



Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona

Vibracions mecàniques

Disseny d'un aïllament elàstic

Salvador Cardona
Lluïsa Jordi

2000



Departament d'Enginyeria Mecànica

Disseny d'un aïllament elàstic

Es tracta de dissenyar un aïllament elàstic per tal d'aïllar el terra de les vibracions que provoca una màquina que treballa entre 1200 min^{-1} i 2500 min^{-1} . L'eficàcia d'aquest aïllament ha de ser almenys del 80%, és a dir la força transmesa al terra a través de l'aïllament no ha de superar el 20% de la força que es transmetria sense aïllament.

Per a la selecció dels suports elàstics de la màquina es disposa de la informació tècnica que s'adjunta i que correspon a un catàleg de la firma *EPIDOR SA*.

Un estudi ampli porta a considerar la màquina com un sòlid rígid amb els sis graus de llibertat a l'espai unit al terra mitjançant elements elàstics. Cadascun d'ells, amb la hipòtesi de comportament lineal, queda caracteritzat per la matriu de 6×6 que relaciona el torsor de les forces que fa sobre la pota corresponent i el moviment d'aquesta.

Sovint, si bé no sempre, aquesta situació es pot simplificar, tal com es farà en aquest exemple, considerant només la possibilitat de moviment vertical i per tant reduint l'estudi al d'un sistema d'un grau de llibertat. És freqüent que els resultats obtinguts després d'aplicar la solució escollida amb aquesta simplificació siguin prou satisfactoris. Per altra banda, no és fàcil trobar elements elàstics "a mida" de característiques conegudes i ajustades a una necessitat específica. Això només és possible per a grans sèries per a les quals es desenvolupen elements elàstics específics per a l'aplicació concreta, com és el cas de les fixacions elàstiques del grup motor dels automòbils.

Hi ha un conjunt de fets que incideixen en la bondat de la simplificació i als quals cal fer atenció per garantir que la solució prevista amb ella no s'aparta excessivament de la correcta o el que és pitjor que sigui contraproduent:

- a) Per disseny les forces d'excitació més importants poden ser verticals, per exemple en un compressor alternatiu de cilindre vertical.
- b) Els suports solen tenir rigidesa petita als moviments horitzontals de manera que les freqüències pròpies associades a aquests moviments són inferiors a les associades al moviment vertical. Per tant si l'aïllament és eficaç per a la direcció vertical ho és més per a les direccions horitzontals. Cal però tenir en compte que en realitat els moviments descrits estan, en principi, acoblats dinàmicament, és a dir no són independents uns dels altres, fet que es té en consideració quan s'estudien els sistemes amb més d'un grau de llibertat.
- c) Les forces descentrades i els parells donen lloc a moments que exciten els

moviments de rotació i com que les freqüències pròpies de les rotacions a l'entorn dels eixos horitzontals solen ser superiors a la del moviment vertical, a causa de la distribució de masses i de la geometria de la disposició de les potes, l'estudi d'aquest no garanteix l'èxit de la solució trobada per a l'aïllament. Cal però tenir present l'acoblament com es comenta al paràgraf anterior.

A la Fig. 1 es mostra en planta la posició dels peus de la bancada i del centre d'inèrcia G de la màquina.

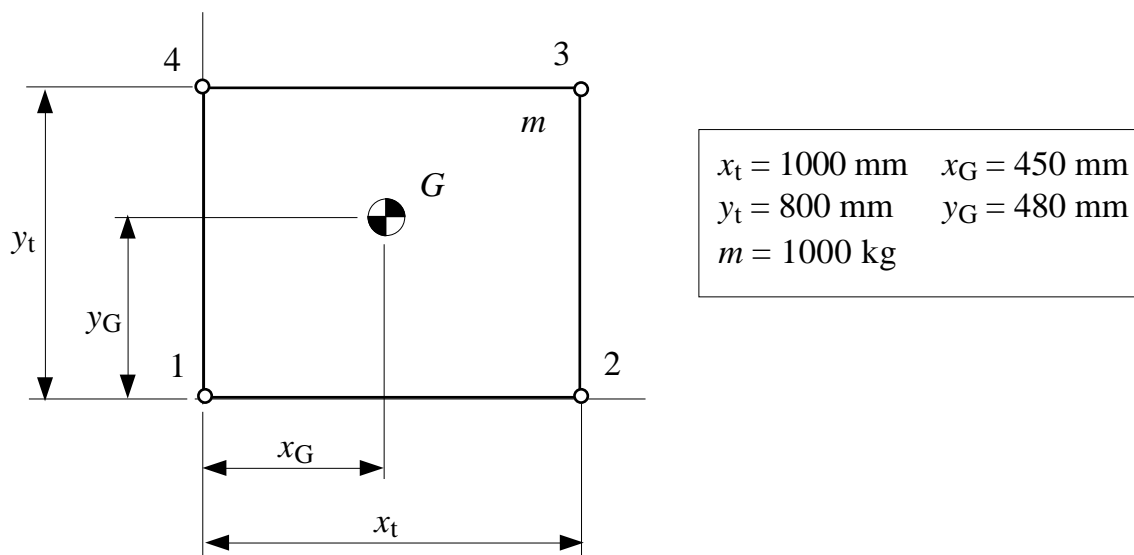


Fig. 1 Planta de la màquina.

Per dissenyar els suports en primer lloc cal calcular la força vertical causada pel pes que han de suportar cadascuna de les potes per la qual cosa es planteja

$$\begin{aligned}
 F_{\text{vertical}} &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - mg = 0 \\
 M_x(G) &= -(F_1 + F_2)y_G + (F_3 + F_4)(y_t - y_G) = 0 \\
 M_y(G) &= (F_1 + F_4)x_G - (F_2 + F_3)(x_t - x_G) = 0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Si els suports fossin rígids es presentaria una indeterminació ja que es disposa només de 3 equacions però amb 4 incògnites.

Es suposa que els suports elàstics es seleccionen de manera que la seva deformació estàtica sigui igual per a tots ells a fi que la màquina quedi horitzontal en col·locar-s'hi a sobre. Així doncs, la rigidesa de cada suport és proporcional a la força que fa.

