

1. 滾動軸承構造與特徵

1.1 滾動軸承的構造

滾動軸承一般如圖 1-1 所示，是由軌道環(內環和外環)，滾動體(滾珠)及保持器所構成。即在相對兩個軌道環之間配置幾個滾動體，並利用保持器使它們不互相接觸而保持一定間隔做滾動運動的構造。

滾動體和內、外環的軌道面，其幾何學是以點(滾珠)或線(滾子)接觸。理論上滾動體是在內環和外環軌道上進行滾動運動並公轉。

滾動體與軌道環是以其軌道面的接觸面(點)支撐軸承所承受的負荷。另一構成零件保持器並不直接承受軸承負荷，它除了使滾動體等間隔地維持正確位置外，同時也防止安裝軸承時滾動體脫落。

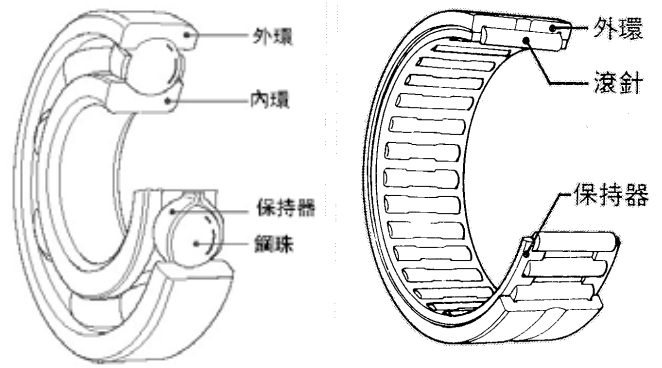


圖 1-1 滾動軸承

1.2 滾動軸承的特徵

滾動軸承主要依滾動體形狀分為滾珠軸承和滾子軸承兩大類。相較於主要尺寸相同的滾珠軸承與滾子軸承，滾珠軸承由於其摩擦阻力和迴轉時的軸振擺較小，因此適用於高速、高精度、低轉矩及低振動用途。因滾動軸承有多種形式和種類，各自有其固有的特徵，若與滑動軸承比較，具有如下之共同優點：

- (1) 起動摩擦係數小且與動摩擦係數之差少。
- (2) 有國際統一的標準和規格，容易取得互換性產品。
- (3) 潤滑方便，潤滑劑消耗少。
- (4) 一般而言，一個軸承可以同時承受徑向負荷及軸向負荷。扣環
- (5) 在高溫或低溫下亦比較容易使用。
- (6) 可經由施加預壓來提高軸承剛性。

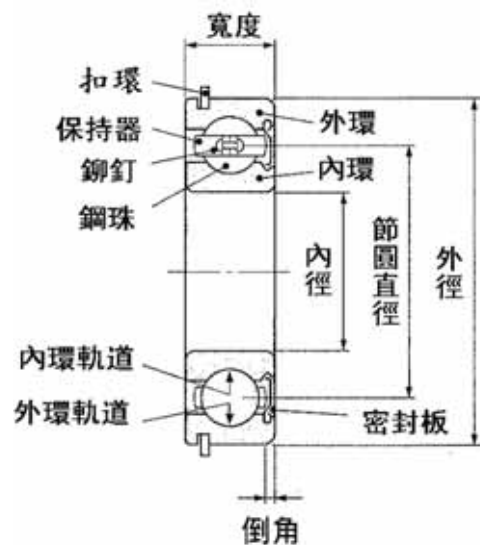


圖 1-2 深溝滾珠軸承常用各部分之名稱


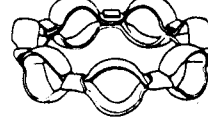
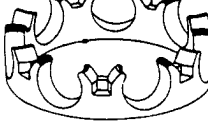

1.3 滾珠軸承

滾珠軸承中的深溝滾珠軸承是使用範圍最廣的軸承。其內外環軌道都呈圓弧狀深溝，能承受徑向負荷、雙向軸向負荷或它們所組合成的合成負荷，也適用於高速迴轉。

此形式軸承中有填入滑脂的填脂軸承(雙遮蓋或雙密封軸承)及附有扣環軸承等，因此使用這些軸承可以簡化軸承殼(箱)的設計。圖 1-2 為深溝滾珠軸承常用各部分之名稱。

深溝滾珠軸承一般是使用沖製保持器，但大尺寸的軸承或高速用軸承則採用機製保持器。常用之保持形式如表 1-1。

表 1-1 保持器常用之形式和材料

形式	名稱
	沖制波型保持器(鉚釘型)
	沖制波型保持器(爪曲型)
	合成樹脂材料保持器
	不銹鋼冠型保持器

1.3.1 遮蓋滾珠軸承

遮蓋滾珠軸承的主要尺寸與開放型軸承相同。它以鋼製遮蓋保護軸承防止外部異物侵入及防止滑脂洩漏。雙側裝有遮蓋為 ZZ 型，遮蓋只裝在單側為 Z 型。因非接觸式故摩擦轉矩小。

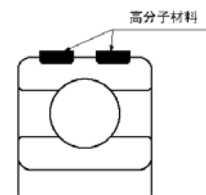


圖 1-3 EC 軸承

1.3.2 密封滾珠軸承

密封滾珠軸承與遮蓋滾珠軸承一樣，其主要尺寸與開放型軸承相同，它採用密封板可防止內部滑脂的洩漏及外部異物侵入。

密封滾珠軸承的密封板內側含有薄鋼片襯墊再被覆合成橡膠。密封板與內環接觸為接觸型(LLU 型)，不接觸為非接觸型(LLB 型)，及其基本結構與 LLU 型相同，唇部設計特殊的低轉矩型(LLH 型)。還有單側安裝密封板的 LU 型、LB 型及 LH 型。接觸型的防塵性能佳，非接觸型則適用於低轉矩的用途；詳細內容參考章節 13. 軸承密封。

