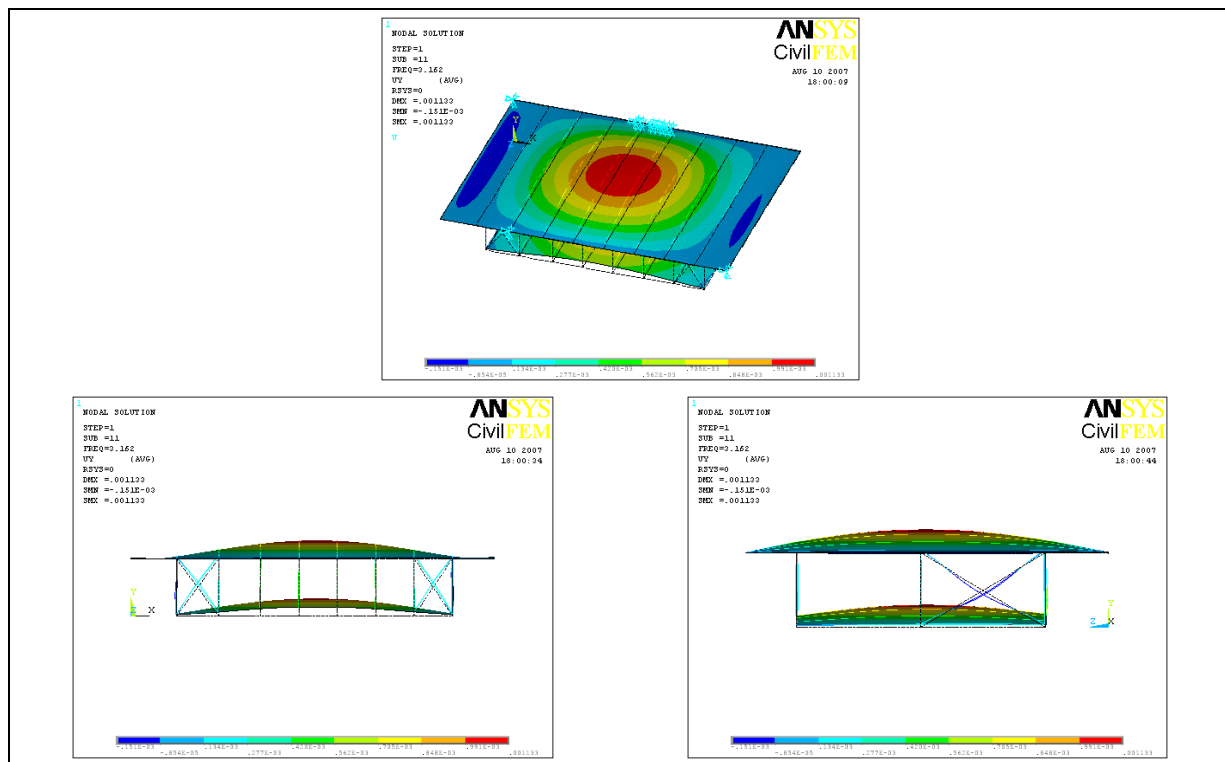


Fig. 51 – Primer modo propio ($f = 3.16$ Hz). Bombeo vertical del forjado nivel galería.

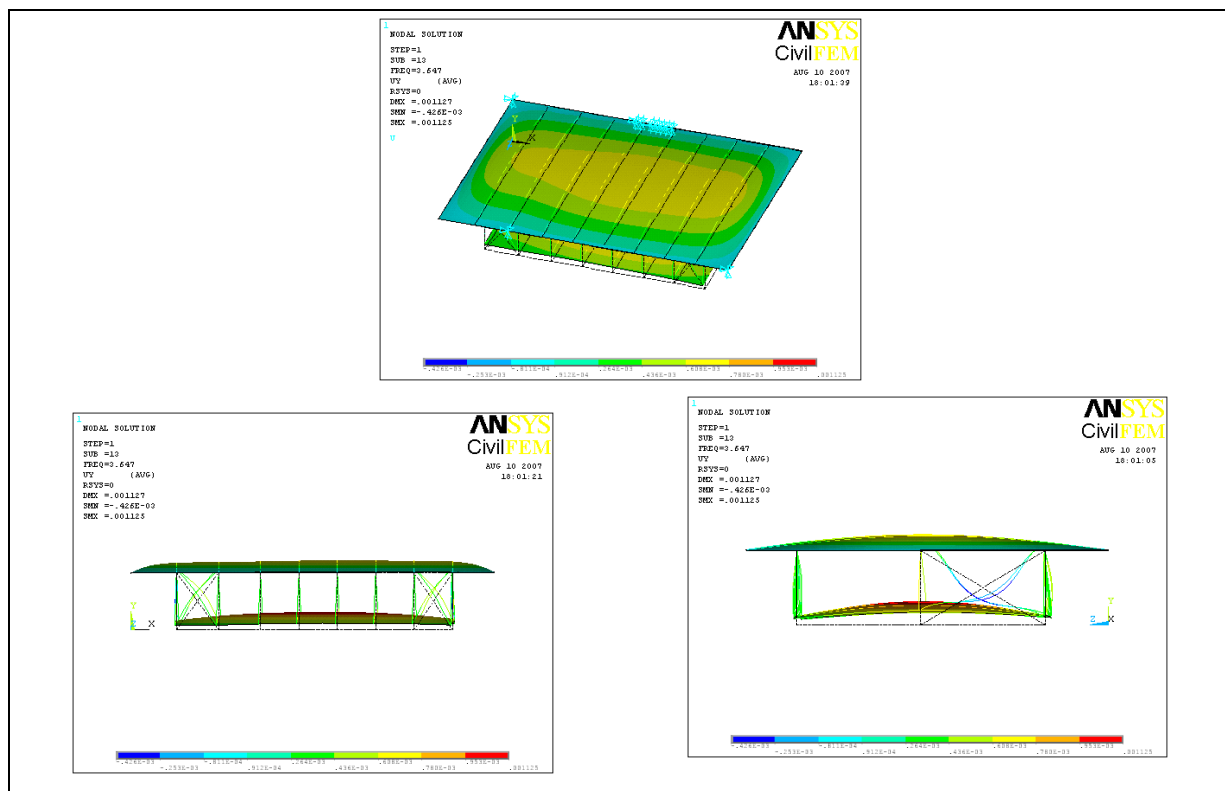


Fig. 52 – Segundo modo propio ($f = 3.65$ Hz). Bombeo vertical del forjado nivel local técnico.