Per altra banda (i a fi de resoldre la indeterminació) es prenen les rigideses de manera que les rotacions a l'entorn dels eixos horitzontals x i y siguin estàticament desacoblades (una rotació a l'entorn d'un d'ells no impliqui l'aparició de moments i en principi d'una rotació respecte a l'altre). Aquesta condició considerant la rotació a l'entorn de l'eix y i considerant que el moment a l'entorn de l'eix x ha de ser nul

porta a l'equació

$-k_1 z_1 y_G + k_4 z_1 (y_t - y_G) - k_2 z_2 y_G + k_3 z_2 (y_t - y_G) = 0$ on z_1 i z_2 són les deformacions produïdes per la rotació en els suports de l'esquerra i de la dreta de G respectivament. Aquesta condició es verifica si

$$\begin{aligned} k_1 z_1 &= -k_2 z_2 & \frac{k_1}{k_4} &= \frac{k_2}{k_3} \\ k_4 z_1 &= -k_3 z_2 \end{aligned}$$

i donada la proporcionalitat entre k_i i F_i exigida anteriorment cal que es compleixi

$$\frac{F_1}{F_4} = \frac{F_2}{F_3}$$

equació que juntament amb el sistema (1) permet determinar les forces verticals als suports F_i .

Per als valors numèrics del cas que s'estudia aquestes forces són:

$$F_1 = 2160 \text{ N} ; F_2 = 1767 \text{ N} ; F_3 = 2650 \text{ N} ; F_4 = 3238 \text{ N}.$$

L'esmoreïment dels suports elàstics en general és petit i sol donar lloc a sistemes amb una raó d'esmoreïment d'alguna dècima que, en principi, es pot negligir en el càlcul de l'aïllament elàstic d'una màquina si el seu règim és estacionari (més endavant s'estudiarà la problemàtica de les arrancades i aturades). El factor de transmissió $-FT-$ en un sistema lineal d'un grau de llibertat amb esmoreïment negligible és

$$FT = \frac{1}{|1 - \rho^2|} \quad \text{on} \quad \rho = \frac{\omega_{\text{exc}}}{\omega_0} = \frac{f_{\text{exc}}}{f_0} = \frac{n_{\text{exc}}}{n_0}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ rad/s} ; f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \text{ Hz} ; n_0 = 60 f_0 \text{ min}^{-1}$$

Perquè l'aïllament sigui efectiu la raó de freqüències ha de ser $\rho > \sqrt{2}$ i per tant el factor de transmissió es pot escriure

$FT = \frac{1}{\rho^2 - 1}$ i es pot trobar a partir de la deflexió estàtica $-x_{\text{est}}$ dels suports sota el pes de la màquina.

$$x_{\text{est}} = \frac{mg}{k} ; \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{mg}{m x_{\text{est}}}} = \sqrt{\frac{g}{x_{\text{est}}}} ; \rho = \frac{\omega}{\omega_0} ; \rho^2 = \frac{x_{\text{est}}}{g} \omega^2 = \frac{1}{FT} + 1$$

$$x_{\text{est}} = \frac{g}{\omega^2} \left(\frac{1}{FT} + 1 \right)$$

Per a un sistema amb una freqüència pròpia donada la raó de freqüències augmenta i el factor de transmissió disminueix a mesura que augmenta la freqüència d'excitació; això fa que l'aïllament s'hagi de calcular sempre per a la freqüència més baixa que s'ha d'aïllar. En el cas que s'estudia la freqüència més baixa és per al règim $n = 1200 \text{ min}^{-1}$. Per aquesta freqüència i per a un aïllament del 80% $-FT = 0,20$ - s'obté $\rho = 2,449$, $f_0 = 8,165 \text{ Hz}$, $x_{\text{est}} = 3,73 \text{ mm}$.

Un cop obtingudes les forces estàtiques a cadascuna de les potes i la deflexió estàtica necessària per obtenir l'aïllament desitjat, es pot consultar la informació tècnica disponible i s'observa que els únics suports que permeten les deflexions calculades són els "Soportes de Máquina" dels quals es poden escollir les següents referències:

Per a les potes 1 i 2 Ref. n. 5018001 A1 ($F_{z\text{màx}} = 2500 \text{ N}$, $s_{z\text{màx}} = 5,8 \text{ mm}$)

Per a les potes 3 i 4 Ref. n. 5018001 A0 ($F_{z\text{màx}} = 3800 \text{ N}$, $s_{z\text{màx}} = 5,8 \text{ mm}$).

Notes:

1 Es pot observar que la Ref. n. 5018001 A2 ($F_{z\text{màx}} = 1800 \text{ N}$, $s_{z\text{màx}} = 5,8 \text{ mm}$) sembla que en principi es podria fer servir per a la pota 2, però cal tenir present que la càrrega màxima admissible per a aquesta referència és massa propera a la calculada en condicions estàtiques i sense cap pertorbació a la màquina. De fet a la força estàtica calculada cal afegir-hi:

- a) La càrrega dinàmica causada per l'excitació vibratòria.
- b) Les pertorbacions causades per manipulacions sobre la màquina necessàries i previstes: alimentació, manteniment, etc. o esporàdiques i imprevistes: cops, recolzament d'objectes i operaris sobre la màquina, etc.

Per altra banda cal tenir en compte que el nombre de referències diferents a utilitzar és bo que sigui el més petit possible ja que:

- a) Usualment es pot tenir millor preu per quantitats elevades d'una mateixa referència.
- b) S'eviten possibles errors d'instal·lació i manteniment sobretot en casos com l'estudiat on els diferents suports no es distingeixen per inspecció visual.
- c) L'estoc de peces de recanvi és inferior amb el conseqüent estalvi d'inversió, d'espai i de recursos d'inventari.

2 Com que la rigidesa dels elements elàstics escollits no és la calculada sota la hipòtesi, entre d'altres, d'igual deformació per a tots els suports, quan la màquina s'hi col·loqui a sobre no quedarà anivellada i els suports no treballaran de la manera prevista. Per corregir aquesta situació, si és necessari, es pot disposar

d'un sistema d'anivellament a les potes consistent, per exemple, en un cargol que permeti ajustar la distància entre una pota i el seu suport., Fig. 2. Probablement aquest sistema ja existeixi per tal de garantir el contacte amb el terra de les 4 potes, independentment de si cal o no emprar suports elàstics.

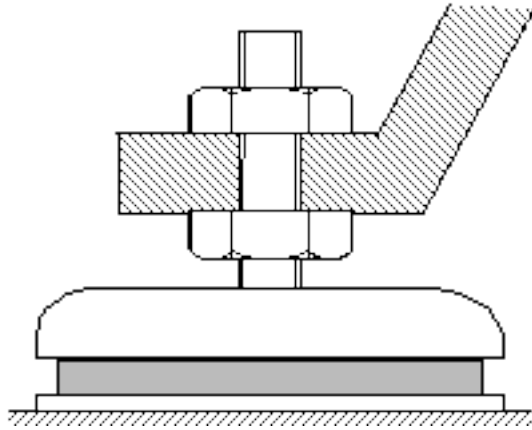


Fig. 2 Suport amb cargol per a anivellament.