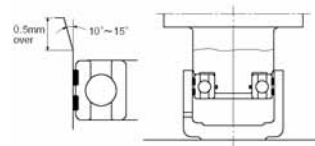


圖 1-4 EC 軸承安裝方法

1.3.3 膨脹補正深溝滾珠軸承

膨脹補正深溝滾珠軸承的主要尺寸和標準軸承相同，它是將膨脹係數大的高分子材料鑲在外環外徑的溝上(如圖 1-3)。它設計在廣泛溫度範圍使用，高分子材料的外徑與輕合金軸承殼(箱)內徑的熱膨脹一致，因此將這種軸承直接壓入輕合金軸承殼(箱)中可在廣泛溫度範圍內得到應有緊度，且其特點為外環不致發生滑移。

膨脹補正深溝滾珠軸承壓入軸承殼(箱)時，很重要的一點是不得損傷高分子材料。為此，軸承殼(箱)內徑入口必須如圖 1-4 所示加工成 10° ~ 15° 倒角。而且，在安裝時要避免軸承以傾斜狀態壓入，鄭重推薦使用如圖 1-4 所示安裝工具，使用壓力機壓入。

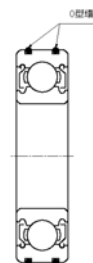


圖 1-5 AC 軸承

一般所用熱裝配或冷裝配因對這種軸承的高分子材料有所損傷，不宜採用。這種軸承在普通使用條件下，採用 C3 間隙。

1.3.4 CSB 長壽命軸承

CSB 軸承的主要尺寸和標準軸承相同以外，它的特殊材質在特殊熱處理下，有強化其磨耗壽命的特性。這類軸承特別在有異物，如在灰塵和外來硬質物侵入的使用環境中，其壽命明顯優於標準軸承。軸承使用壽命之提昇，可應用在輕量、小型化設計，如 CSB 62 系列取代 63 系列之標準軸承。

1.3.5 ESB 長壽命軸承

ESB 軸承的主要尺寸和標準軸承相同以外，使用了特殊材質並經特殊表面改質處理，於表層產生強化層提升軸承的耐熱性、耐磨耗性，在異物侵入及潤滑條件嚴苛環境下擁有優越之使用壽命，其各項表現優於 CSB 軸承，使用環境更為嚴苛時可用 ESB 軸取代 CSB 軸承。

1.3.5 AC 軸承(滑移防止軸承)

AC 軸承的主要尺寸和標準軸承相同，但在外徑圓周面植入一道或兩道 O 型環如圖 1-5。此種軸承在鐵質軸承

殼(箱)下可承受外環迴轉負荷，同時適用於外環無法緊配合的應用場合，可避免滑移的發生。也因為它可允許軸向負荷所產生的位移，AC 軸承可作為自由端軸承，來適應軸迴轉可能的振擺。

1.3.6 TS 高溫用軸承

軸承必須長期在高溫之使用環境下，如 120 以上，可使用高溫用(TS)軸承。經過尺寸安定化處理之 TS 軸承，最高使用溫度可達 250 ，進一步內容參考章節 6.4(2)。

1.3.7 靜音軸承

馬達特別是空調室內機用軸承有靜音的需求，即低噪音、低轉矩特性。靜音軸承的迴轉精度要求嚴格，軸承經改良的組立和洗滌製程，並使用靜音滑脂，達到低噪音、低轉矩的要求，同時為改善因運輸條件不良所造成的微動磨耗(Fretting Corrosion)，可選用耐微動磨耗佳且音質佳的滑脂來因應。

1.3.8 BL 軸承

BL 軸承又稱滿型軸承(Maximum Capacity Ball Bearing)。BL 軸承的主要尺寸和標準軸承相同以外，利用填裝槽(Filling Slot)來增加其滾珠數以提高徑向負荷能力。通常，BL 軸承適用低轉速的應用，也因為有填裝槽的關係，此軸承較不適用在有軸向負荷的場合。

1.3.9 特小軸承

特小軸承的內環、外環、鋼珠使用高碳鉻鋼或不銹鋼，保持器及遮蓋係使用軋軋鋼板或不銹鋼。保持器形式有沖製保持器和合成樹脂材料保持器。

關於軸承精度，適用一般標準軸承之 ISO 精度，其他如徑向間隙值則參考表 4-7 特小滾珠軸承之標稱號碼的排列。

1.4 滾子軸承

滾子軸承依圓筒型滾子形狀可細分為滾子軸承和滾針軸承。依照滾子的主要尺寸比：長比直徑來區分。亦即，相較於滾子軸承，滾針軸承的滾針直徑比滾子軸承的小，但長度較長。

1.4.1 滾針軸承

和一般滾動軸承比較，滾針軸承擁有較小的剖面高空間比，負荷承受能力和剛性明顯提高。同時，因為轉動造成之慣性力較小的關係，它們適合使用於搖擺運

動。滾針軸承適用於輕量、小型之機械設計，它們也可用來取代滑動軸承。

TPI 針對機車開發之滾針軸承有兩個類型，一類是滾針與保持器組件(Needle Roller and Cage Assembly)，一類是拉杯型滾針軸承(Drawn-cup Needle Roller Bearing)。滾針與保持器組件是滾針軸承中主要的類型，它包括滾針和支持它的機制保持器。在空間要求的小型化設計，軸和軸承殼(箱)本身充當軸承之軌道環。在往復式壓縮機和小型引擎連桿軸承常在使用，尤其保持器的設計可以使用在高速、加減速變化大、高溫且潤滑條件差的環境。拉杯型滾針軸承除了滾針和保持器以外，再加上用薄鋼板精密深拉製成之外環。此類組合滾針軸承中，它的剖面積最小。它的結構有雙邊開口或單邊開口型，另有含有密封型。

有關以上各類軸承之技術問題，請洽 TPI。

2. 軸承的選擇

滾動軸承的種類、形式及尺寸多種多樣。為使機械裝置能發揮出預期的性能,選擇最適宜的軸承是至為重要。為選定軸承,需要分析諸多要因,需從各角度作檢討及評估。對軸承所要求的性能及功能須以軸承使用條件及環境條件為基礎來確定。

