



Chapter 7

隔振原理及其應用

7.1 振動危害與容許標準

7.1.1 振動的危害

7.1.2 振動控制的基本方法及隔振措施

7.1.3 振動的容許標準

7.2 隔振原理與隔振設計

7.2.1 單自由度系統隔振

7.2.2 隔振方式與設計原則

7.3 隔振器材和隔振器

7.3.1 要求與分類

7.3.2 鋼圓柱螺旋彈簧隔振器

7.3.3 橡膠隔振器和橡膠隔振墊

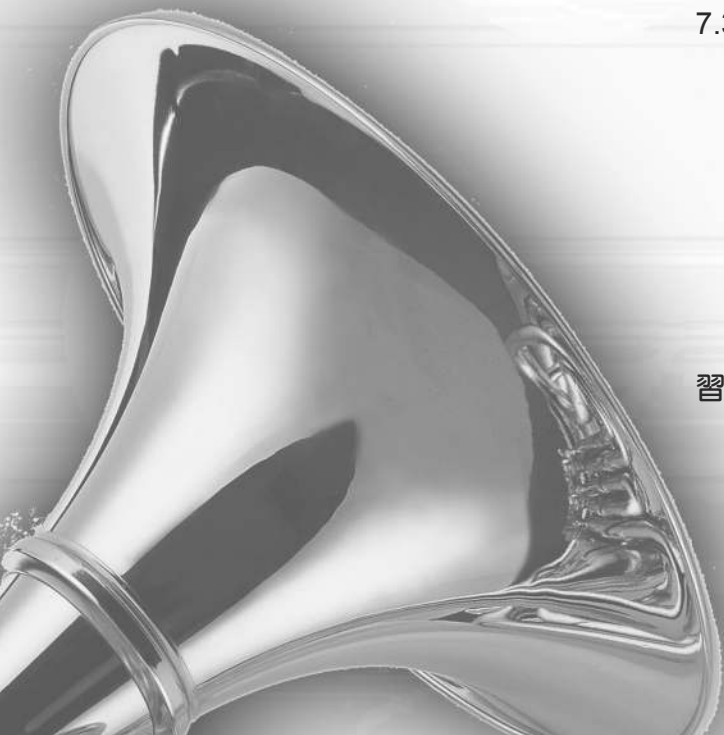
7.3.4 機床隔振器

7.3.5 全金屬鋼絲繩隔振器

7.3.6 空氣彈簧

7.3.7 軟木板

習題



7.1 振動危害與容許標準

7.1.1 振動的危害

振動 (vibration) 是普遍存在的現象，其來源可分為自然振源和人工振源兩大類。自然振源是自然界自身產生振動的位置和機制，如地震、海浪和風振等；人工振源是人類活動產生振動的位置和裝置，如各類動力機器的運轉、交通輸運工具的行駛、建築施工打樁和人工爆破等。

振動產生的振動波 (vibration wave)，透過建築物的基礎或地表傳至人體、精密儀器設備或者建築物本身，將會對人和物造成危害。從頻率的角度來看，自然振動影響的主要頻率在 10 Hz 以下，大多數情況能量分佈在 1 ~ 2 Hz 左右或更低；人工振動影響的主要頻率在 10 Hz 以上。振動類型不同，頻率區間也不相同，例如地鐵傳到附近地面的振動一般在 40 ~ 80 Hz 頻段的能量較大，車輛的振動能量主要在 10 ~ 20 Hz 範圍內。

一 振動傳至人體主要有四種形式

1. 振動傳遞到整個人體外表面或其他部分外表面。
2. 振動透過支撐表面傳遞到整個人體上，例如透過站著的人的腳，坐著的人的臀部或斜躺著的人的支撐面，這種情況通常稱為全身振動。
3. 振動作用與人體的某些個別部位，如頭或四肢，這種加在人體的某些個別部位，並且只傳遞到人體某個局部的振動（區別於全身傳遞），稱為局部振動。
4. 雖然振動沒有直接作用於人體，但人卻能透過視覺、聽覺等感受到振動，也會造成影響。這種雖不直接作用於人，但卻能影響到人的振動稱為間接振動。

二 振動對人體的主要危害和影響

1. 在振動環境工作的工人由於振動使他們的視覺受到干擾，手的動作受妨礙和精神難以集中等原因，往往造成操作速度下降，生產效率降低，工人感到疲勞，並且可能出現產品不良，甚至安全事故。
2. 如果振動強度足夠大，或者工人長期在相當強度下振動環境下工作，則工

人可能會在神經系統、消化系統、心血管系統、內分泌系統、呼吸系統等方面造成危害或影響。

3. 振動干擾居民的睡眠、休息、讀書和看電視等日常生活，若長期生活在振動干擾的環境中，由於長期上煩惱不堪，久而久之會造成身體或心理不適。

三 振動對於精密儀器、設備的影響

振動於建築物上，由於振動強度和頻率不同，將會使得某些建築物結構受到破壞，常見的破壞現象表現為基礎和牆壁龜裂、牆面剝落、石塊滑動、地基變形和沉陷等，甚至可使建築物倒塌。