Un cop seleccionats els suports cal comprovar (fer els càlculs de comprovació) que amb els paràmetres reals es compleixin les especificacions demanades (aïllament del 80%). L'única informació disponible per determinar la rigidesa és la força màxima $F_{zmàx}$ i la deflexió $s_{zmàx}$ de manera que es pren:

$$\text{Per als suports 1 i 2 (5018001 A1)} \quad k_1 = k_2 = F_{zmàx}/s_{zmàx} = 2500/5,8 = 431\text{N/mm}$$

$$\text{Per als suports 3 i 4 (5018001 A0)} \quad k_3 = k_4 = F_{zmàx}/s_{zmàx} = 3800/5,8 = 655,2\text{N/mm}$$

La rigidesa dels quatre suports (muntats en paral·lel) és $k_t = k_i = 2172 \text{ N/mm}$ i a partir d'aquesta rigidesa:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_t}{m}} = 46,61 \text{ rad/s} ; \rho = \frac{\omega_{exc}}{\omega_0} = 2,696 ; FT = \frac{1}{\rho^2 - 1} = 0,1595$$

Així doncs amb els suports escollits s'obté, amb les hipòtesis fetes, un aïllament de prestacions que compleixen les especificacions de disseny.

D'acord amb el que s'ha comentat en la nota 1 anterior fora bo comprovar si es pot utilitzar únicament la referència n. 5018001 A0. En aquest cas $k_t = 2621 \text{ N/mm}$ i

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_t}{m}} = 51,19 \text{ rad/s} ; \rho = \frac{\omega_{exc}}{\omega_0} = 2,455 ; FT = \frac{1}{\rho^2 - 1} = 0,1990$$

Amb tots els suports iguals s'aconsegueix un aïllament de just el 20% calculat sense esmorteïment. La consideració d'aquest faria pujar el factor de transmissió de manera que el compliment de les especificacions quedaria poc garantit. Es podria pensar a

adoptar aquesta solució si el criteri de poques referències fos determinant.

Notes:

- 3 Els suports elàstics sobretot els fabricats amb elastòmers solen tenir un comportament no lineal de molla “dura” que augmenta la rigidesa amb la deformació, Fig. 3.

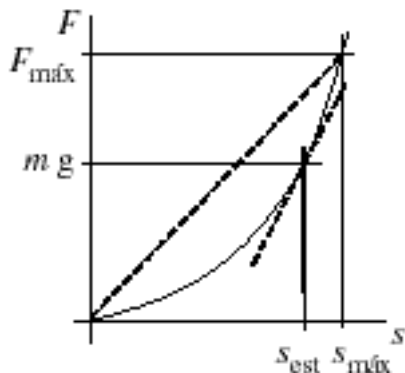


Fig. 3 Comportament d'una molla “dura”.

Aquest comportament fa que la rigidesa estimada com $k = F_{máx}/s_{máx}$ no coincideixi en principi amb la rigidesa de treball. En ser les deformacions causades per les vibracions normalment molt més petites que la deformació causada pel pes -deformació estàtica-, la rigidesa de treball és el pendent de la corba força-deformació en el punt corresponent a aquesta deformació. Si el suport treballa amb un percentatge elevat de la càrrega màxima, com és el cas de la solució prevista amb dues referències, la rigidesa ha estat subvalorada i per tant l'aïllament pot ser inferior al previst, només cal recordar l'esquema

$$k \quad \omega_0 \quad \rho \quad FT$$

Si es conegués amb precisió la corba força-deformació podria analitzar-se de nou la solució d'una única referència ja que en treballar amb menys percentatge de càrrega respecte a la màxima, la rigidesa de treball podria ser prou petita, veure la Fig. 3, perquè l'aïllament complís les especificacions.

- 4 L'esmoreïment dels elements elàstics si bé afecta poc fa que el factor de transmissió sigui lleugerament superior al calculat i per tant que l'aïllament sigui més petit. Així amb la solució de dues referències el factor de transmissió és $FT = 0,1595$ si l'esmoreïment és negligible i $FT = 0,2312$ si la raó d'esmoreïment és $\zeta = 0,2$.
- 5 Fins ara s'ha suposat que l'excitació era sinusoidal de freqüència igual a la de gir de la màquina, però usualment el que es té és una excitació harmònica d'aquesta freqüència fonamental i composta per diferents harmònics. El factor

de transmissió calculat és per al fonamental o primer harmònic (de freqüència la fonamental) i els factors de transmissió per als successius harmònics són inferiors, de manera que el nivell global de vibració es veurà més atenuat que si tot fos causat pel primer harmònic.

Així per exemple si es suposa que la força d'excitació de la màquina està formada per un fonamental de valor eficaç F_1 i un segon harmònic de valor eficaç F_2 , el valor eficaç total és

$$F = (F_1^2 + F_2^2)^{1/2} \text{ i la força transmesa és}$$

$$\begin{aligned} F_{T1} &= FT_1 \cdot F_1 \\ F_{T2} &= FT_2 \cdot F_2 \end{aligned} \quad F_T = \left((FT_1 \cdot F_1)^2 + (FT_2 \cdot F_2)^2 \right)^{1/2}$$

L'aïllament és, tenint en compte que $FT_1 > FT_2$,

$$a = 1 - \frac{F_T}{F} = 1 - \frac{\left((FT_1 \cdot F_1)^2 + (FT_2 \cdot F_2)^2 \right)^{1/2}}{(F_1^2 + F_2^2)^{1/2}} > 1 - FT_1$$

Aquest resultat es pot comprovar numèricament per a la solució de dues referències en la qual amb esmorteïment negligible $FT_1 = 0,1595$ i $FT_2 = 0,0356$. L'aïllament calculat a partir del factor de transmissió és $a_1 = 1 - FT_1 = 84\%$ i si per exemple la força d'excitació és tal que $F_1 = F_2 = 10$ N aleshores l'aïllament és $a' = 88\%$.

L'aïllament en règim transitori.