選擇出適宜軸承的前提條件是要先去正確掌握住軸承在機械裝置的使用部位和環境條件。因此,下述項目的資料或數據是必須具備的。

- (1) 機械裝置的功能及構造。
- (2) 軸承的使用部位。
- (3) 軸承的負荷(大小及方向)。
- (4) 迴轉速度。
- (5) 振動、衝擊。
- (6) 軸承溫度(周圍溫度、溫度上升)。
- (7) 周圍環境(腐蝕性、潔淨性、潤滑性)。

對軸承所要求的性能及功能和各種軸承形式的特點檢討比較後選擇出軸承形式。以深溝滾珠軸承為例,較適用於高速、高迴轉精度、低噪音/振動、低摩擦轉矩的場合。此外,軸承選擇時必須考慮的基本項目還包括:

- (1) 軸承尺寸的選擇,一般是以作用於軸承的負荷,所要求的軸承壽命及負荷容量(額定負荷)來作考慮。同時,實際安裝的容許空間和軸承本身的容許迴轉速度和軸向負荷也需加以考慮。
- (2) 軸承的精度的選擇,軸承精度由 ISO 標準來規範。對要求高精度、軸振擺小的設備,建議使用高精度軸承。
- (3) 軸承間隙的選擇,軸承組裝後,由於內環的膨脹、外環的收縮,內外環的溫度差、承受負荷下的彈性變形、配合件形狀精度都會影響對軸承間隙的決定,因此必須加以考慮。
- (4) 保持器形式和材料的選擇,配合迴轉速度、噪音等級、負荷形式和潤滑方式,可考慮保持器形式和材料。
- (5) 潤滑及密封裝置的選擇,根據使用環境的溫度、轉速條件,來決定適合的潤滑及密封裝置,及未來維修和點檢的方式。

(6) 特殊軸承規格的選擇,考慮操作環境的需要,如高/低溫,真空等,或高可靠度的要求,滿足特殊規格之軸承必須加以考慮。

(7) 軸承使用方法的決定,為了使軸承發揮預期的功能,必須適當地選擇及設計出軸承安裝方法或使用方法。

在選擇軸承時,由於所有要因不一定明確,往往需要藉推測來補足資料,而且還需要對這些要因的重要度優先順序予以評估。因此為選擇最佳軸承,豐富的經驗和收集多樣範例的基礎資料是不可少。

在此 TPI 提供軸承選擇的參考流程,如表 2-1 所示,TPI 另有更適當之建議和幫助方案,請洽 TPI。

表 2-1 軸承的選擇流程

流程	要求特性事項	要求特性事項
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 確認軸承的使用條件與環境 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 機械裝置的功能及構造 • 軸承的使用部位 • 軸承的負荷(大小及方向) • 迴轉速度 	<ul style="list-style-type: none"> • 振動、衝擊 • 軸承溫度(周圍溫度、溫度上升) • 周圍環境(腐蝕性、潔淨性、潤滑性)
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 選擇軸承的種類與搭配 (Configuration) </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 軸承的容許空間 • 軸承的負荷 • 容許迴轉速 • 軸承的精度 • 剛性 	<ul style="list-style-type: none"> • 內環、外環的容許傾斜度 • 摩擦轉矩 • 軸承配置方式 • 安裝、拆卸的有關要求事項 • 市場性、經濟性
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 選擇軸承的尺寸 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 軸承壽命 • 決定動、靜等值負荷 • 可靠度壽命修正係數 	<ul style="list-style-type: none"> • 容許迴轉數 • 容許軸向負荷 • 容許空間
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 選擇軸承的精度 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 形狀精度 • 迴轉精度 • 精度等級 	
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 選擇軸承的間隙 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 軸、軸承殼(箱)的材料與形狀 • 配合 • 內、外環的溫差 • 內、外環的容許傾斜 	<ul style="list-style-type: none"> • 軸承的負荷 • 軸承的預壓 • 迴轉速度
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 選擇保持器形式和材料 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 迴轉速度 • 噪音等級 • 振動、衝擊負荷 	<ul style="list-style-type: none"> • 短暫性負荷 • 潤滑種類和裝置
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 選擇潤滑油、潤滑裝置及密封裝置 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 操作溫度 • 迴轉速度 • 潤滑種類和裝置 	<ul style="list-style-type: none"> • 密封裝置 • 維修與點檢
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 是否需選擇特殊的軸承規格 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 操作環境(高/低溫，真空等) • 必須要有高的可靠度 	
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> 決定使用的方式 </div>	<ul style="list-style-type: none"> • 安裝相關尺寸 • 安裝與拆卸方式 	

3. 軸承的配置

一般來說，軸是以二個軸承在徑向和軸向支撐。在考慮軸承配置時，必須有以下的考量：

- (1) 由溫度造成軸的膨脹和收縮
- (2) 安裝軸承造成的間隔誤差
- (3) 包括軸承在內整體系統的剛性
- (4) 軸承安裝、拆卸的難易
- (5) 配合所承受之負荷

在配置軸承時，將一側的軸承稱為固定側軸承，它承受徑向負荷和軸向負荷，並固定軸與軸承殼(箱)的相對

軸向移動。另一側稱之為自由側軸承，只承受徑向負荷，能做相對的軸向移動，以此解決因溫度變化而產生軸的伸縮問題及安裝軸承的間隔誤差。軸承配置方式如表 3-1~表 3-3 所示。

固定側軸承，需選擇能夠防止雙向軸向移動的軸承。自由側軸承則需選擇可在滾動面作軸向移動(如滾柱軸承)或以配合面移動(如深溝滾珠軸承)的軸承。只能單向固定軸向移位的軸承(例如斜角滾珠軸承)則使用於無區別固定側自由側的比較短的軸上。

表 3-1(1) 軸承的配置例(區別固定側與自由側時)