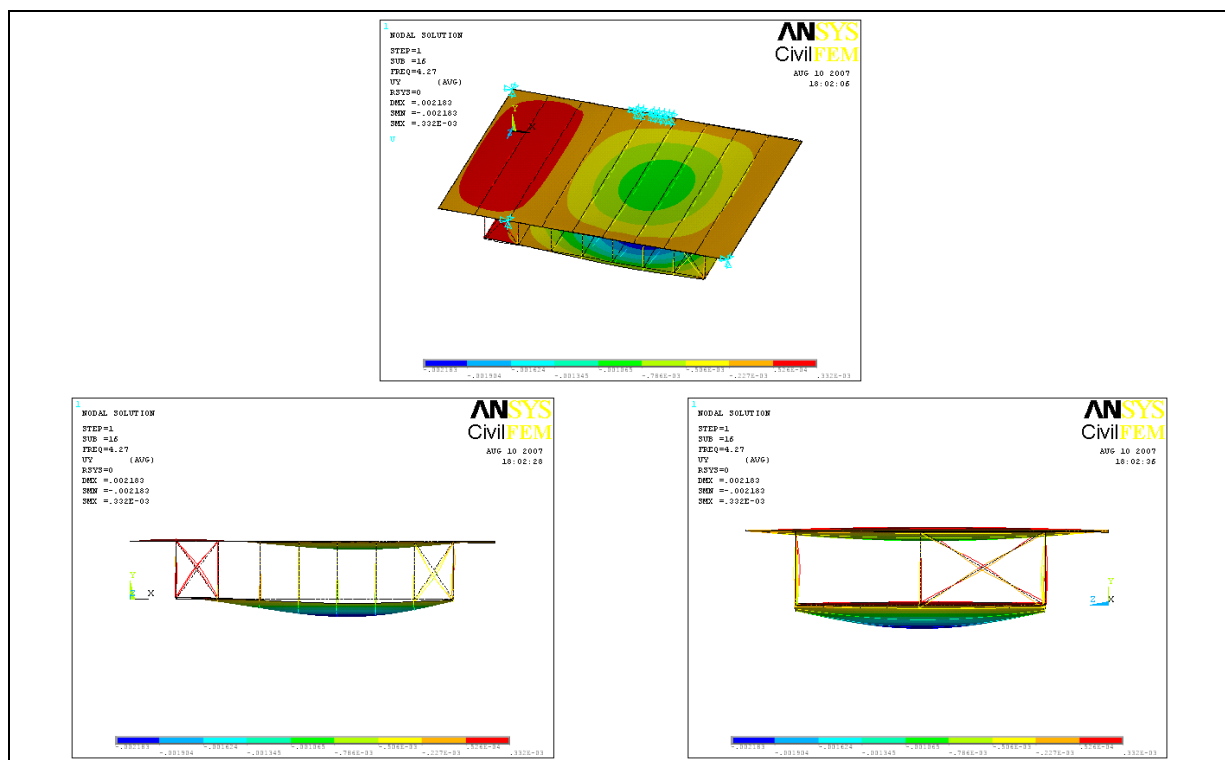


Fig. 53 – Tercer modo propio ($f = 4.27$ Hz). Doble senoide del forjado nivel galería.

7.2.4.2 Amortiguamiento interno del forjado

Como valor de amortiguamiento interno del forjado se considerará el propuesto por la norma ISO 10137:1992 [10] (ver Tabla 24). Se utilizará por lo tanto un valor del porcentaje de amortiguamiento crítico de 1.3%.

7.2.4.3 Cálculos dinámicos

Puesto que a estas alturas del proyecto no se conocen las características de la maquinaria que será instalada en los locales técnicos, se ha realizado un cálculo harmónico por bandas. Este análisis consiste en considerar una fuerza harmónica repartida en el nivel inferior del local técnico cuya frecuencia varía entre 2 y 100 Hz.

El objetivo es de evaluar la FRF (Función de Respuesta en Frecuencias) de la vibración inducida en el nivel de la galería. Siguiendo este razonamiento, se ha evaluado la aceleración del forjado del nivel superior en los vientres modales del primer y tercer modo propio.