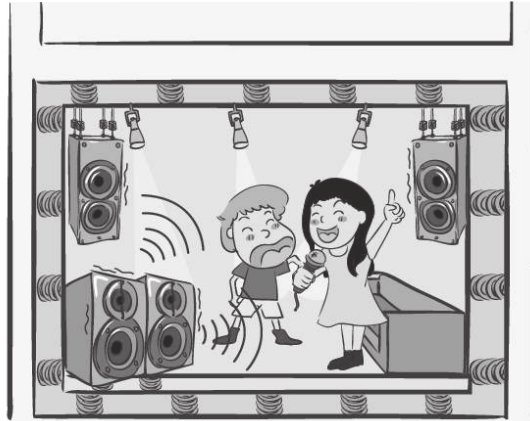
1. 振動會影響精密儀器儀錶的正常運行，影響對儀器儀錶的刻度閱讀的準確性和閱讀速度，甚至根本無法讀數。如果振動過大會直接影響儀器儀錶的使用壽命，甚至受到破壞。
2. 對於某些靈敏的電器如靈敏繼電器，振動甚至引起錯誤操作，從而造成一些重大事故。
3. 振動會使精密機床的加工精度下降，粗糙度上升，使品質無法保證，當振動過大時，會直接造成精密機床的刀具、精密零件受到損壞。

振動的物體可以直接向空間輻射 (radiated) 噪音，這就是空氣音 (air acoustics)。振動又會在土壤中傳播，在傳播過程中，又會引起建築物基礎、牆體、樑柱、天花板、門窗、管道……等振動，這些物體的振動會再次輻射噪音，這種噪音叫固體音 (solid-borne sound transmission)。

目前國內盛行的 KTV 與卡拉 OK 的噪音包含了固體音和空氣音兩種噪音方式，尤其是舞廳、PUB 等播放舞曲或熱門音樂的場所，貝斯低頻噪音經常是附近居民陳情的主因。這類喇叭所造成的低頻噪音通常是因喇叭音箱箱體振動沿著固定架，傳到地面、樓板或管線等處，再順著公寓建築結構、管線傳到公寓大樓其他處所，振動往往激發其他住戶起居室牆壁的振動，而產生噪音。這類固體噪音主要以 63 ~ 125 Hz 間的低頻率為主，能夠傳得很遠，其特徵是住戶不太聽得到音樂全貌，而是聽到音樂中「碰、碰」的貝斯聲。

固體音的防制必須以隔振為主，喇叭如放在地面要用隔振器，若是吊在天花板下方，必須採用隔振吊架來懸掛音箱架。消防管或水管等裸露管線，若遭受喇叭低頻聲音而會振動者，需要對管線做防音包覆。

對於低頻噪音衝擊牆壁、樓板所形成的固體音，裝潢時採用「屋中屋」(room in room)的設計，是可以解決噪音問題，所謂「屋中屋」是指場所裡所有的牆面、天花板除了採用厚重的隔音建材外，而且必須是獨立的結構，即和原有的牆壁、天花板是分開的，地板採用隔振地板，這樣振動才不會傳到原有的建築物結構上，就像是在原有的室內再蓋一間(圖 7.1-1)。



資料來源：環境保護署

圖 7.1-1 KTV 固體傳音防制方法

7.1.2 振動控制的基本方法及隔振措施

振源 (vibration source) 產生振動，透過介質傳至受振物件，所以振動控制的基本方法也就分三個方面：振源控制 (vibration source control)、傳遞過程中振動控制和受振物件採取控制措施。

振動控制主要有以下幾種方法：消振 (anti-vibration、vibration removal)、隔振 (vibration isolation)、吸振 (vibration absorption) 和減振 (vibration reduction)。

消振是在振源上採取措施 (vibration absorbing measures)，如改善機械運動的平衡性能、改善擾動力的方向、增大阻尼 (damping)、改變質量 (mass) 和剛度 (stiffness) 避免共振 (resonance) 等；隔振指在振動源傳播路徑上採取措施，使振動不傳播出去，常見方法有採用大型基礎或安裝隔振器等；吸振常用在受振物件上，附加一個振動子系統使某一頻率的振動得到吸收；減振一般是在受振物件上附加阻尼元件，透過消耗能量使振動回應減小。

隔振分為兩類：積極隔振和消極隔振。所謂積極隔振，就是為了減少動力設備產生的擾力向外的傳遞，對動力設備所採取的隔振措施（即減少振動的輸出）；所謂消極隔振，就是為了減少外來振動對防振物件的影響，對防振對象（如精密儀器）採取的隔振措施（即減少振動的輸入）。無論何種類型隔振，都是在振源或防振物件與支承結構之間加隔振器材。對動力機器採取隔振措施還對保護機器本身精密零件和模具等有好處，降低機器的動載荷，提高了機組的使用壽命。

除了機器設備隔振外，管道隔振也是常採用的方法。常見的措施有在動力機器與管道之間接縫處做額外的處理，如在風機的風管與風機的連接處，採用柔性帆布管接頭，以防止振動的傳出。

在水泵 (water pump) 進出口處加橡膠軟接頭，以防止水泵機體振動沿管路傳出；在柴油機排氣口與管道之間加金屬波紋管 (corrugated pipe)，以防止柴油機機體振動沿排氣管傳出等。

在管路穿牆而過時，使管路與牆體脫開，並墊上彈性材料，以減少牆體振動。為了減少管道振動對周圍建築物的影響，每隔一定距離設置隔振吊架和隔振支座。



7.1.3 振動的容許標準

對於人體振動的容許值，一般劃為三個等級標準：

第一級針對乘坐飛機、車輛和船隻旅客等的，要求保持舒適；

第二級針對載貨汽車、拖車駕駛員和機器操作者的，要求能保持正常的工作效率；

第三級針對能保持人體健康和人在生理上的所能忍受的振動。

這三個等級的標準，可以採取比值法或加權法。比值法就是將振動做頻譜分析，提出每個頻段（或 1/3 倍頻程）的加速度值，用這些一一對應的數值來描述或評估這一振動環境。當這些一一對應的數值有任一組值超過有關標準時，即認為該振動環境超過有關人體的振動容許值。