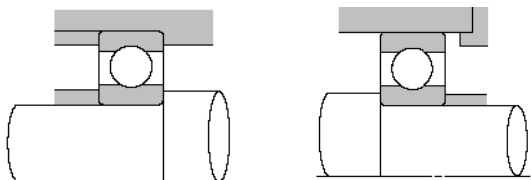
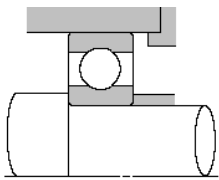
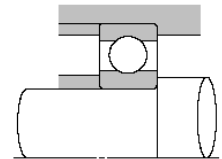
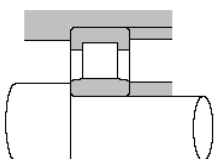
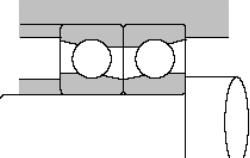
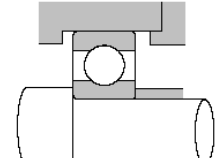
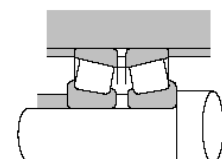
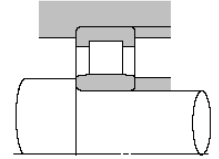
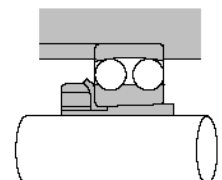
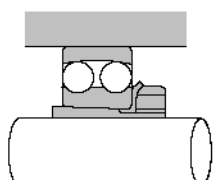
配置圖例		摘要	使用例(參考)
固定側	自由側		
		<ol style="list-style-type: none"> (1) 小型機械的一般配置。 (2) 除徑向負荷外，也可以承受一定程度的軸向負荷。 (3) 有時在外環側面使用彈簧或調整填隙片施加預壓。 	小型泵浦 小型馬達 汽車變速器等
		<ol style="list-style-type: none"> (1) 適用於高速迴轉，通常使用較多。 (2) 軸伸縮時，在自由側軸承能順利移動。 	中型馬達
		<ol style="list-style-type: none"> (1) 可承受徑向負荷和雙向軸向負荷。 (2) 可使用雙列斜角滾珠軸承來代替組合斜角滾珠軸承。 	蝸輪 (Worm gear) 減速機等
		<ol style="list-style-type: none"> (1) 能承受重負荷。 (2) 固定側軸承採用背面組合，並施預壓可提高軸系統的剛性。 (3) 須提高軸及軸承殼(箱)的精度，以便縮小安裝誤差。 	工具機主軸等
		<ol style="list-style-type: none"> (1) 適用於有軸撓曲及安裝誤差時。 (2) 長軸上無軸肩和螺絲設計時，安裝軸承可使用套筒(Adapter)來便於安裝和拆卸。 (3) 不適用於承受軸向負荷。 	一般產業機械 的副軸等

表 3-1(2) 軸承的配置例(區別固定側與自由側時)

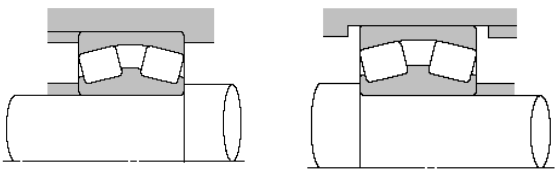
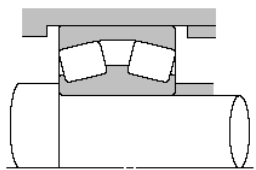
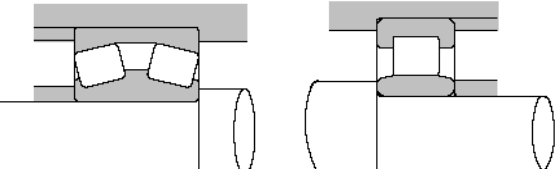
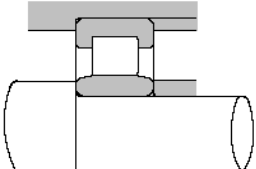
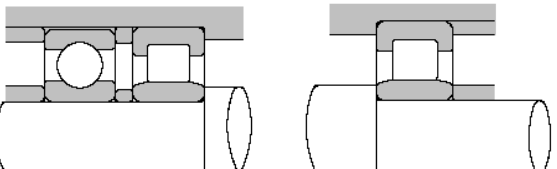
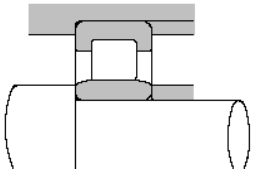
配置圖		摘要	使用例(參考)
固定側	自由側		
		(1) 多用於重負荷、衝擊負荷的一般產業機械。 (2) 適用於軸撓曲及安裝誤差時。 (3) 可承受徑向負荷和雙向的軸向負荷。	一般產業機械的減速機等
		(1) 多用於承受重負荷，衝擊負荷的一般產業機械。 (2) 可承受徑向負荷和雙向的軸向負荷。	一般產業機械的減速機等
		(1) 能承受重負荷，也可承受一定程度的軸向負荷。 (2) 適用於內環、外環均需緊度配合時。 (3) 安裝、拆卸均容易。	車輛用主馬達等

表 3-2 軸承的配置例(不區別固定側與自由側時)

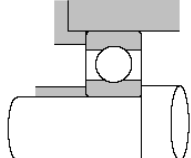
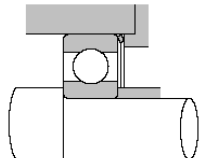
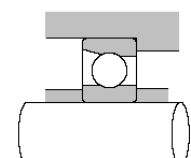
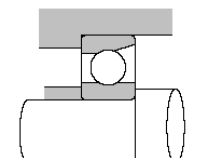
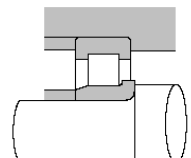
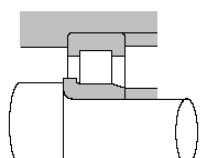
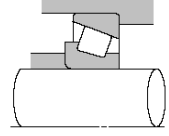
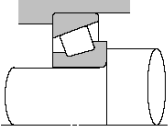
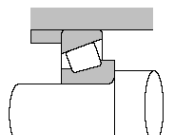
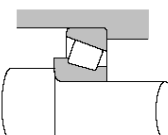
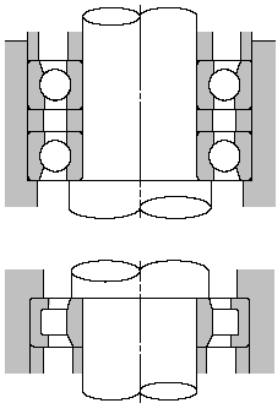
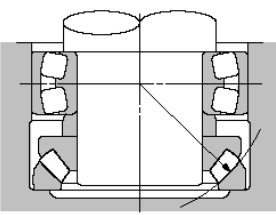
配置圖		摘要	使用例(參考)
			