Es produeix un règim transitori en l'aïllament d'una màquina quan aquesta arrenca, s'atura, canvia de règim estacionari o rep algun cop (el límit d'un cop és una percussió que origina una batzegada). En aquestes situacions:

- Durant les arrencades i aturades l'excitació passa de freqüència nul·la a la de règim i per tant si per a aquesta l'aïllament és efectiu ($\rho > \sqrt{2}$) es travessa la ressonància. Si ho fa prou lentament el moviment de la màquina i la força tramesa poden arribar a valors propers a $1/(2\zeta)$ vegades el valor corresponent a velocitats de gir prou per sota de la freqüència de ressonància (Consulteu les corbes dels factors d'amplificació i de transmissió). Aquest fet és particularment visible en màquines i motors que s'aturen lentament en desconnectar la font d'energia, per exemple el bombo d'una rentadora, o en la posta en marxa del motor alternatiu dels vehicles.
- Si l'aïllament està previst per al règim de velocitat més baixa el canvi de règim

estacionari no causa problemes ja que el comportament de l'aïllament millora en augmentar la freqüència.

- c) Quan es produeix un cop la pertorbació introduïda s'atenua més ràpidament en els sistemes més esmorteïts.

Si per alguna raó cal preveure un esmorteïment notable es poden buscar suports on aquest estigui especialment previst com per exemple els suports "Hydrolager" de la informació tècnica subministrada.

Es proposa agafar 8 "Hydrolager" 3618029 11MN60 repartits per la perifèria. La càrrega aproximada per unitat és de 1250 N i la seva rigidesa amb aquesta càrrega estimada a partir dels gràfics força-deformació és $k = 250 \text{ N/mm}$. Així doncs la raó de freqüències per a la velocitat de funcionament inferior és

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_t}{m}} = \sqrt{\frac{2000 \cdot 10^3}{10^3}} = 44,72 \text{ rad/s} = 7,118 \text{ Hz} ; \quad \rho = \frac{\omega_{\text{exc}}}{\omega_0} = 2,810$$

lleugerament superior a la prevista en els càlculs inicials $\rho = 2,449$.

L'esmorteïment a la informació tècnica donada s'especifica a partir de l'angle de pèrdua ψ que hi està relacionat per l'expressió:

$$\tan \psi = \frac{c \omega}{k} = 2\zeta \rho$$

La corba de l'angle de pèrdua donada en funció de la freqüència es pot aproximar per

$$\psi(f) = -0,15f^2 + 4,5f$$

A partir de l'angle de pèrdues el factor de transmissió és

$$FT = \frac{1 + (\tan \psi)^2}{(1 - \rho^2)^2 + (\tan \psi)^2}^{1/2}$$

La Fig. 4 mostra aquest factor per a la solució proposada fins a 20 Hz. Per a freqüències superiors no es calcula ja que no es disposa d'informació de l'angle de pèrdua.

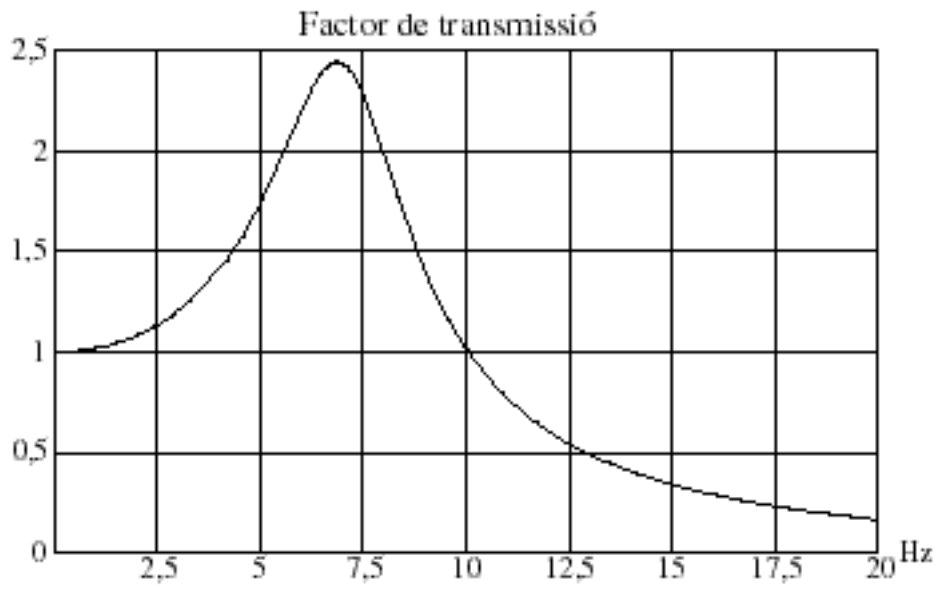


Fig. 4 Factor de transmissió amb la solució “Hydrolager”.

Soportes de Máquina

Los soportes de Máquina FREUDENBERG amortiguan vibraciones y absorben ruidos. Su empleo proporciona una alta reducción de vibraciones. De no utilizarse soportes, la vibración se transmitiría a la máquina al edificio o a otras máquinas que estuvieran en su cercanía.

Estos soportes se emplean principalmente en maquinaria pesada y motores (por ejemplo compresores, trenes de laminación generadores de corriente, etc.).

La parte elástica está protegida contra daños mecánicos y posible agresión de aceite.

La posibilidad de absorber cargas en distintas direcciones (X-Y-Z) garantiza un largo rendimiento así como un buen aislamiento de vibraciones incluso cuando la frecuencia de excitación (número de revoluciones del motor) es pequeña.

Estos soportes pueden fijarse fácilmente al suelo y a la máquina mediante los agujeros y roscas que llevan incorporados.

El anclaje en el suelo permite soportar además de cargas de compresión, cargas a cizallamiento en dirección X e Y.

Aplicación:

Si hay algo que caracteriza a estos soportes es la posibilidad de estar sometido a cargas de distinto orden, a compresión y a cizallamiento. La mayor deflexión se obtiene con cargas a compresión a cizallamiento estos soportes tienen una mayor rigidez en dirección Y que en dirección X. La relación obtenida para una misma carga en las tres ejes de coordenadas X-Y-Z es la siguiente:

- Tipo A 1-0,25-2
- Tipo B 1-0,25-2,5
- Tipo HD 1-0,25-1,25



Fig. 52 Soportes de máquina

Estas diferencias de rigidez pueden aprovecharse con ventaja situando el Megulastik en la posición que más interese, por ejemplo, en compresores o motores se montan los soportes de tal manera que las vibraciones a cizallamiento máximas producidas por los mismos inciden en dirección X.