表 7.1-1 中的振動級是經過 ISO2631 提出的加權因數加權後的加速度級 (level)， x 與 y 是水平向， z 是垂直向。振動加速度級定義如下：

$$VAL = 20 \log_{10} \frac{a}{a_0} \quad (7-1)$$

式中：

VAL ：振動加速度級 (dB)，

a_0 ：基準加速度，取 $a_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ ，

a ：實測或計算的振動加速度有效值 (m/s^2)。

振動加權加速度級定義：

$$VL = 10 \log_{10} \sum 10^{(VAL_i + \alpha_i)/10} \quad (7-2)$$

式中：

VL ：振動加權加速度級 (dB)，也可以簡稱為振動級或振級，

VAL_i ：每個頻帶的振動加速度級，

α_i ：各個頻帶的加權因數。

表 7.1-1 全身振動勞動保護標準的振動級 VL/(dB)

界限 \ 暴露時間		24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
舒適性降低限	Z	93	97	100	104	107	112	115	117	119
	X(Y)	90	94	97	101	104	109	112	114	116
疲勞—熟練程度降低限	Z	103	107	110	114	117	122	125	127	129
	X(Y)	100	104	107	111	114	119	122	124	126
暴露界限	Z	109	113	116	120	123	128	131	133	135
	X(Y)	106	110	113	117	120	125	128	130	132

舒適性降低界限是按振動頻率、暴露時間 (exposure time)、振動作用方向和人體姿勢等的不同而異的。Adewusi 等人 (2010 年) 就對不同姿勢，不同握力，不同激勵級的人體手臂系統進行了振動傳輸特性的研究。得出在低於 25 Hz 的振動時，當手臂伸展，如圖 7.1-2(a)，能夠增強振動傳輸到上臂和整個身體，但是對比手臂收縮，如圖 7.1-2(b)，削弱 25 Hz 以上振動的效果要好很多，特別是在肩部。

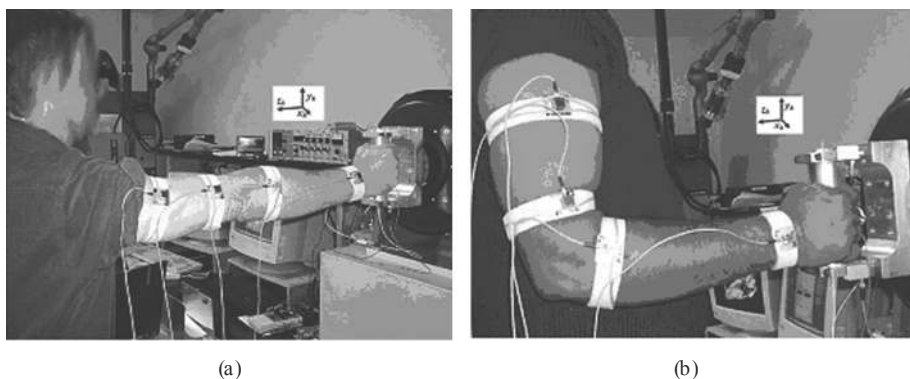


圖 7.1-2 不同手臂姿勢下的振動傳輸特性

建築物的允許振動標準是與其上部結構、地基的特性以及建築物的重要性有關的。德國1999年頒佈的標準 DIN4150 第三部分「振動對建築物的影響」中規定，在短期振動作用下，使建築物開始遭損壞，諸如粉刷開裂或原有裂縫擴大時，作用在建築物基礎上或樓層平面上的合成振動限值見表 7.1-2。

表 7.1-2 建築物開始損壞時的振動速度值

序號	結構形式	振動速度峰值 (mm/s)				最高樓層 平面 混合頻率 /Hz
		基礎				
		頻率範圍 /Hz				
		10 以下	10 ~ 50	50 ~ 100		
1	商業或工業用建築物和類似設計的建築物	20	20 ~ 40	40 ~ 50		
2	居住建築和類似設計的建築物	5	5 ~ 15	15 ~ 20	40	
3	不屬於1、2項所列的對振動特別敏感的建築物、具有紀念價值的建築物	3	3 ~ 8	8 ~ 10	15	