		(1) 背面安裝，適用於有力矩(Moment)作用場合。 (2) 可施予預壓來提高軸的剛性。 (3) 適用於高速迴轉。	工具機的主軸等
		(1) 可承受重負荷。 (2) 適用於內環、外環須採用緊度配合時。 (3) 須注意運轉中的軸向間隙不可過小。	建築機械 礦場機械的滑車輪(Sheave)、振動機等
 背面安裝	 背面安裝	(1) 可承受重負荷及衝擊負荷，使用範圍廣。 (2) 可施予預壓來提高軸系統的剛性。 (3) 背面安裝，適用於有力矩作用場合；正面安裝，適用於安裝有誤差場合。 (4) 正面安裝便於內環採用緊度配合。	減速機 汽車車軸等
 正面安裝	 正面安裝		

表 3-3 軸承的配置例(使用立軸時)

配置圖	摘要	使用例(參考)
	<p>把組合斜角滾珠軸承配於固定側，把滾柱軸承置於自由側。</p>	<p>工具機的主軸 立式電動機等</p>
	<ol style="list-style-type: none"> (1) 適用於軸向負荷大的場合。 (2) 上下部軸承可藉著使其球面中心一致來消除軸的撓曲及安裝的誤差。 (3) 給下部的止推自動對位滾子軸承施予預壓。 	<p>起重機的中心 軸等</p>

4. 主要尺寸與標稱號碼

4.1 主要尺寸

在軸承的主要尺寸方面，為了國際上的互換性及經濟性的生產，由國際標準化組織(ISO)制定標準 ISO15(徑向軸承，不含滾錐軸承)。在日本則以 ISO 規格為基礎，於日本工業規格 JIS B 1512(滾動軸承的主要尺寸)中規定。

標準化的主要尺寸如圖 4-1 所示表示軸承輪廓的尺寸，也就是內徑、外徑、寬度及倒角尺寸，至於內部構造有關尺寸，原則上沒有規定。

公制滾動軸承的內徑(d)，在 0.6mm~2500mm 範圍內規定了 90 種標準尺寸(表 4-1)。

在徑向軸承(不含滾錐軸承)中，針對各個標準內徑規定了最大 8 種外徑尺寸(D)，其系列為直徑系列(7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4)，外徑是依次增大的。

對同內徑、外徑的組合，規定了最大 8 種寬度尺寸(B)，其系列為寬度系列(8, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6)，寬度尺寸是依次增大的。

直徑系列和寬度系列的組合稱之為尺寸系列。它們的關係如圖 4-2 所示。

倒角尺寸(r)，在 ISO 582 或 JIS B 1512 中以最小尺寸($r_{s\ min}$)作規定，即在 0.1mm~19mm 範圍中標準化了 22 種(0.05, 0.08, 0.1, 0.15, 0.2, 0.3, 0.6, 1, 1.1, 1.5 等)。

關於滾動軸承的主要尺寸，上述標準內徑與直徑系列，寬度系列的所有組合並非全部標準化。即使已標準化也有很多尺寸並未製造，因此請參考軸承尺寸表。

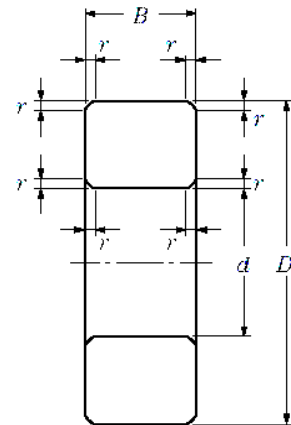


圖 4-1 徑向軸承(不含滾錐軸承)

表 4-1 標準內徑

軸承標稱內徑		標準內徑	基準
d	mm	mm	
以上	未滿		
—	1.0	0.6	—
1.0	3.0	1, 1.5, 2, 2.5	0.5mm 間隔
3.0	10	3, 4, ..., 9	1mm 間隔
10	20	10, 12, 15, 17	—
20	35	20, 22, 25, 28, 30, 32	標準數 R20 數列
35	110	35, 40, ..., 105	5mm 間隔
110	200	110, 120, ..., 190	10mm 間隔
200	500	200, 220, ..., 480	20mm 間隔
500	2500	500, 530, ..., 2500	標準數 R40 數列

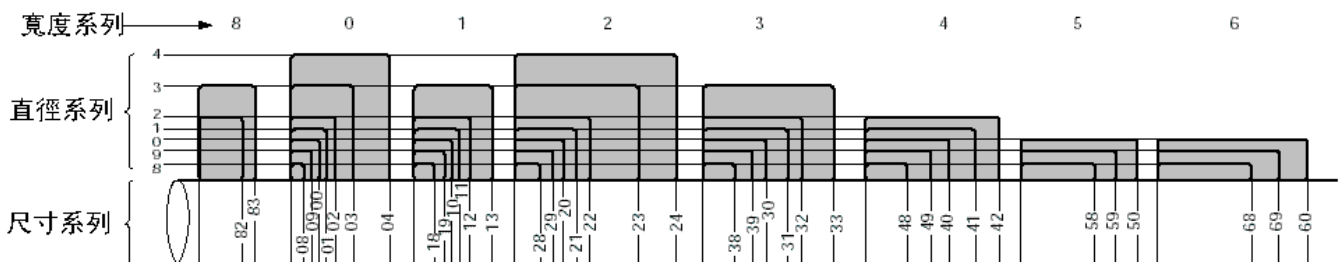


圖 4-2 徑向軸承的尺寸系列(不含滾錐軸承)