Para bajas frecuencias de excitación se puede conseguir un buen grado de aislamiento mediante un montaje doble.

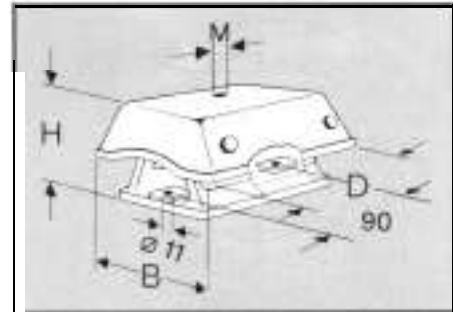


Fig. 53 Soporte de máquina 5018 001

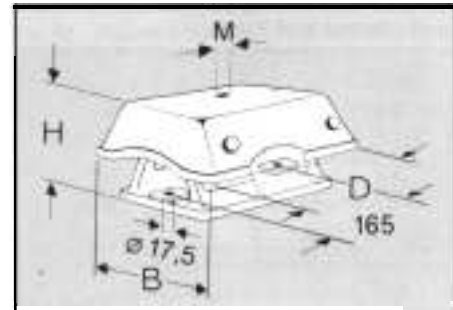


Fig. 54 Soporte de máquina 5016 002,...004



Freudenberg Soportes de Máquina

Pieza Nr.	Mezcla CF	Tipo	Dimensiones			Rosca	Valores nominales	
			D mm	H ¹⁾ mm	B mm		F _{Z max} N	s _{Z max} mm
5018 001	11 MN 45	A 3	122	72	128	M 12	1 300	5,8
5018 001	11 MN 50	A 2	122	72	128	M 12	1 800	5,8
5018 001	11 MN 60	A 1	122	72	128	M 12	2 500	5,8
5018 001	11 MN 70	A 0	122	72	128	M 12	3 800	5,8
5018 002	11 MN 45	B 3	228	110	204	M 16	5 000	6,0
5018 002	11 MN 55	B 2	228	110	204	M 16	9 000	6,0
5018 002	11 MN 60	B 1	228	110	204	M 16	12 000	6,0
5018 002	11 MN 70	B 0	228	110	204	M 16	16 000	6,0
5018 004	11 MN 45	HD 3	228	125	204	M 16	4 800	12,0
5018 004	11 MN 55	HD 2	228	125	204	M 16	7 200	12,0
5018 004	11 MN 60	HD 1	228	125	204	M 16	8 800	12,0
5018 004	11 MN 70	HD 0	228	125	204	M 16	11 000	11,0

1) Altura sin carga

F_{max} = Carga máxima por soporte

s_{Z max} = Deflexión a carga máxima

Soportes Rectangulares

Los soportes Rectangulares son elementos para aplicaciones individuales, utilizándose en el montaje de maquinaria, motores o elementos modulares en ingeniería industrial y en la industria del automóvil

Se suministran listos para el montaje, debido a su sistema de sujeción se integran fácilmente en cualquier ensamblaje.

Mediante una adecuada colocación de los soportes rectangulares se pueden aprovechar sus propiedades elásticas haciendo que se ajuste a cada tipo de construcción.

Aplicación:

Según las condiciones de montaje o del grado de aislamiento deseado, los soportes rectangulares pueden montarse de tal manera que soporten la carga a compresión o a compresión-cizallamiento (soportes inclinados en un cierto ángulo). Cuando la deformación es a compresión-cizallamiento se consigue un mejor grado de aislamiento.

La capacidad de absorber cargas depende de la superficie de la goma, de la forma, del espesor de la goma y de la dureza. Para el empleo permanente de soportes rectangulares aparte de las cargas estáticas se han de tener en cuenta las cargas y frecuencias dinámicas.

Las cargas estáticas admisibles a compresión en dirección Z y cizallamiento en dirección Y constan en la tabla adjunta.