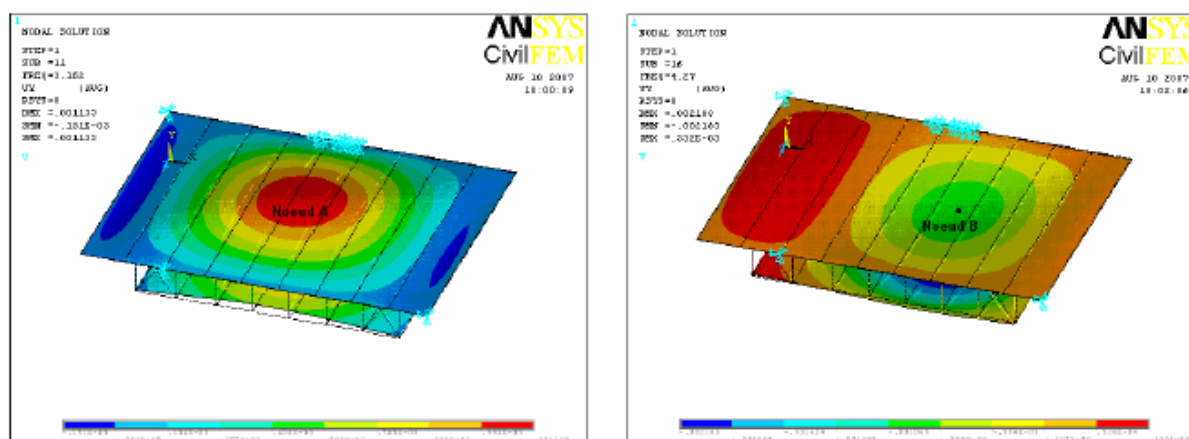


Fig. 54 – Vientres modales en los que se evalúa el nivel vibratorio

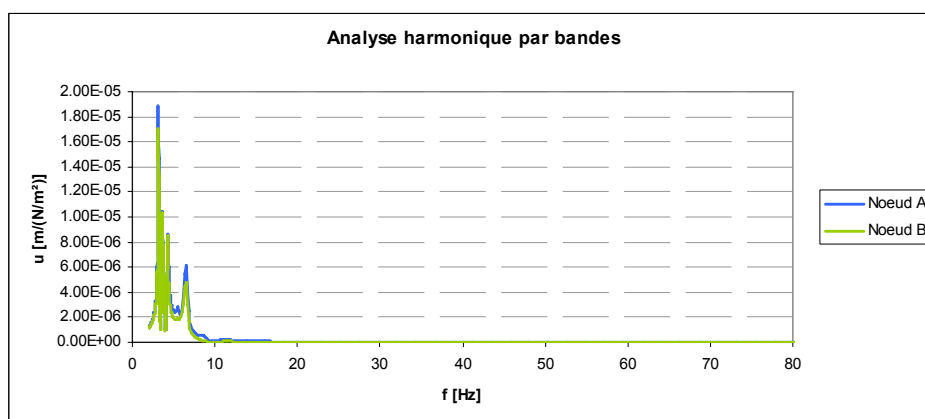


Fig. 55 – Desplazamiento de los vientres modales

Deberá verificarse que la aceleración total del forjado de la galería de exposición no sobrepase los límites aceptables. La aceleración total del forjado se obtiene a partir de la suma cuadrática de la aceleración inducida por los peatones y la correspondiente a la maquinaria.

$$(Ec\ 26) \quad a^2 = a_{\text{piétons}}^2 + a_{\text{machines}}^2 < a_{\text{limite}}^2$$

Tomando como valor límite admisible el propuesto en la norma ISO 2631/2 [9] para los forjados de oficinas, se obtiene una aceleración máxima admisible de la forma siguiente:

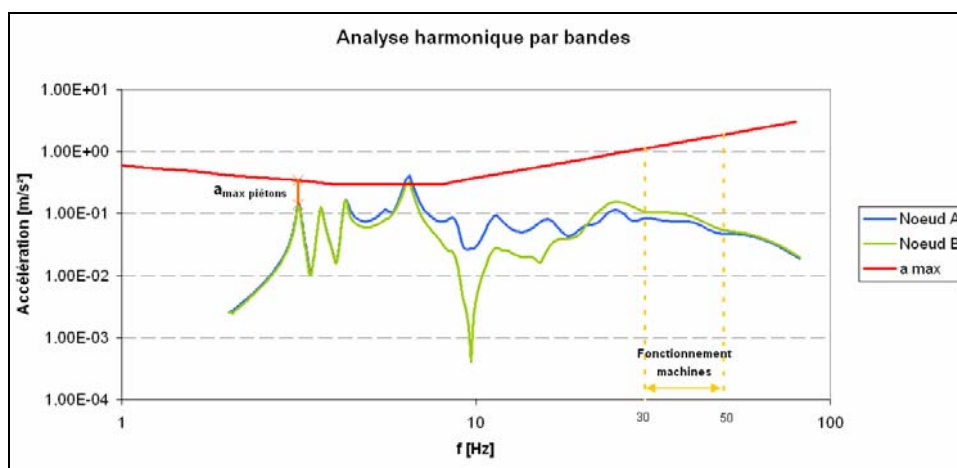


Fig. 56 – Aceleración máxima generada por la maquinaria del local técnico

Considerando que los peatones caminan a la misma frecuencia que la frecuencia propia del forjado, la aceleración máxima reservada a los peatones a la frecuencia de 3.16 Hz es de 0.311 m/s² (ver Fig. 56). Este valor resulta muy inferior al obtenido en el análisis del efecto de los peatones para el forjado tipo.

Se observa también que para la carga considerada en el nivel inferior¹⁰, (local técnico), el criterio de aceptación es sobrepasado en la banda de frecuencias comprendida entre 6 y 7 Hz. Sin embargo, hay que considerar que en el modelo de elementos finitos realizado, las disposiciones antivibratoriles que serán instaladas en los apoyos de las máquinas no han sido consideradas. Con estas medidas, los niveles vibratorios serán inferiores a los obtenidos en la modelización.

Además, aunque no conozcamos las características exactas de la maquinaria que será instalada, se sabe por experiencia que la banda de funcionamiento de las máquinas giratorias se sitúa generalmente entre 30 y 50 Hz. Esta banda de frecuencias presenta un margen mucho más importante antes de sobrepasar el límite de aceleración máxima admisible.

¹⁰ Carga considerada: 1N/m² en el nivel del local técnico



8. CONCLUSIONES

Tras el estudio vibratorio realizado, pueden concluirse recomendaciones para el dimensionamiento y concepción con el objetivo de evitar la vibración excesiva de los forjados.

A nivel de dimensionamiento de los forjados, debe distanciarse lo máximo posible la frecuencia propia de vibración de la estructura de la frecuencia de las fuerzas que la solicitan. En este sentido, las normas y guías de cálculo proponen generalmente un valor mínimo de frecuencia propia del forjado de entre 3 y 3.5 Hz. Sin embargo resulta conveniente reservar un poco de margen y retener valores mínimos de frecuencias de 4 Hz.

A pesar de todo, esta medida no garantiza la ausencia de problemas vibratorios. Solamente un correcto conocimiento de la fuente emisora de las vibraciones y más particularmente de su banda de frecuencias característica permitirá dimensionar el forjado de manera que su frecuencia propia esté lo más alejada posible de la frecuencia de excitación, impidiendo así el riesgo de resonancia.

A nivel del cálculo de las vibraciones sufridas por el forjado, hay que remarcar que el cálculo temporal resulta demasiado complejo y necesita tiempos de cálculo excesivamente largos para que su aplicación en los proyectos reales sea práctica. Sin embargo, la aplicación del método propuesto en el Anejo Francés al EC3 para el cálculo de la aceleración del forjado bajo la acción de los peatones ha puesto de manifiesto que los resultados obtenidos a partir de un cálculo harmónico son muy similares a los correspondientes al cálculo temporal. Este método, que exige un tiempo de cálculo muy inferior al del cálculo temporal, resulta por lo tanto mucho más práctico para su aplicación en los futuros proyectos.