4.2 標稱號碼

軸承的標稱號碼是用以表示軸承的形式、尺寸、精度、內部構造等的一種代號，是由基本號碼和補助記號所構成，其排列順序如表 4-2(深溝滾珠軸承及超小滾珠軸承)、表 4-7(特小滾珠軸承)、表 4-8(滾針軸承)所示。

基本號碼是表示軸承的形式，主要尺寸等基本內容的代號，是由軸承系列記號和內徑號碼所構成，分別如表 4-3 和表 4-4 所示。

補助記號含前置補助記號(Prefix)與後續補助記號(Suffix)兩部份，前補助記號包含有特殊用途、特殊材質熱處理等的記號；後補助記號係用來表示軸承內部間隙、軸承精度等的軸承規格。如表 4-5 及表 4-6 所示。

表 4-2 深溝滾珠軸承及超小滾珠軸承標稱號碼的排列

標稱號碼的排列		
前置補助	特殊用途記號	
	材料・熱處理記號	
基本號碼	軸承	形式記號
		尺寸系列記號
		寬度・高度系列記號 直徑系列記號
內徑號碼		
後續補助	內部變更記號	
	保持器記號	
	密封、遮蓋記號	
	軌道環形狀記號	
	內部間隙記號	
	等級記號	
	潤滑記號	

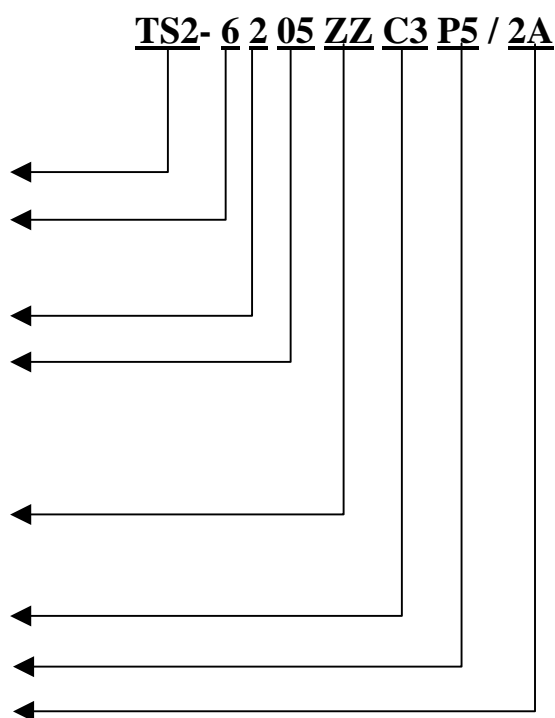


表 4-3 前置補助記號

記號	內 容
F-	不銹鋼軸承
TS2-	已作尺寸安定化處理的高溫用軸承 (最高使用溫度 160°C)
TS3-	已作尺寸安定化處理的高溫用軸承 (最高使用溫度 200°C)
TS4-	已作尺寸安定化處理的高溫用軸承 (最高使用溫度 250°C)
TM-	特殊熱處理的長壽命軸承
CS-	特殊熱處理的長壽命軸承
EC-	膨脹補正軸承
AC-	滑移防止軸承

表 4-4 軸承系列記號

軸承系列記號	形式記號	尺寸系列記號		軸承形式
		寬度高度系列記號	直徑系列記號	
68	6	(1)	8	深溝滾珠軸承
69		(1)	9	
60		(1)	0	
62		(0)	2	
63		(0)	3	
64		(0)	4	

備考：有關本表以外的軸承系列記號，前置及後續補助記號，請洽 TPI

表 4-5 內徑號碼

內徑號碼	軸承內徑 d mm	備 考
/0.6	0.6	在內徑尺寸前加斜線 (/)
/1.5	1.5	
/2.5	2.5	
1	1	直接用一位數字表示內徑尺寸。
9	9	
00	10	—
01	12	
02	15	
03	17	
/22	22	
/28	28	
/32	32	
04	20	用 5 除以內徑尺寸，所得商用二位數表示。
05	25	
06	30	
07	35	
08	40	
09	45	
10	50	