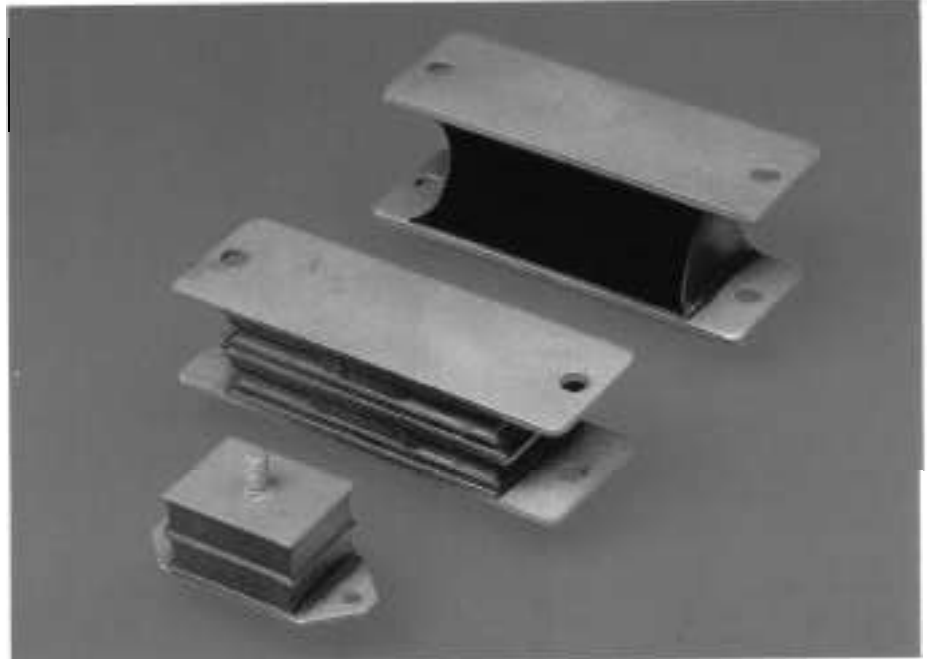


Fig. 57 Soportes rectangulares

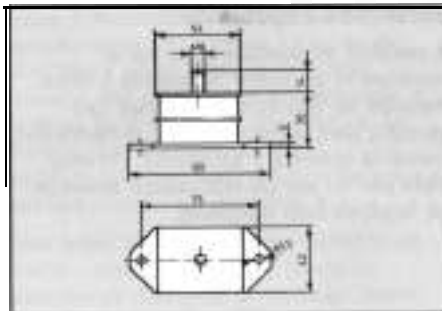


Fig. 58 Soporte rectangular 5118 001

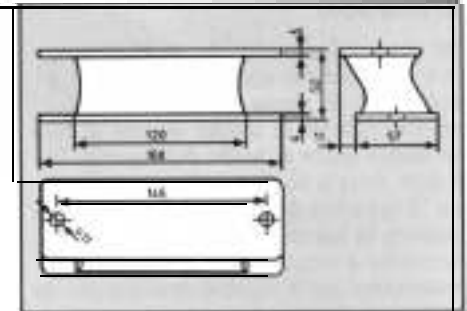


Fig. 59 Soporte rectangular 5118 004

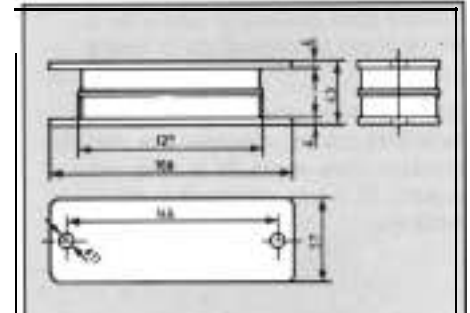


Fig. 60 Soportes rectangulares 5118 002

Pieza Nr.		Mezcla CF	Valores nominales máximos						
			Dimensiones			Cizallamiento		Compresión	
			L mm	H ¹⁾ mm	B mm	F _{X, Y} max N	s _{X, Y} max mm	F _Z max N	s _Z max mm
5118 001	11 MN 45		90	36	41	440	11	1 200	2,8
5118 001	11 MN 50		90	36	41	500	10	1 500	2,8
5118 001	11 MN 60		90	36	41	600	8	2 300	2,8
5118 001	11 MN 70		90	36	41	800	7	3 000	2,5
5118 002	11 MN 45		168	43	57	1 700	13	6 000	3,0
5118 002	11 MN 55		168	43	57	2 200	11	9 000	3,0
5118 002	11 MN 60		168	43	57	2 400	10	11 000	3,0
5118 002	11 MN 70		168	43	57	3 000	8	14 000	2,5
5118 004	11 MN 45		168	52	57	1 100	15	1 800	4,0
5118 004	11 MN 55		168	52	57	1 900	15	2 800	4,0
5118 004	11 MN 60		168	52	57	2 000	13	3 500	4,0
5118 004	11 MN 70		168	52	57	2 200	11	4 700	3,5

1) Altura sin carga

Soportes M

Los soportes M se emplean en aquellos casos en que los equipos y máquinas incluso pesadas no están fijadas al suelo. Debido a su sistema de anclajes esto permite ajustar la máquina a la altura deseada, amortiguando las vibraciones y reduciendo el nivel de ruido. La colocación de estos soportes es muy sencilla, ya que no requieren ser fijados al suelo.

El material utilizado es una mezcla especial de nitrilo(perbunan) resistente a los aceites.

El ajuste de la altura (incremento de h) se realiza mediante el tornillo que lleva en el espárrago pudiendo realizarse esta operación una vez montada la máquina.

El amplio contacto entre la base de la máquina y el soporte aseguran la buena estabilidad del conjunto.

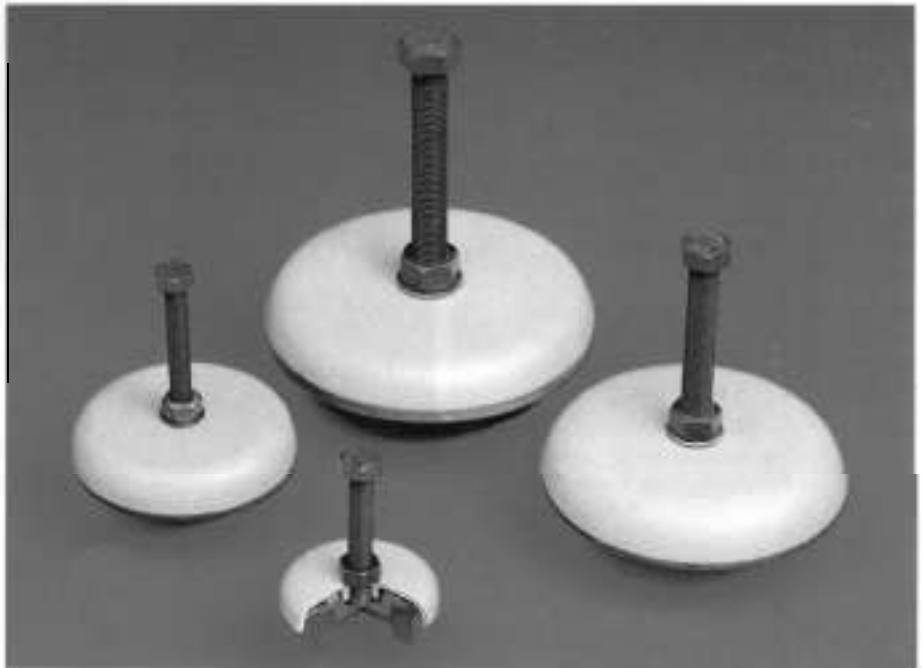


Fig. 55 Soporte M

Aplicación:

Tal como queda reflejado en el croquis, la máquina debe apoyarse sobre el soporte M. El ajuste de la altura se efectúa girando el tornillo central, el cual se apoya sobre el fondo del soporte; la tuerca sirve a su vez para sujetar el pie de la máquina sobre el mismo. Con este sistema la tuerca interior no está sometida a ningún tipo de carga, evitándose así la posible deformación de la misma. En ningún caso debe montarse el pie de máquina entre dos tuercas para efectuar el ajuste de la altura sobre la longitud de la tuerca central.

Si el ajuste de altura admisible no es suficiente puede colocarse una plancha metálica entre el pie de la máquina y el soporte M, hasta conseguir la altura deseada.

Versiónes especiales:

A petición se pueden suministrar soportes M en acero inoxidable y otras mezclas de cauchos especiales (por ejemplo, para la industria de la alimentación, industria química y astilleros). En este caso por no ser de fabricación estándar se fabrican bajo demanda.