精密儀器、設備後座的容許振動標準，應由製造部門提供。當無資料時，可以根據其對振動的敏感程度的特性按表 7.1-3 選用。

表 7.1-3 精密儀器、設備容許振動值

防振等級	精密儀器、設備名稱	容許振動線位移 l (μm)	容許振動線速度 l (mm/s)
1	每毫米刻 3,600 條以上的光柵刻線機。	—	0.01
2	每毫米刻 2,400 條的光柵刻線機。	—	0.02
3	每毫米刻 1,800 條的光柵刻線機、自控鐳射光波比長儀及光柵刻劃檢刻機、80 萬倍電子顯微鏡、精度 $0.03 \mu\text{m}$ 光波干涉孔徑測量儀、14 萬倍掃描電鏡、精度 $0.02 \mu\text{m}$ 柯氏干涉儀、精度 $0.01 \mu\text{m}$ 雙管烏氏光管測角儀，加工精度小於 $0.1 \mu\text{m}$ 表面粗糙度 $R_a = 0.125 \mu\text{m}$ 的超精密車床、銑床和磨床。	—	0.03
4	每毫米刻 1,200 條的光柵刻線機、6 萬倍電子顯微鏡、 $\nabla 14$ 光潔度干涉顯微鏡、 $\nabla 13$ 光潔度測量儀、光導纖維拉絲機、積體電路製版和光刻工序、膠片和像紙擠壓塗布機。加工精度 $0.1 \sim 0.5 \mu\text{m}$ ，表面粗糙度 $R_a = 0.025 \mu\text{m}$ ，的五級絲杠車床、螺紋磨床、高精度刻線機、高精度外圓磨床和平面磨床等。	—	0.05
5	每毫米刻 600 條的光柵刻線機、立式金相顯微鏡、 AC_4 型檢流計、 $0.2 \mu\text{m}$ 分光鏡(測角儀)、高精度機床裝配台、超微粒石板塗布機。	—	0.10
	加工精度 $0.5 \sim 1 \mu\text{m}$ ，表面粗糙度 $R_a = 0.05 \mu\text{m}$ 的六級絲杠車床、螺紋磨床、精密滾齒機、精密滾磨床等，精度 1×10^{-7} 的一級天平 TG11、TG128。	1.5	
6	精度為 $1 \mu\text{m}$ 的立式(臥式)光學比較儀、投影光學計、測量計。	—	0.20
	加工精度 $1 \sim 3 \mu\text{m}$ ，表面粗糙度 $R_a \geq 0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$ 的精密磨床、齒輪磨床、精密車床、座標鏜床等，精度為 $1 \times 10^{-5} \sim 5 \times 10^{-7}$ 的單盤天平 MD100-1、DWT-1、DTG160 和三級天平 TG31、TG328、TG332、TG335。	3.0	
7	精度為 $1 \mu\text{m}$ 的萬能工具顯微鏡、精密自動繞線機、接觸式干涉儀。	—	0.30
	加工精度大於 $3 \sim 5 \mu\text{m}$ ，表面粗糙度 $R_a \geq 0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$ 的精密臥式鏜床、精密車床、數控車床、仿行車床等，六級天平 TG626A，縫隙天平陀螺儀搖擺試驗台。	4.8	
8	光電反射檢流機、示波檢流器、動平衡機、102G 氣相層析儀(色譜儀)、臥式光度計、扭簧比較儀、大型工具顯微鏡、雙管顯微鏡、阿貝測長儀、硬度計、電位計、溫度控制儀。	—	0.50

7.2 隔振原理與隔振設計

隔振就是在振動源和基礎、基礎與需要防振的儀器設備之間，加入具有彈性的裝置以減少振動量的傳遞。圖 7.2-1 和圖 7.2-2 為積極隔振和消極隔振的示意圖。

在加入隔振器件之前，振動源與基礎、基礎與儀器設備之間可能是剛性連接，此時來自振動源的擾動力完全傳給地基，而來自地基的擾動位移完全傳給儀器設備，而採用了合理的彈性連接後，可減少相應的傳遞率。注意，不合理的隔振設計不但不能減少振動的傳遞率，反而可能增大振動的傳遞率。

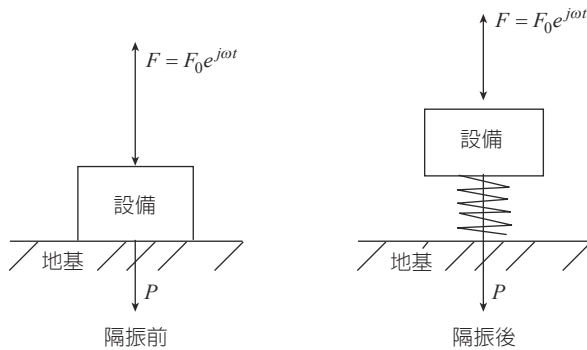


圖 7.2-1 積極隔振示意圖

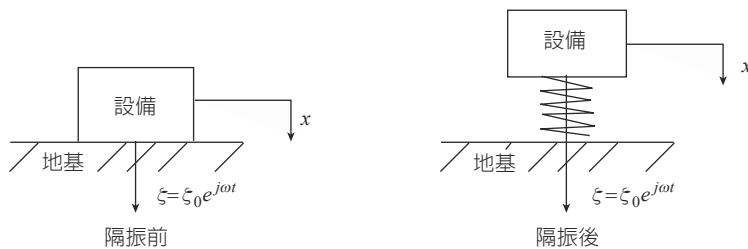


圖 7.2-2 消極隔振示意圖

隔振的評估方法有很多，最常用的表示方法是振動傳遞係數 (vibration transmitting coefficient)、效率比 (efficiency ratio) 和能流傳遞率 (energy influence rate) 等。效率比雖然能直觀顯示隔振效果，但是不能顯示整個隔振系統的回應特性。能流傳遞比可以避開效率比的侷限性，並且能透過加速級估計出來。

對於積極隔振，振動傳遞係數定義為力傳遞係數 (force transfer coefficient)：

$$T_f = |P/F| \quad (7-3)$$

式中：

P ：傳到地下的力，

F ：擾動力。

對於消極隔振，振動傳遞係數定義為位移傳遞係數 (shift transfer coefficient)：

$$T_d = |x/\xi| \quad (7-4)$$

式中：

x ：傳到設備的位移距離，

ξ ：地面振動的位移距離。

顯然，不論是對積極隔振還是消極隔振，振動傳遞係數越小，則說明隔振效果越好。由於積極隔振和消極隔振的振動傳遞係數的最終運算式完全一致，在以下的推導中，僅提出積極隔振的振動傳遞係數的推導過程，說明振動原理。