En cuanto a los métodos simplificados para el cálculo de la aceleración de los forjados bajo la acción de los peatones, el análisis comparativo de estos cálculos simplificados con los propuestos por las normas y guías de cálculo ha mostrado una gran semejanza en los resultados obtenidos. Esta estimación resulta por tanto un método a conservar para los futuros cálculos de niveles vibratorios. Sin embargo, se observa que ciertas guías sobreestiman el valor de la aceleración (CTE, Código Técnico de la Edificación), mientras que otras subestiman el efecto inducido por los peatones (SCI 1989, Steel Construction Institute). Estos métodos deben por lo tanto, aplicarse con precaución.

Finalmente, a nivel de la aceptación de la aceleración del forjado, hay que remarcar la variedad de criterios propuestos en la normativa existente. El criterio a utilizar queda por lo tanto indeterminado, si bien la mayoría de las normas están basadas en el criterio de la norma ISO 2631/2.

En último lugar, hay que tener en cuenta que estos criterios de verificación de los niveles vibratorios no son normativos en todos los países. Así por ejemplo, el criterio de la ISO 2631/2 está incluido en la norma francesa en términos de recomendación, mientras que el criterio del CSA (Canadian Standards Association) forma parte de las verificaciones a ELS de la normativa española. Se observa así que el problema vibratorio de forjados es tratado de forma desigual en los distintos países.



9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] **AFGC**, Association Française de Génie Civil. *Evaluation du comportement vibratoire des passerelles piétonnes sous l'action des piétons*. Paris, Juin 2006, 309 p.
- [2] **BRE**, Building Research Establishment. *Vibrations: Building and Human Response*. BRE Digest 278, 983.
- [3] **CEB**, Comité Euro-International du Béton. *Vibration problems in structures – Practical Guidelines*. Lausanne, Août 1991, 249 p.
- [4] **CTE**. *Código Técnico de la Edificación*. Madrid: Ministerio de Vivienda, Mai 2006.
- [5] **DEN HARTOG**, J.P. *Mechanical vibrations*. New York: McGraw Hill, 1985, 436 p.
- [6] **ENV 1991-5: EUROCODE 1**. *Basis of design and actions on structures: Part 5: Actions induced by cranes and other machinery*. Brussels: CEN, 1998.
- [7] **FARZARD NAEIM**, Ph. D., S.E. *Design practice to prevent floor vibrations*. California: Structural Steel Educational Council, Septiembre 1991, 25 p.
- [8] **HICKS, S.J., BROZZETTI, J., REMY, B., LAWSON, R.M.** Dimensionnement des planchers mixtes acier béton vis-à-vis des vibrations. *Construction métallique*, 2003, n°1, pages 3-31.
- [9] **ISO 2631/2**, *Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps – Partie 2 : Vibrations continues et induites par les chocs dans les bâtiments*. Genève: International Standards Organisation, 1989, 18 p.
- [10] **ISO 10137: 1992**, *Bases for design of structures – Serviceability of buildings against vibration*. Genève: International Standards Organisation, 1992, 32 p.
- [11] **MURRAY, M.M., ALLEN, D.E., UNGAR, E.E.** *Floor vibration due to human activity*. Chicago: AISC/CISC American Institute of Steel Constructions, 1997.
- [12] **NF P 22-311-1/NA**. *Avant projet de norme soumis à enquête probatoire jusqu'au 30 juin 2006. Annexe Français à l'Eurocode 3 : « Calcul des structures en acier » - Annexe B : Méthode de calcul de la réponse dynamique pour les bâtiments à usage d'habitation et de bureaux (informative)*. AFNOR Association Française de Normalisation, Mai 2005.
- [13] **WYATT, T.A.** *Design guide on the vibration of floors, SCI Publication 076*. Ascot: Steel Construction Institute, 1989.



10. ANEJOS

10.1 ALTERNATIVAS AL CÁLCULO TEMPORAL

Para el análisis vibratorio de los forjados de la Fundación Louis Vuitton (voir 7.2), se han llevado a cabo cálculos dinámicos temporales. El objetivo es evaluar la aceleración máxima del forjado al ser excitado en resonancia.

Se ha observado que el análisis temporal de estructuras en resonancia necesita cálculos muy pesados en los modelos en elementos finitos. Para obtener conclusiones del comportamiento dinámico de la estructura, debe haberse alcanzado la estabilidad de los resultados a lo largo del tiempo, lo que exige tiempos de cálculo excesivamente largos. Por esta razón, se han buscado alternativas a este cálculo temporal.

10.1.1 Aumentación del amortiguamiento

Para alcanzar la estabilidad de los resultados en un tiempo de cálculo inferior, puede simularse un amortiguamiento superior al real. Los resultados correspondientes al amortiguamiento real pueden obtenerse por simple proporcionalidad.

10.1.1.1 Caso de carga 1 - Carga puntual

Caso de carga puntual aplicada en el vientre modal (Caso 1 – Anejo Francés al EC3):

$$(Ec. 22) \quad F_1(t) = 58.8 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 5.1 \cdot t) \text{ N}$$

Para cada valor de amortiguamiento se evalúa a lo largo del tiempo la aceleración del vientre modal:

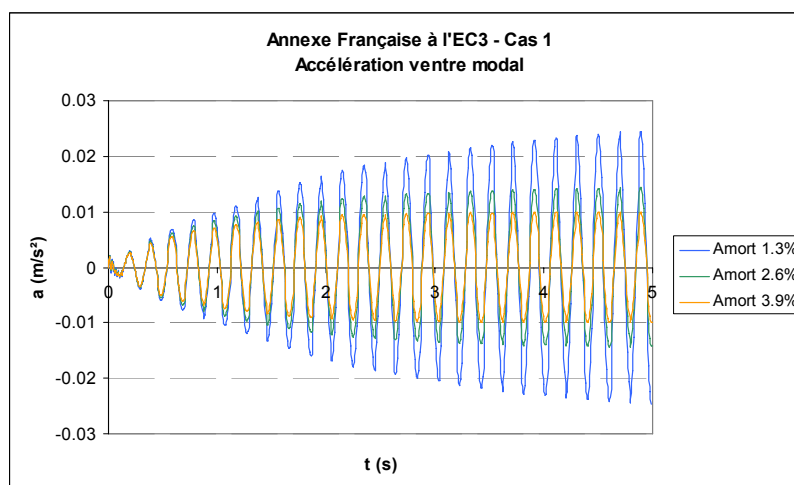


Fig. 57 – Aceleración del vientre modal para el caso de carga 1(AF al EC3)

El valor de la aceleración al final del tiempo de cálculo es:

$\zeta = 1.30\%$	$\zeta = 2.60\%$	$\zeta = 3.90\%$
2.44E-02 m/s ²	1.43E-02 m/s ²	9.99E-03 m/s ²

Tabla 28 – Caso de carga 1: Aceleraciones máximas en función del amortiguamiento considerado

A partir de estos valores puede obtenerse la aceleración correspondiente al amortiguamiento real del forjado ($\zeta = 1.30\%$)

$$\begin{array}{llll} \text{Para } \zeta = 2.6\% & a = 0.0143 \text{ m/s}^2 & \rightarrow & \text{Si } \zeta = 1.3\% & a = 0.0287 \text{ m/s}^2 \\ \text{Para } \zeta = 3.9\% & a = 0.0099 \text{ m/s}^2 & \rightarrow & \text{Si } \zeta = 1.3\% & a = 0.030 \text{ m/s}^2 \end{array}$$



10.1.1.2 Caso de carga 2 - Carga repartida

Caso de carga repartida de densidad 0.4 personas/m² (Caso 2 - Anejo Francés al EC3):

(Ec. 23) $F_2(t) = 0.57 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 5.1 \cdot t) \text{ N/m}^2$

La variación de la aceleración a lo largo del tiempo es evaluada para cada valor de amortiguamiento interno de la estructura (Fig. 58).

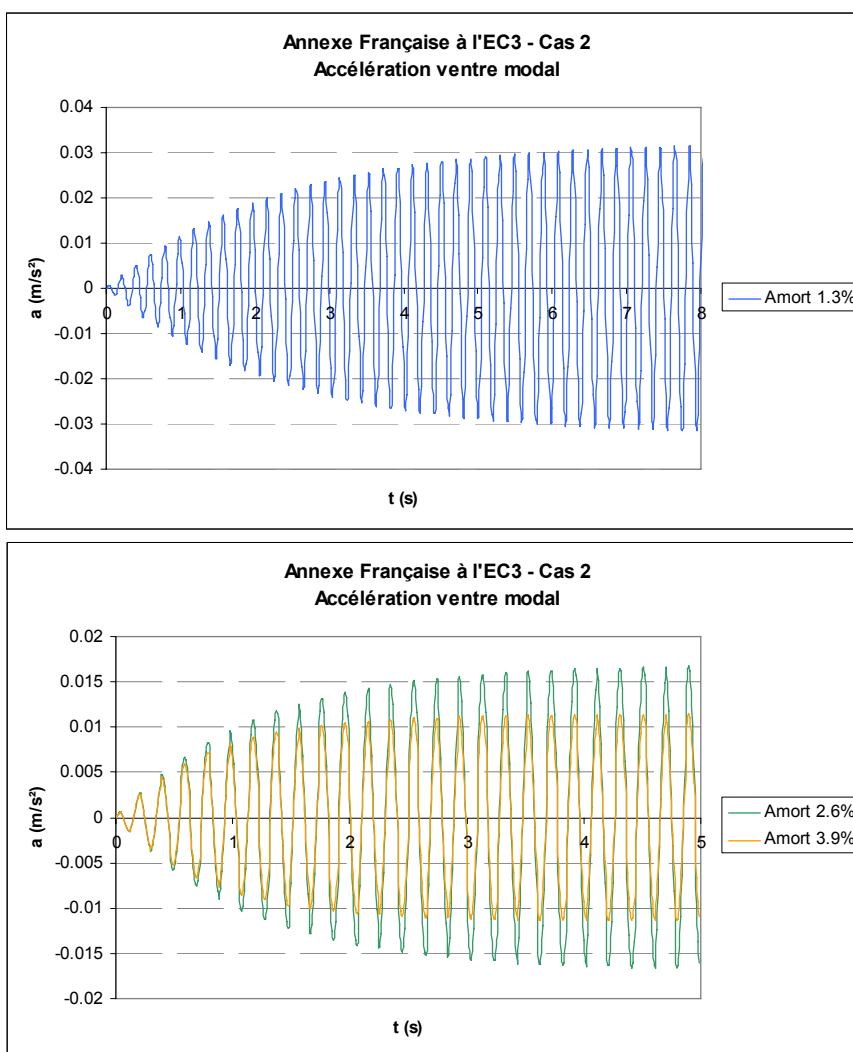


Fig. 58 – Aceleración del vientre modal para el caso de carga 2 (AF al EC3)

La aceleración obtenida al final del tiempo de cálculo es:

$\zeta = 1.30\%$	$\zeta = 2.60\%$	$\zeta = 3.90\%$
0.0317 m/s ²	0.0168 m/s ²	0.0114 m/s ²

Tabla 29 – Caso de carga 2: Aceleración máxima en función del amortiguamiento considerado

A partir de estos valores se calcula la aceleración correspondiente al amortiguamiento real de la estructura ($\zeta = 1.30\%$)

Para $\zeta = 2.6\%$ $a = 0.0168 \text{ m/s}^2 \rightarrow$ Si $\zeta = 1.3\%$ $a = 0.0336 \text{ m/s}^2$
 Para $\zeta = 3.9\%$ $a = 0.0114 \text{ m/s}^2 \rightarrow$ Si $\zeta = 1.3\%$ $a = 0.0343 \text{ m/s}^2$



10.1.2 Cálculo harmónico

En este caso, se toma como valor de amortiguamiento interno el propuesto por la norma ISO 10137:1992 [10] (ver 8.2.3.2). Mediante un cálculo harmónico se calcula el desplazamiento del vientre modal cuando la estructura es solicitada en resonancia. La aceleración y la velocidad pueden a continuación calcularse a partir de las expresiones siguientes:

$$\begin{aligned} \text{Velocidad} &= (2 \cdot \pi \cdot f) \cdot \text{Desplazamiento} \\ \text{Aceleración} &= (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot \text{Desplazamiento} \end{aligned}$$

10.1.2.1 Caso de carga 1 - Carga puntual

El valor del desplazamiento del vientre modal obtenido en el cálculo harmónico se muestra en la figura a continuación.