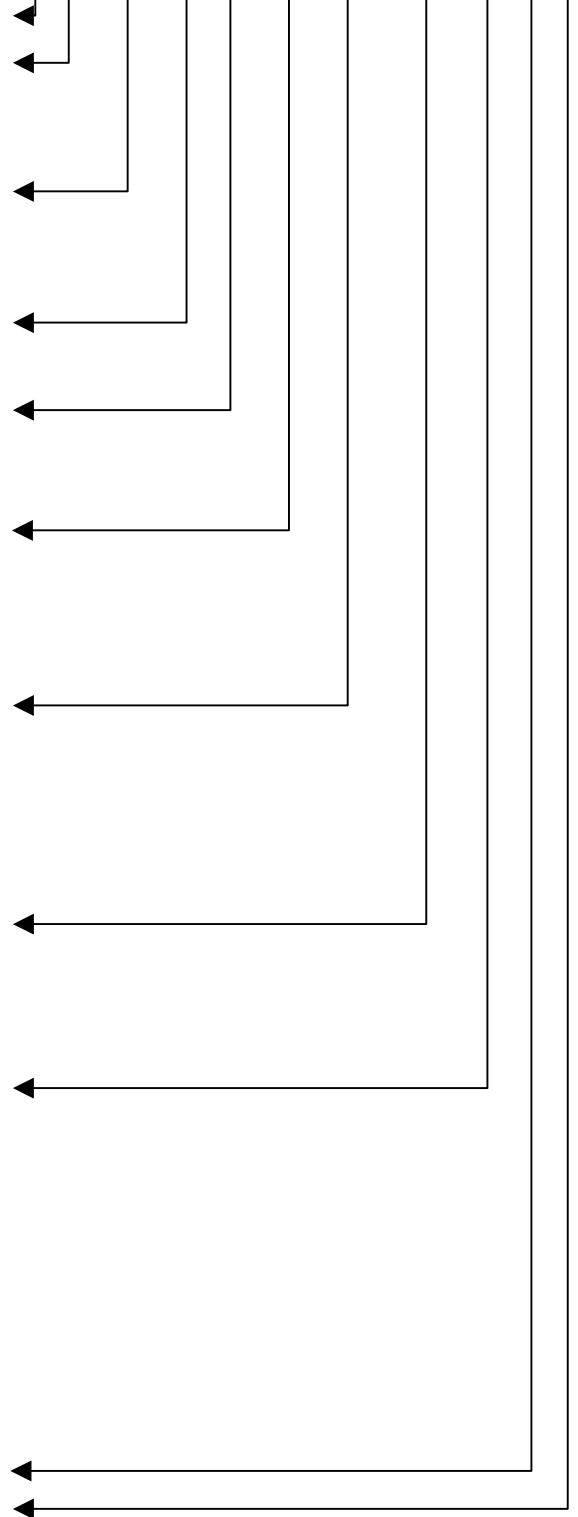
表 4-6 後續補助記號

記 號		內 容
保持器記號	L1	高強度黃銅機製保持器
	F1	碳鋼機製保持器
	G1	高強度黃銅無鉚釘方孔保持器
	G2	銷形保持器
	J	鋼板沖製保持器
	T1	酚醛樹脂機製保持器
	T2	合成樹脂保持器
遮蓋記號	LLB	附合成橡膠密封 (非接觸型)
	LLU	附合成橡膠密封 (接觸型)
	LLH	附合成橡膠密封(低轉矩型)
	ZZ	附鋼板遮蓋
	ZZA	附非緊固式鋼板遮蓋
形狀記號	N	附環溝
	NR	附扣環
	D	附油孔
間隙、預壓記號	C2	比普通間隙小
	(CN)	普通間隙，一般未標示在標稱符號上
	C3	比普通間隙大
	C4	比 C3 間隙大
	CM	電動機用徑向間隙
	NA	非互換性間隙 (表示於間隙記號之後)
	/GL	輕預壓
	/GN	普通預壓
/GM	中預壓	
/GH	重預壓	
精度記號	P0	JIS 規格 0 級(ABEC-1)
	P6	JIS 規格 6 級
	P5	JIS 規格 5 級
	P4	JIS 規格 4 級
	P2	JIS 規格 2 級
滑脂記號	/2A	SHELL ALVANIA No.2
	/5C	CALTEX RPMSRI 2
	/3E	BEACON 325
	/5K	MULTEMP SRL

表 4-7 特小滾珠軸承之標稱號碼的排列

記 號		內 容
基本號碼	製造廠別	S —
	內外環材質	C SUJ2
		P PbS100C
形式記號	4015	外徑: 4.0mm 內徑: 1.5mm
	5020	外徑: 5.0mm 內徑: 2mm
	8030	外徑: 8mm 內徑: 3mm
後續補助記號	保持器材質	無 NYLON 66
		J SUS420J2
	遮蓋有無	無 無
		ZZ 兩金屬遮蓋
	特殊設計	Z 單金屬遮蓋
		無 標準
		E1 一種
	鋼珠材質	E2 二種
		E3 三種
		無 SUS4400
徑向間隙	CH SUJ2	
	M1 0 ~ 5 μ m	
	M2 3 ~ 8 μ m	
	M3 5 ~ 10 μ m	
	M4 8 ~ 13 μ m	
	M2S 2.5 ~ 7.5 μ m	
M3L 5 ~ 12 μ m		
精度等級記號	無 JIS 0 (ABEC1)	
	P6 JIS 規格 6 級	
	P5 JIS 規格 5 級	
	P4 JIS 規格 4 級	
	P2 JIS 規格 2 級	
滑脂量	A0 5% — 10%	
	A1 10% — 15%	
	A2 15% — 20%	
	A3 20% — 25%	
	A4 25% — 30%	
	H 20% — 40%	
N 30% — 40%		
滑脂種類	SR MULTEMP SRL	
	SRH MULTEMP SRH	
	NW NIGACE W	
	PS MULTEMP PS2	
	Q3 MULTEMP SB-M	

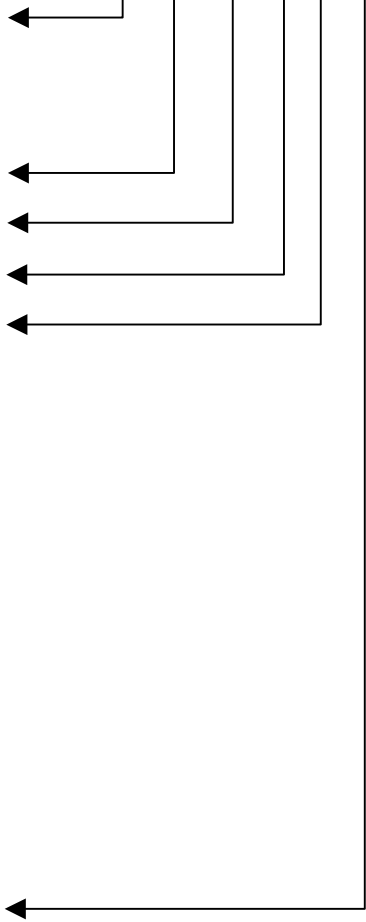
S C 5020 J ZZ E1 CH M2S P5 N SR



K 28×32×17 S V1

表 4-8 滾針軸承之標稱號碼的排列

記 號		內 容	
前置補助記號		8Q	保持器軟氮化處理
基本號碼	形式	K, KJ, KMJ, PCJ, PK, KBK	滾針和保持器組件
		HK, HMK, BK	分離式滾軸承
	尺寸記號		內徑
			外徑
		寬度	
後續補助記號	保持器記號	S	熔接保持器
	密封板記號	L	單側密封板
		LL	雙側密封板
	滑脂記號	/2A	ALVANIA No.2
		/3A	ALVANIA No.3
		/5K	MULTEMP SRL
		/LPO3	Heat Hardening Type Grease
	精度記號	P6	JIS Class 6
		P5	JIS Class 5
		P4	JIS Class 4
PX1-PXn		特殊尺寸精度	
特殊記號	V1-Vn	特殊規格 (材料、熱處理和潤滑記號特殊)	