7.2.1 單自由度系統隔振

對於積極隔振系統，如圖 7.2-1，假設用於隔振的彈簧的剛度為 k ，設備質量為 m ，系統的阻尼為 c ，其受到的擾動力為 $F_0 e^{j\omega t}$ ，透過運動方程，歸一化頻率 $z = \omega/\omega_0$ ，阻尼比 $\xi = c/2\sqrt{mk}$ ，可以得到振動傳遞係數 (vibration transmitting coefficient)：

$$T_f = \left| \frac{P_0}{F_0} \right| = \left| \frac{1}{k} \frac{j\omega c + k}{1 - z^2 + j2\xi z} \right| = \left| \frac{j\omega c/k + 1}{1 - z^2 + j2\xi z} \right| \quad (7-5)$$

進一步化簡得：

$$T_f = \left| \frac{1 + j2\xi z}{1 - z^2 + j2\xi z} \right| = \frac{\sqrt{1 + (2\xi z)^2}}{(1 - z^2)^2 + (2\xi z)^2} \quad (7-6)$$

(7-6) 式提出了單自由度隔振系統 (one-degree-of-freedom vibration isolation

systems) 的基本原理。對於不同的歸一化 (normalization) 無量綱 (指沒有單位的物理量，這種物理量與單位制度 (公制或英制) 無關) 頻率 z 和阻尼比 ζ ，按上式繪出了力傳遞係數的曲線，如圖 7.2-3 所示。

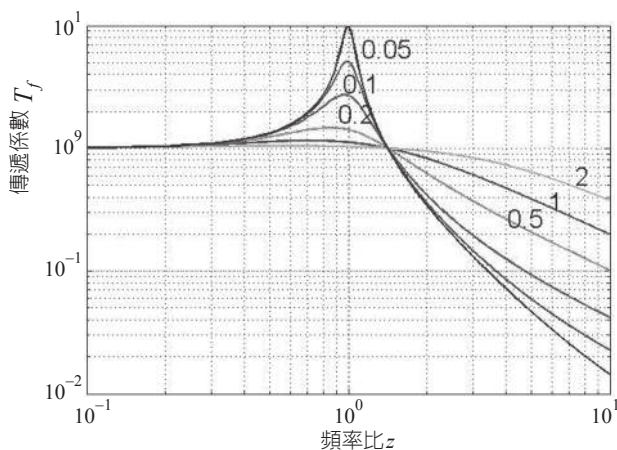


圖 7.2-3 隔振系統的傳遞率隨頻率和阻尼的變化圖

從圖 7.2-3 中可以看出，在阻尼比一定的情况下，在振動擾動頻率遠小於整個系統的共振頻率時 ($z = \omega/\omega_0 \ll 1$)，力傳遞係數為 1。此時，擾動力完全傳遞到基礎上，系統沒有隔振作用。因此，頻率很低的擾動一般很難對其進行隔振控制。當振動擾動頻率在整個系統共振頻率附近時 ($z = \omega/\omega_0 \approx 1$)，力傳遞係數可能大於 1。此時，隔振系統不但沒有起到隔振作用，而且有可能放大擾動力，使更大的擾動力傳到基礎上去，放大的程度的大小取決於系統的阻尼。當振動擾動頻率遠大於整個系統共振頻率時 ($z = \omega/\omega_0 \gg 1$)，力傳遞係數小於 1。此時，系統才有隔振作用。

從圖 7.2-3 中可以看到，振動擾動頻率越大於整個系統共振頻率，則力傳遞係數越小，隔振效果越好。這就是隔振的基本原理，即透過加入彈性元件 (減小系統剛度 k) 或增大系統質量 m 來降低系統的共振頻率 ($\omega_0 = \sqrt{k/m}$)，使其遠小於擾動頻率，從而降低力傳遞係數，對於消極振動系統，則是降低其位移傳遞係數。

從圖 7.2-3 中可以看出阻尼的作用。當振動擾動頻率遠小於整個系統共振頻率時，阻尼的作用不明顯。當擾動頻率在系統共振頻率附近時，增大阻尼能有效的防止共振現象，防止隔振系統放大擾動力的傳遞。當阻尼為 1 時，基本上能避免擾動力傳遞的放大現象。但當擾動頻率大於系統共振頻率時，即

在有效的隔振頻段，阻尼起著減小隔振效果的作用。即當擾動頻率和系統的共振頻率的比值固定時，阻尼越大，力傳遞係數越大，隔振效果越差。在實際工程中，擾動 (disturbance) 一般不可能完全固定在某個頻段，尤其是當機器啓動和停機時，擾動是寬頻帶的，因此，隔振系統一定要有適當的阻尼以避免系統共振。

7.2.2 隔振方式與設計原則

隔振器可直接設置在機器的機座下，也可以設置在與機座剛性連接的基礎下面，通常稱與機座剛性連接的基礎為隔振台座或剛性台座。剛性台座從材料角度可分為兩類：一類是由槽鋼角碼等焊接而成；另一類是由鋼筋混凝土澆鑄而成。應設置剛性台座的情況有：(1) 機器機座的剛度不足；(2) 直接在機座下設置隔振器有困難；(3) 爲了減少被隔振物件的振動，需要增加隔振體系的质量和質量慣性矩 (mass moment of inertia)；(4) 被隔振物件是由幾部分或幾個單獨的機器組成。隔振方式通常分為支承式、懸掛式和懸掛支承式。