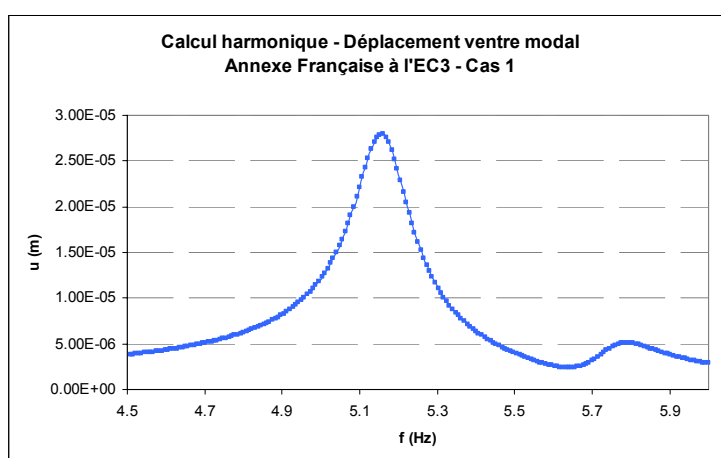


Fig. 59 – Desplazamiento obtenido en el cálculo harmónico - Caso de carga 1 (AF al EC3)

$$f = 5.14 \text{ Hz} \quad u = 2.79 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad \rightarrow \quad a = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot u \quad a = 0.0286 \text{ m/s}^2$$

10.1.2.2 Caso de carga 2 - Carga repartida

Realizando un cálculo harmónico con una carga repartida, la amplitud del desplazamiento del vientre modal resulta:

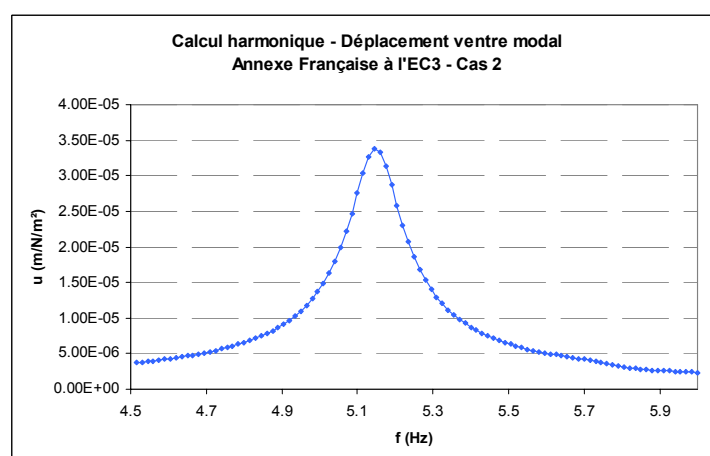


Fig. 60 – Desplazamiento obtenido en el cálculo harmónico - Caso de carga 2 (AF al EC3)

Se puede también calcular la aceleración máxima del forjado a partir del valor de desplazamiento:

$$f = 5.14 \text{ Hz} \quad u = 3.37 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad \rightarrow \quad a = (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot u \quad a = 0.0352 \text{ m/s}^2$$



10.1.3 Conclusiones

Los resultados obtenidos con el cálculo temporal y el cálculo armónico dan valores similares que son también cercanos a los obtenidos con los cálculos simplificados de las guías de cálculo (ver Tabla 25).

	Aumento ζ	Harmónico
Caso de carga 1 - Carga puntual	0.030 m/s ²	0.029 m/s ²
Caso de carga 2 - Carga repartida	0.034 m/s ²	0.035 m/s ²

Tabla 30 – Aceleración máxima del forjado obtenida con las alternativas al cálculo temporal

Puesto que el cálculo armónico resulta mucho más simple que el cálculo temporal y que los resultados obtenidos son también válidos, se utilizará este método para evaluar la aceleración máxima del forjado cuando esta solicitado a cargas armónicas.



10.2 DIMENSIONAMIENTO DE UN ADA

10.2.1 Solución de Den Hartog [5]

En el caso de un oscilador primario tenga un amortiguamiento nulo ($C = 0$), resulta posible determinar las características óptimas del ADA para una excitación $f(t)$ harmónica de amplitud f_0 y de pulsación w . Esta solución óptima es la solución deducida por Den Hartog en sus primeros estudios.

Para una excitación harmónica, el coeficiente de amplificación dinámica D , definido como la relación entre la amplitud dinámica máxima y_{1max} y el desplazamiento estático y_{1stat} , se obtiene a partir de la siguiente expresión:

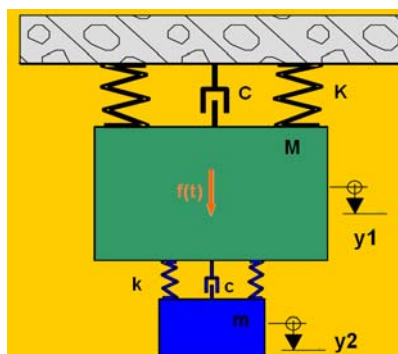


Fig. 19 – Descripción de un ADA

$$(Ec\ 27) \quad D = \frac{y_{1max}}{y_{1stat}} = \sqrt{\frac{(\alpha^2 - \beta^2)^2 + (2\zeta_{ada}\alpha\beta)^2}{((\alpha^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - \alpha^2\beta^2\mu)^2 + (2\zeta_{ada}\alpha\beta)^2(1 - \beta^2 - \beta^2\mu)^2}}$$

donde :

$$(Ec\ 28) \quad \beta = \frac{w}{w_{syst}} ; \alpha = \frac{w_{ada}}{w_{syst}} ; w_{ada}^2 = \frac{k}{m}$$

$$(Ec\ 29) \quad w_{syst}^2 = \frac{K}{M} ; \zeta_{ada} = \frac{c}{2mw_{ada}} ; \mu = \frac{m}{M}$$

El coeficiente de amplificación dinámica D es función de cuatro parámetros: μ , α , β et ζ_{ada} . La Fig. 61 muestra la evolución de D en función de la relación de frecuencias β para diferentes coeficientes de amortiguamiento y para $\alpha = 1$ (resonancia) y $\mu = 0.05$.