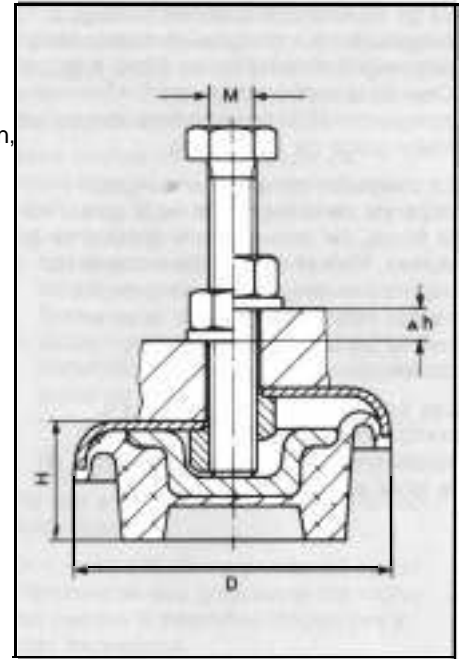


Fig. 56 Soporte M



Freudenberg Soportes M

Ajuste máximo en altura 12 mm. para los tipos 5018 020...021. Ajuste máximo en altura 8 mm. para los tipos 5018 022...023

Pieza Nr.	Mezcla CF	Tipo	Dimensiones		Rosca	Valores nominales	
			D mm	H ¹⁾ mm		F _Z max N	s _Z max mm
5018 023	17 MP 45	M 80/1	80	30	M 12 x 80	1 000	3,5
5018 023	17 MP 60	M 80/3	80	30	M 12 x 80	1 800	3,5
5018 023	17 MP 70	M 80/4	80	30	M 12 x 80	3 000	3,5
5018 023	17 MP 75	M 80/5	80	30	M 12 x 80	4 200	3,5
5018 020	17 MP 45	M 120/1	120	37	M 12 x 100	6 000	4,2
5018 020	17 MP 55	M 120/2	120	37	M 12 x 100	8 000	4,2
5018 020	17 MP 65	M 120/3	120	37	M 12 x 100	10 000	4,2
5018 021	17 MP 45	M 160/1	160	41	M 16 x 120	10 000	4,2
5018 021	17 MP 65	M 160/3	160	41	M 16 x 120	15 000	4,1
5018 021	17 MP 70	M 160/4	160	41	M 16 x 120	20 000	4,1
5018 022	17 MP 75	M 185/5	185	48	M 20 x 160	25 000	3,5
5018 022	17 MP 85	M 185/6	185	48	M 20 x 160	35 000	3,3

1) Altura sin carga

F_{max} = Carga máxima por soporte

s_{max} = Deflexión a carga máxima

Hydrolager

El Hydrolager es un soporte de goma cuyo interior se encuentra cargado con un líquido. Consiguiéndose así un soporte para la absorción de vibraciones cuya amortiguación es hidráulica.

El problema más difícil de solucionar dentro del campo de las vibraciones, es cuando se tiene una masa excitada por un amplio espectro de frecuencias. Especialmente cuando se producen bajas frecuencias (entre cinco hertzios y quince hertzios). El constructor desea por un lado una alta amortiguación en el campo de las frecuencias naturales y un buen grado de aislamiento por encima de estas frecuencias naturales.

Los Megulastik descritos hasta ahora están generalmente pensados para la aplicación en máquinas, motores, etc. donde la frecuencia de excitación es relativamente alta, pasando rápidamente por el campo de frecuencias naturales (ver pág. 4). Generalmente esto ocurre en casi todas las máquinas de trabajo estacionario.

Por tanto, el campo de aplicación preferente para el Hydrolager son los vehículos de todo tipo, turismos (en los que los Hydrolager se han acreditado en millones de veces), pequeños motores de barco, sujeción de pequeños motores Diesel, etc. En todos estos casos el soporte del motor debe de ser lo más blando posible a fin de conseguir un buen aislamiento de ruidos. Por otro lado un soporte blando a excitaciones de baja frecuencia cerca de la frecuencia natural del sistema muelle-masa, motor/chasis, conduce a amplitudes admisiblemente altas del motor. En el caso de resonancia por ejemplo al pasar por una carretera desnivelada o en el caso de una marea, este balanceo puede ser crítico para el funcionamiento del motor y por consiguiente para su comportamiento en ruta.



Fig. 61 Hydrolager r estándar

Otro problema que se produce con frecuencia es la llamada vibración en punto muerto. Debido al ahorro de combustible las cada vez más bajas revoluciones de marcha al ralentí, especialmente en motores de 1 a 5 cilindros, conducen a un empeoramiento del comportamiento de la marcha en vacío, ya que las frecuencias de excitación del motor se acercan cada vez más a la frecuencia natural del sistema. Con el desarrollo del Hydrolager se ha dado un paso muy importante para la solución de este problema. Mediante la amortiguación hidráulica puede reducirse considerablemente la rigidez de elasticidad del elemento a fin de cumplir con las exigencias de algunas propiedades aislantes.

En la suspensión de motores se ha venido utilizando habitualmente muelles de goma metal, con ello se consigue una suspensión dura, combinada con un mal aislamiento de ruidos.

Sería factible utilizar en lugar de Hydrolager muelles de goma de alto efecto amortiguador, pero se dan los siguientes problemas:

- Las mezclas de alto efecto amortiguador tienen una fuerte fluencia.
- Estas mezclas se endurecen sometidas a cargas dinámicas y la curva de elasticidad sube considerablemente con una amplitud decreciente y frecuencias decrecientes.

Por ello es recomendable el empleo del Hydrolager.

En cuanto a la última propiedad puede mencionarse que justamente los ruidos van parejos a pequeñas amplitudes y altas frecuencias.

Por consiguiente una mejora en el grado de aislamiento de motores no es posible con los habituales soportes de goma de alta elasticidad. Una buena suspensión blanda conduce a una amplitud alta de vibración y a excitaciones de baja frecuencia debido al firme de la carretera; por el contrario, una suspensión dura (sistema elegido habitualmente) provoca demasiado ruido. La consecuencia lógica es el empleo del Hydrolager de FREUDENBERG.



Fig. 62 Motor Diesel de 1 cilindro montado sobre soportes

Hydrolager

Gama de fabricación estándar

Se aconseja el empleo del Hydrolager de FREUDENBERG cuando se tenga que aislar bajas frecuencias o cuando el sistema muelle-masa (por ejemplo suspensión de motores) están trabajando dentro o cerca de la zona de resonancia, ya que debido al amortiguador hidráulico integrado, el Hydrolager reduce considerablemente los efectos de resonancia.

Por su geometría el Hydrolager de FREUDENBERG posee unas características de muelle blandas en dirección a cizallamiento produciéndose una gran deflexión estática frente a cargas de este sentido. Con ello se garantiza una frecuencia de resonancia relativamente baja y en el área crítica un alto grado de aislamiento. En la figura 67 se refleja la curva de deflexión estática a compresión (dirección Z) para los tres Hydrolager estándar.