支承式爲隔振器設置在被隔振設備機座或剛性台座下面。懸掛式是被隔振設備安裝在兩端爲鉸的剛性吊杆懸掛的剛性台座上或直接將隔振設備的底座掛在剛性吊杆上，可用於隔離水平方向振動。

在考慮隔振方式時，應便於隔振器的安裝、觀察、維修以及更換所需要的空間，有利於生產和操作，應盡可能縮短隔振體系的重心與擾力作用線之間的距離。隔振器在平面上的佈置，應力求使其剛度中心與隔振體系 (包括隔振物件及剛性台座) 的重心在同一垂直線上。

對於積極隔振，當難於滿足上述要求時，則剛度中心與重心的水準距離不應大於所在邊長的 5%，此時垂直方向振幅的計算可不考慮回轉的影響。對於消極隔振，應使隔振體系的重心與剛度中心重合。對於附帶有各種管道系統的機組設備，除機組設備本身要採用隔振器外，管道和機組設備之間應加柔性接頭；管道與天花板、牆體等建築構件連接處均應安裝彈性接件，必要時，導線也應採用多股軟線或其他措施。隔振體系的固有圓頻率 ω_0 應低於干擾圓頻率 ω ，至少應滿足 $\omega/\omega_0 > 1.41$ 。一般情況下， ω/ω_0 比值在 2.5 ~ 4.5 範圍內選取。

當振源爲矩形或三角形脈衝時，脈衝作用時間 t_0 與隔振體系固有週期 T 之比，應分別符合 $t_0/T \leq 0.1$ 或 0.2。在開機和停機的過程中，擾頻經過共振區時，需要避免出現過大的振動位移，一般阻尼比取 0.06 ~ 0.1；對衝擊振動，阻尼比宜在 0.15 ~ 0.3 範圍內選擇，一般取 0.25 左右；消極隔振的台

座因操作原因產生振動時，應有阻尼以使其迅速平穩，一般阻尼比在 0.06 ~ 0.15 範圍內。另外當傳統的串列隔振不能有效的降低干擾時，可以考慮並行設計。

7.3 隔振器材和隔振器

7.3.1 要求與分類

對動力設備採用積極隔振措施，如動力吸振器，或對精密儀器、設備及建築物採取消極隔振措施時，應根據隔振要求，安裝隔振器的環境空間允許位置等對隔振器進行選擇。一般來說，為達到隔振目的，隔振材料或隔振器應該符合：

1. 彈性性能優良，剛度低。
2. 承載力大，強度高，阻尼適當。
3. 耐久性好，性能穩定，不因外界溫度、適度等條件變化而引起性能發生較大變化。
4. 抗酸、鹼、油等的侵蝕能力強。
5. 取材容易。
6. 加工製作和維修、更換方便。

隔振器材和隔振器分類比較複雜，可按材料或結構形式分類，也可按用途進行分類。表 7.3-1 提出了隔振器材或隔振器的分類。

表 7.3-1 隔振器材或隔振器分類

隔振墊	橡膠隔振墊 玻璃纖維墊 金屬絲網隔振墊 軟木、毛氈、乳膠海綿等製成的隔振墊
隔振器	橡膠隔振器 全金屬隔振器（螺旋彈簧隔振器、蝶簧隔振器、板簧隔振器和鋼絲繩隔振器等） 空氣彈簧 彈性吊架（橡膠類、金屬彈簧類或複合型）
柔性接管	可曲繞橡膠接頭 金屬波紋管 橡膠、帆布、塑膠等柔性接頭

7.3.2 鋼圓柱螺旋彈簧隔振器

在隔振工程中，鋼彈簧隔振器具有性能穩定、承載能力強、壽命長、抗環境污染能力強、計算可靠、固有頻率低等優點，隔振中應用較多，並且已有定型產品。常用為鋼圓柱螺旋彈簧隔振器。常用的彈簧鋼材的力學性能指標可按表 7.3-2 查看。

表 7.3-2 中所列容許切應力，為受動載荷次數在 10^6 以上或大衝擊載荷時的數值。目前國內定型的彈簧隔振器一般採用 60Si2Mn 或 60Si2MnA。在對隔振器各種條件要求比較嚴格的場合，如減少彈簧鋼材表面脫碳或在熱處理保證其滲透性，則應選擇 60Si2CrA、60SiCrVA 或 50CrVA。如果要在體積不變的情況下增加彈簧的承載能力，則可選擇 60Si2CrVA。

表 7.3-2 常用彈簧鋼材的力學性能

材料名稱	容許切應力 [τ]/MPa	切邊模量 G/MPa	彈性模量 E/MPa
碳素彈簧鋼絲	($\phi 4 \sim \phi 6$ mm) 420	80000	200000
	($\phi 6.3 \sim \phi 8$ mm) 370		
65Mn	($\phi 4.8 \sim \phi 5.3$ mm) 400	80000	200000
	($\phi 5.5 \sim \phi 3$ mm) 380		
60S ₁₂ Mn	470	80000	200000
60S ₁₂ MnA			
60S ₁₂ CrA			
60S ₁₂ CrVA	560	80000	200000
50CrVA	440	80000	200000