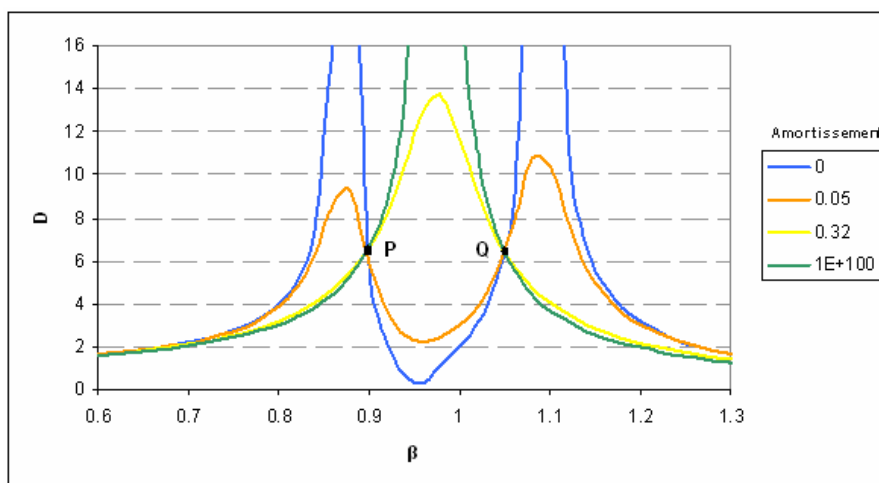


Fig. 61 – Coeficiente de amplificación dinámica en función de β ($\mu = 0.05$ y $\alpha = 1.0$)



Esta figura permite observar que para el caso en el que el amortiguamiento ζ_{ada} es nulo, la amplitud de respuesta presenta dos picos de resonancia. Por el contrario, cuando el valor del amortiguamiento tiende al infinito, las dos masas son virtualmente fusionadas y pasan a formar un único oscilador de masa $1.05M$ con una amplitud infinita a su frecuencia de resonancia. Entre estos dos casos extremos, existe un valor del amortiguamiento para el cual el pico de resonancia es mínimo.

El objetivo de un amortiguador de masa acordada consiste por lo tanto en reducir al máximo la amplitud del pico de resonancia. La Fig. 61 muestra la independencia respecto a ζ_{ada} de dos puntos (P y Q) de las curvas $D = f(\beta)$. La amplitud mínima a la resonancia es por lo tanto obtenida para un valor de α de manera a que estos dos puntos tengan la misma amplitud. Este ratio óptimo viene dado por la expresión:

$$(Ec\ 30) \quad \alpha_{opt} = \frac{1}{1 + m/M}$$

Para este valor óptimo de α , la amplitud de los puntos P y Q es:

$$(Ec\ 31) \quad D_{P\ et\ Q} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}}$$

La frecuencia óptima f_{opt} y el coeficiente de amortiguamiento óptimo ζ_{opt} del amortiguador dinámico acordado pueden ser determinados a partir de las expresiones a continuación.

$$(Ec\ 32) \quad f_{opt} = \frac{1}{1 + m/M} f_{syst}$$

$$(Ec\ 33) \quad \zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3}{8} \frac{\mu}{(1 + \mu)^3}}$$



10.2.2 Influencia de los parámetros de un ADA

10.2.2.1 Masa del ADA

El aumento de la masa del ADA manteniendo el mismo valor del resto de variables del sistema hace reducir el valor de la amplificación dinámica. En la figura a continuación se observa la influencia del valor de la masa del ADA respecto a la amplificación dinámica del sistema.

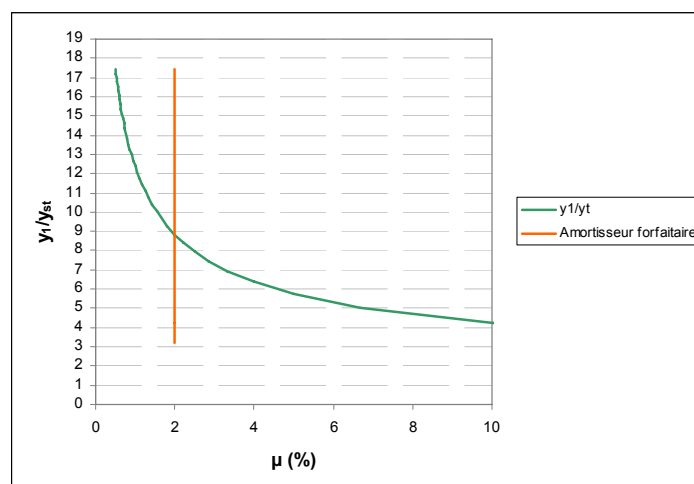


Fig. 62 – Coeficiente de amplificación dinámica en función de μ ($\zeta = \zeta_{opt}$ et $\alpha = 1.0$)

Generalmente la masa del amortiguador suele estar comprendida entre 1 y 2% de la masa modal de la estructura.

10.2.2.2 Amortiguamiento del ADA

Una vez el ADA ha sido instalado, resulta imprescindible asegurar un correcto mantenimiento del sistema. El objetivo es asegurar que las características del ADA corresponden a las obtenidas en el dimensionamiento y que por lo tanto, su comportamiento es el óptimo.