La amortiguación conseguida con estos soportes, es decir, el ángulo de pérdida dependiendo de la frecuencia de excitación consta en la figura 68.

En él se puede ver que el ángulo de pérdida máximo de 30° hace posible reducir el incremento de resonancia comparado con soportes altamente

elástico cuyo ángulo de pérdida es de 3° aproximadamente. En el caso del Hydrolager estándar aumenta (tal como se ve en el cuadro 69) la constante dinámica de deflexión al aumentar la frecuencia, lo cual conlleva a un empeoramiento del grado de aislamiento en determinadas áreas de frecuencias altas.

La frecuencia de resonancia del sistema debe situarse en lo posible dentro del campo de la máxima amortiguación a fin de que cuando se produzca dicha frecuencia el aumento de la amplitud sea lo más reducido posible.

Aplicación:

Los Hydrolager de FREUDENBERG son especialmente adecuados para el soporte de pequeños motores en vehículos de todo tipo, es decir, tanto maquinaria en general como en la construcción de barcos.

Sin embargo el endurecimiento dinámico que sufren los Hydrolager hacen que estos elementos no sean idóneos para aislar de vibraciones maquinaria estacionaria cuyo paso por el campo de resonancias sea rápido. En estos casos es más conveniente otros elementos de construcción estándar de FREUDENBERG.

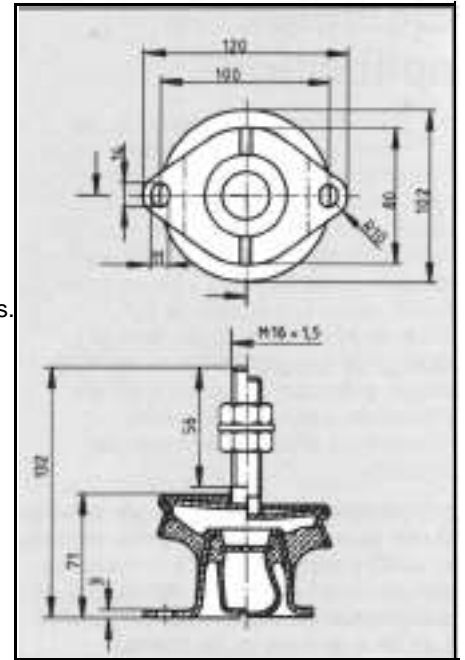


Fig. 66 Hydrolager estándar 3618 026/028/029¹⁾

Si embargo, en todos aquellos casos en los que la frecuencia de excitación conduzca a un balanceo del motor o de la máquina se recomienda el empleo del Hydrolager de FREUDENBERG.

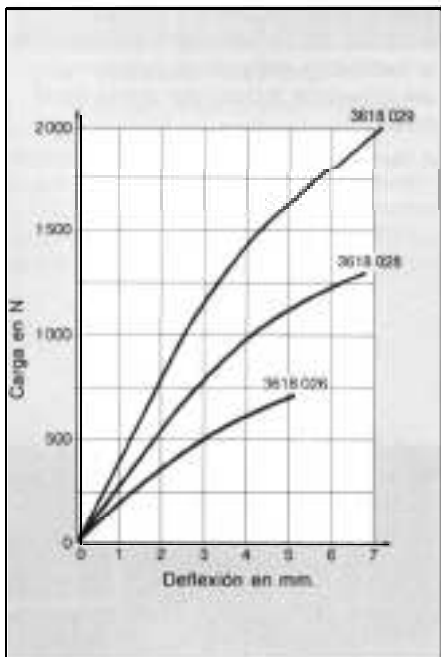


Fig. 67 Curva de deflexión estática en dirección Z

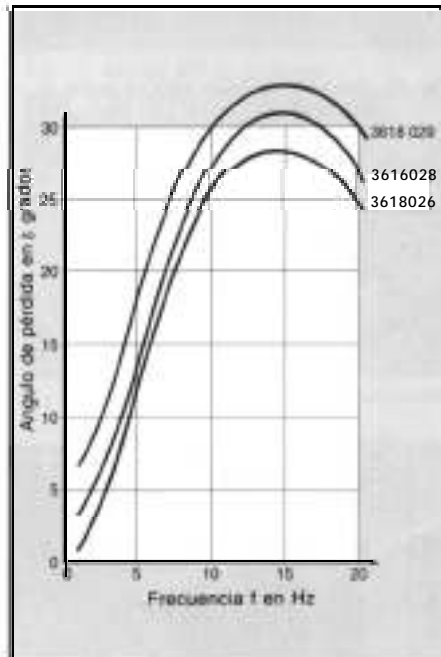


Fig. 68 Curva de amortiguación en función de la frecuencia

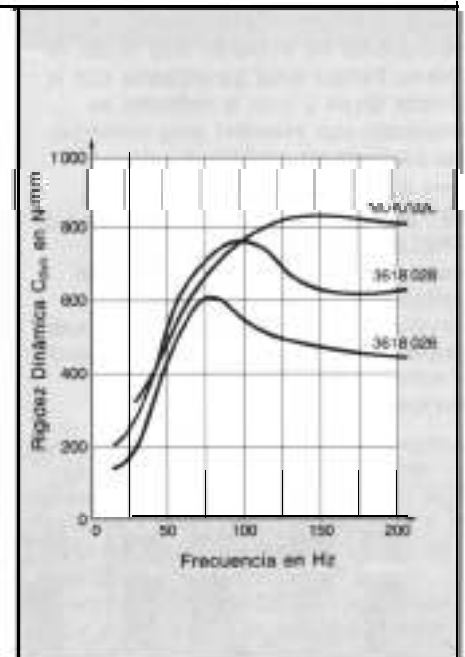


Fig. 69 Rigidez dinámica en función de la frecuencia

		Freudenberg Hydrolager					
		Valores nominales			Rigidez		
Pieza Nr.	Mezcla CF	F _Z max N	s _Z max mm	c _x ¹⁾ N/mm	c _y ²⁾ N/mm	c _z ²⁾ N/mm	
3618 026	11 MN 50	700	5,0	143	143	142	
3618 028	11 MN 55	1200	5,6	200	200	243	
3618 029	11 MN 60	1700	5,4	230	230	350	

1) Sometido a carga con una deflexión s_Z = 5 mm.
2) Módulo tangencial en s_Z = 2,5 mm.

F_Z = Máxima carga en dirección Z
s_Z max = Deflexión en dirección Z a carga máxima