圖 7.3-1 為圓柱螺旋彈簧的示意圖。鋼圓柱螺旋壓縮彈簧的計算步驟為：

- (1) 根據隔振體系的有關資料和要求，計算出每個彈簧應承受的載荷 W 和每個彈簧的豎向剛度 k_z ；
- (2) 選擇彈簧的旋繞比 C ；
- (3) 彈簧鋼絲直徑 d ；
- (4) 彈簧有效圈數 n ；
- (5) 彈簧總圈數 n_1 ；
- (6) 彈簧自由高度 H_0 ；
- (7) 彈簧最大高度 H_n ；
- (8) 彈簧最小高度 H_b ；
- (9) 彈簧節距 h ；
- (10) 彈簧螺旋角 α ；
- (11) 彈簧展開長度 L 。

7.3.3 橡膠隔振器和橡膠隔振墊

橡膠隔振器和橡膠隔振墊在隔振中應用極為廣泛，其主要優點有：

1. 可以製成各種形狀和各種不同硬度的製品，具有良好的彈性和足夠的強度。

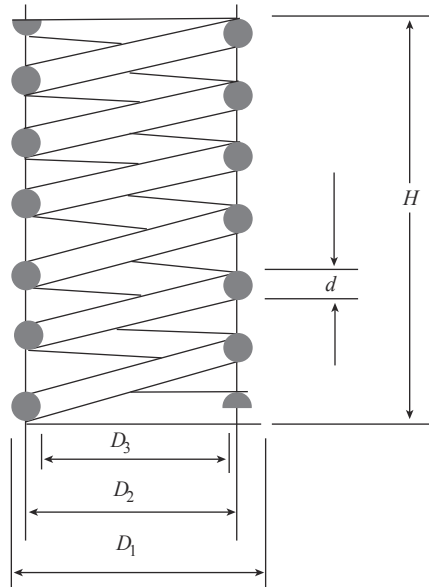


圖 7.3-1 圓柱螺旋彈簧示意圖

2. 可以使隔振系統的固有頻率做得較低，並且具有較高的阻尼。
3. 無論在拉、壓、剪切和扭轉受力情況下，變形都比較大。

和金屬彈簧隔振器相比，其缺點為：

1. 其固有頻率難以做到 5 Hz 以下。
2. 其抗環境污染與抗溫變化能力較弱，壽命較短。

在選用和設計時，要根據不同隔振物件和使用要求選擇橡膠隔振器（墊）的種類。

1. 天然膠：強度、延伸性、耐磨性和耐寒性均較好，且能與金屬牢固黏好，但耐熱性與耐油性較差。
2. 丁腈膠：耐熱耐油性能好，阻尼較大，並能與金屬牢固黏合。
3. 氯丁膠：主要是耐候性好，並能與金屬牢固黏好，但生熱性太大。常用於對防老化和防臭氧要求較高的地方。
4. 丁基膠：阻尼大，耐寒、耐臭氧和酸類作用方面也較好，但與金屬的黏合較困難。
5. 乙烯丙烯聚合物橡膠：主要用於溫度較高的環境。

橡膠隔振器的結構形式選擇：

1. 當橡膠隔振器承受的動載荷較大，或機器轉速較高（大於 1,500 r/min）時，可選用壓縮型隔振器。
2. 當橡膠隔振器承受的動載荷較小或機器轉速較低（600 ~ 1,500 r/min）時，可選用剪切型隔振器。
3. 介於上述兩者之間的情況，可選用壓剪複合型隔振器。
4. 當對隔振要求不高時，或要求投資低、使用方便時，可選用橡膠隔振墊。

剪切型橡膠隔振器具有較高的承載能力、較低的剛度和較大的阻尼等優點，是應用比較廣泛的隔振元件，固有頻率可做到 5 Hz。壓剪型橡膠隔振器的性能介於壓縮型和剪切型之間，適用於機器轉速為 1,000 ~ 2,000 r/min 時的隔振或衝擊隔離。橡膠隔振墊應用範圍十分廣泛，主要特點為通用性強，使用安裝方便，價格低，適用於轉速高（轉速 1,500 r/min 以上）的機器隔振和衝擊隔離，其串聯使用（多層墊複合）也能做到立向固有頻率較低。

7.3.4 機床隔振器

機床隔振器，又稱機床防振墊鐵。此類型隔振器主要用於金屬切削機床、橡塑機械、輕工機械、食品加工機械等。亦可以用於轉速較高的動力機械隔振和衝擊隔離。該類隔振器的特點是：

1. 安裝機床不需埋設地腳螺栓，操作簡單。
2. 可以調整機床高度，調整方便、迅速。
3. 可保證機床加工精度。在使用機床隔振器時，因為橡膠的蠕變現象和機床要求水平度較高，故新機床隔振器第一次使用時，兩週後再調節一次機床水準。圖 7.3-2 提出了充氣式減振墊鐵和橡膠剪切隔振器兩種常用機床隔振器。