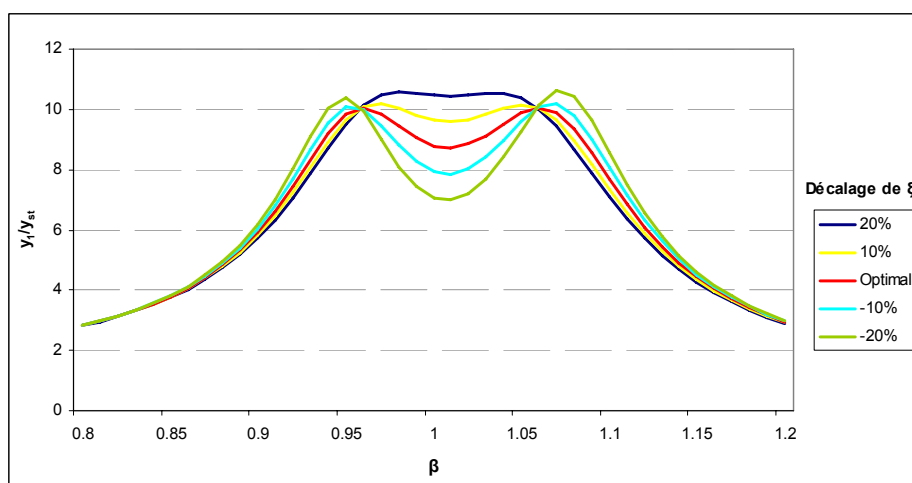


Fig. 63 – Coeficiente de amplificación dinámica en función de β para diferentes valores ζ

Un desajuste del 20% respecto al amortiguamiento óptimo puede generar valores de desplazamiento muy superiores a los correspondientes al comportamiento óptimo (ver Fig. 63). En consecuencia, un correcto ajuste y mantenimiento del amortiguamiento del ADA resulta imprescindible para que trabaje en condiciones óptimas.

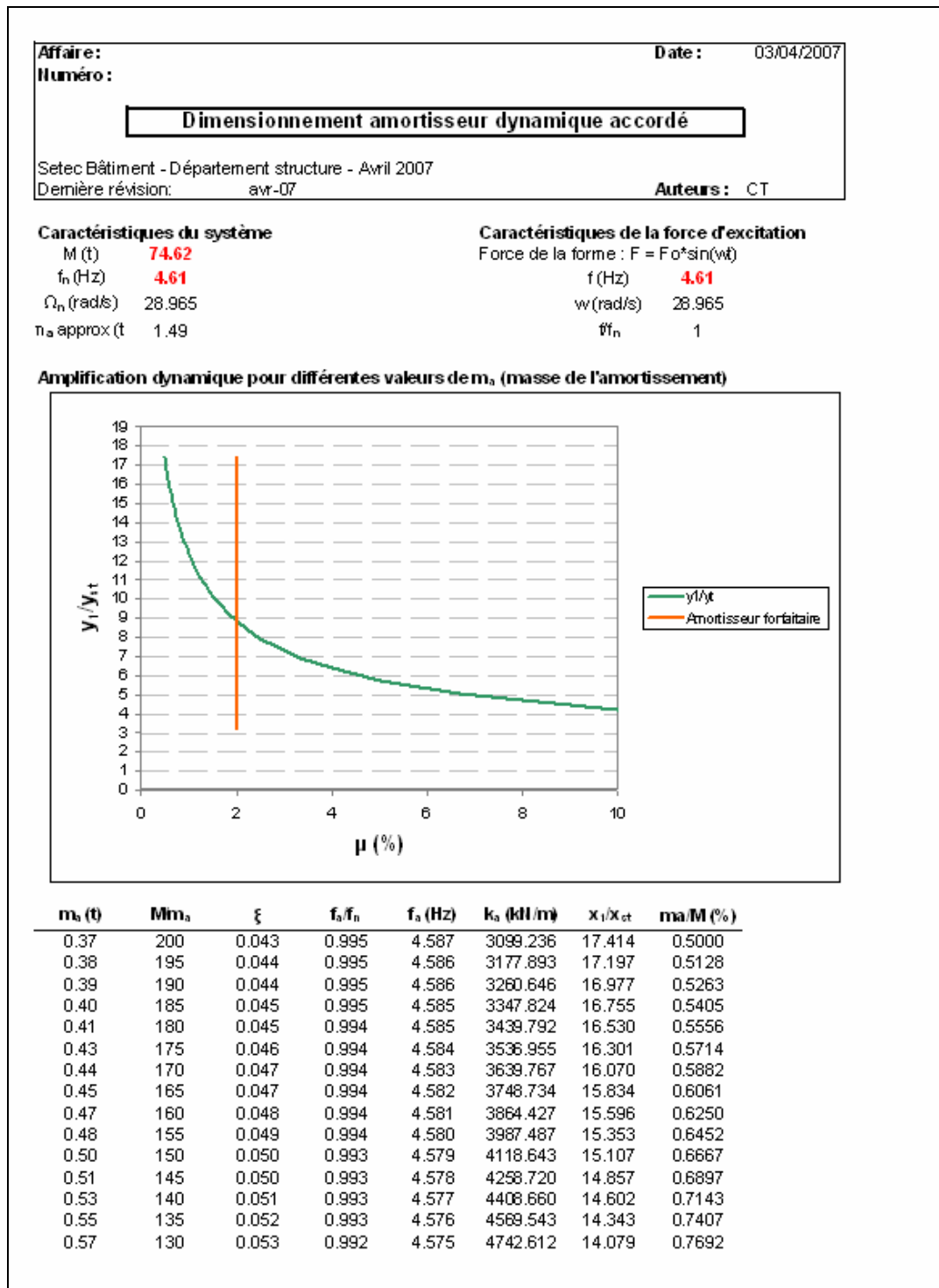


10.2.3 Hojas de cálculo

Para facilitar el dimensionamiento de los ADA en los proyectos tratados por Setec Bâtiment, se han programado hojas de cálculo que permiten el predimensionamiento de los amortiguadores.

10.2.3.1 Predimensionamiento de la masa del ADA

Esta hoja de cálculo permite evaluar el efecto de la masa del ADA con el objetivo de evaluar su valor óptimo.





10.2.3.2 Ajuste del amortiguamiento del ADA

Esta hoja de cálculo permite cuantificar el efecto del desajuste en el valor del amortiguamiento del ADA respecto al valor óptimo.