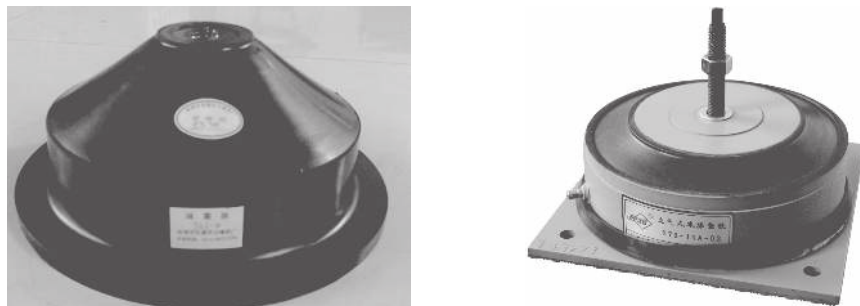


圖 7.3-2 常用機床隔振器

7.3.5 全金屬鋼絲繩隔振器

該類隔振器是以不鏽多股鋼絲絞合線，經均勻的按對稱或反對稱方式，在腐蝕金屬夾板上螺旋狀纏繞後，用適當方式固聯而成。其主要原理是，利用螺旋環狀多股鋼絲絞合線在負荷作用下所具備的非線性彎曲剛度和多股鋼絲間由於相對滑移而產生的非線性摩擦後，大量吸收和耗散系統運動能量，改善系統運行的動態平穩性，保護設備安全工作。

全金屬鋼絲繩隔振器最突出特點為載荷 - 變形曲線的非線性和較好的阻尼特性。此類隔振器當動載荷增加時，則動剛度隨之增加，從而抑制隔振器的振幅，增加了隔離設備的穩定性。設備暫態超載對隔振器影響不大，有明顯的超載荷能力，並且在較寬的載荷範圍內能維持基本不變的固有頻率。有較強的衝擊保護作用，能吸收較大的振動能量。在高頻低振幅時，阻尼小，而在低頻大振幅時阻尼大，這樣的特性可使得無論在共振區還是隔振區都能獲得最小的傳遞率。通常阻尼比變化範圍在 0.15 ~ 0.20 之間。另外，其載荷範圍寬，從結構上看，不僅其圈數可大可小，而且還可長可短，製造安裝都很方便。安裝方式根據情況需要可受壓、可斜置，也可剪切支承或吊支，是大有前途的較理想的隔振器。其性能特點是：穩定，壽命長，環境適應好，高低溫性能不變等。

7.3.6 空氣彈簧

空氣彈簧是在一密封容器中充入壓縮空氣，利用氣體的可壓縮性表現彈簧作用。常用的空氣彈簧裝置由彈簧體、附加氣室和高度控制器三部分組成。在機械設備等振動隔離系統中，採用空氣彈簧具有的特點。設計時，彈簧的高度、承載能力、彈簧常數等是彼此獨立的，並且可在相當寬的範圍內選擇。空氣彈簧剛度，可以借助改變空氣的工作壓力，增加附加氣室的容積來降低剛度，可以設計出很柔軟的彈簧。

空氣彈簧的剛度隨載荷而變，故在不同載荷下，其固有頻率幾乎保持不變，故系統的隔振效果近似不變。透過高度控制系統，控制彈簧的工作高度在任何載荷下保持一定，有利於工程應用。同一空氣彈簧，透過工作氣壓的調整，可以有不同的承載能力。空氣彈簧對高、低頻振動、衝擊以及固體聲均有很好的隔離特性。阻尼的大小，可採用不同阻尼管進行調節。空氣彈簧的彈簧部分質量可以做得比較輕。例如承受 10 t 載荷，直徑為 500 mm 的空

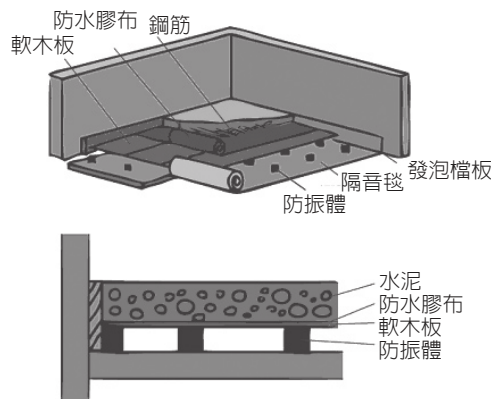
氣彈簧，除去上下面板，橡膠部分質量只有 5 kg 左右。圖 7.3-3 提出了某空氣彈簧減振器照片。



圖 7.3-3 空氣彈簧減振器

7.3.7 軟木板

軟木具有質輕、耐腐蝕、保溫性能好、施工方便等特點，並有一定的彈性和阻尼，適用與高頻或衝擊設備的隔振。由於生產軟木的廠家不同，採用的原材料的粒徑和配方不同，產品的密度以及力學性能差別較大。在應用軟木時，可要求生產廠提供力學資料，或有條件自己進行性能測試。當無條件時，軟木板的壓力不宜超過 80 kPa，在此範圍內，靜態彈性模量 $E_s = 4,000 \text{ kN/m}^2$ ；軟木板的動靜彈性模量之比，可取 $n_d = 2.0 \sim 2.5$ ，阻尼比可取 $0.05 \sim 0.07$ 。其中軟木板的靜剛度可按 $k_s = E_s S / H$ 計算。其中 S 為承壓面積， H 為厚度。工程上為防止樓板的振動，軟木板亦搭配防水膠布、隔音毯、發泡材料及防振體共同使用，如圖 7.3-4 所示。



資料來源：環境保護署

圖 7.3-4 樓板衝擊音及防振方法



習題

問答題

1. 何謂振動的危害？
2. 請說明振動控制的基本方法？
3. 請說明隔振措施？
4. 請說明振動的容許標準？
5. 請說明隔振原理？
6. 請說明隔振設計？
7. 何謂隔振器材？
8. 何謂隔振器？