5. 軸承精度

軸承的精度，即尺寸精度、形狀精度和迴轉精度，由 ISO 規格或 JIS B 1514 規格等所規定。尺寸精度是將軸承安裝於軸或軸承殼(箱)時所必要的項目，是指內徑，外徑，寬度，裝配寬度，倒角尺寸及錐度公差或容許值。形狀精度是指內徑變異、平均內徑變異、外徑變異、外徑平均變異的容許值。迴轉精度是規定迴轉時的偏轉，它是指內環及外環的徑向偏轉和軸向偏轉、內環的側面偏轉以及外環外徑偏轉的容許值。

軸承的精度等級，例如 JIS B 1514，是從普通精度等級 JIS 0 級、6 級、5 級、4 級及 2 級，精度依次增高。表 5-1 是 JIS B 1514 所規定精度等級與其他規格的比較對照表。表 5-2 為徑向軸承精度容許差及容許值。表 5-3 為倒角尺寸的容許極限值。

JIS B 1515 中有規定軸承精度的量測方式，其中迴轉精度主要的量測方式如表 5-4 所示。

表 5-1 精度等級的比較

規 格	精 度	等 級	軸 承 形 式
日本工業規格	JIS B 1514	0 級	全部形式
國際規格	ISO 492	Normal Class	徑向軸承
德國規格	DIN 620	P 0	全部形式
美國規格 (ANSI)	ANSI/AFBMA Std. 20 ¹⁾	ABEC-1 RBEC-1	徑向軸承 (不含滾錐軸承)
	ANSI/AFBMA Std. 19.1	Class K	滾錐軸承 公制系列
	ANSI B 3.19 AFBMA Std.19	Class 4	滾錐軸承 英制系列
美國軸承工業 會 規 格 (AFBMA)	ANSI/AFBMA Std. 12.1	Class 3P	計量器用滾珠軸承 公制系列
	ANSI/AFBMA Std. 12.2	Class 3P	計量器用滾珠軸承 英制系列

註 1) ABEC 適用於滾珠軸承，RBEC 適用於滾子軸承。

備考 1. JIS B 1514、ISO 492 及 DIN 620 是等同的。

2. JIS B 1514 和 AFBMA 規格在公差或容許值方面略有不同。

精度記號說明：

軸承精度規格表中所用的計量記號，如下述。但有關計量記號的術語有時省略

1) 尺寸

- d : 軸承標稱內徑。
- d_b : 軸承標稱內徑(雙向止推滾珠軸承)。
- D : 軸承標稱外徑。
- B : 內環標稱寬度¹⁾或雙向止推滾珠軸承中間環的標稱高度。
- C : 外環標稱寬度¹⁾。
- 註 1) 徑向軸承(不含滾錐軸承)其值等於軸承標稱寬度。
- T : 單列滾錐軸承的裝配標稱寬度或單向止推軸承的軸承標稱高度。
- T_1 : 雙向止推滾珠軸承的軸承標稱高度或滾錐軸承附滾子內環的有效標稱寬度。
- T_2 : 雙向止推滾珠軸承的外環背面至中間環背面的標稱高度或滾錐軸承外環的有效標稱高度。
- r : 內環或外環的倒角尺寸及滾錐軸承的內環大端面倒角尺寸。
- r_1 : 中間環的倒角尺寸或斜角滾珠軸承的內環、外環小端面倒角尺寸以及滾錐軸承的外環大端面倒角尺寸。
- r_2 : 滾錐軸承的內環、外環小端面倒角尺寸。

2) 尺寸差 (尺寸精度)

- ds : 內徑的尺寸差。
- dmp : 平面內平均內徑的尺寸差。
- $d2mp$: 平面內平均內徑的尺寸差(雙向止推滾珠軸承)。
- Ds : 外徑的尺寸差。
- Dmp : 平面內平均外徑的尺寸差。
- Bs : 內環寬度的尺寸差或中間環高度的尺寸差。
- Cs : 外環寬度的尺寸差。
- Ts : 單列滾錐軸承的裝配寬度的尺寸差或單向止推軸承的軸承高度尺寸差。
- $T1s$: 雙向止推滾珠軸承的軸承高度尺寸差或滾錐軸承的附滾子內環的有效寬度的尺寸差。
- $T2s$: 雙向止推滾珠軸承的外環背面至中間環背面的高度尺寸差或滾錐軸承外環的有效寬度尺寸差。

3) 倒角尺寸的容許極限值

- $r_{s min}$: 內環及外環的最小容許倒角尺寸及滾錐軸承的內環背面倒角的最小容許倒角尺寸。
- $r_{s max}$: 內環及外環的最大容許倒角尺寸及滾錐軸承的內環背面倒角的最大容許倒角尺寸。
- $r_{1s min}$: 斜角滾珠軸承的內環、外環正面倒角的最小容許尺寸或滾錐軸承的外環背面倒角的最小容許倒角尺寸及雙向止推滾珠軸承中間環的最小容許倒角尺寸。
- $r_{1s max}$: 斜角滾珠軸承的內環、外環正面倒角的最大容許尺寸或滾錐軸承的外環背面倒角的最大容許倒角尺寸及雙向止推滾珠軸承中間環的最大容許倒角尺寸。
- $r_{2s min}$: 滾錐軸承的內環、外環正面倒角的最小容許倒角尺寸。
- $r_{2s max}$: 滾錐軸承的內環、外環正面倒角的最大容許倒角尺寸。

4) 尺寸變異(形狀精度)

- V_{ϕ} : 平面內內徑變異(平面內內徑真圓度)。
- $V_{d\phi}$: 平面內內徑變異(雙向止推滾珠軸承)。
- $V_{\phi p}$: 平面內平均內徑變異(內徑圓筒度)。
- V_{Dp} : 平面內外徑變異(外徑真圓度)。
- V_{Dmp} : 平面內平均外徑變異(外徑圓筒度)。
- V_B : 內環寬度變異。
- V_C : 外環寬度變異。

5) 迴轉精度(Rotation Tolerance)

- K_{ir} : 內環的徑向偏轉。
- S_{or} : 內環的軸向偏轉。
- S_{ir} : 內環的側面偏轉。
- K_{er} : 外環的徑向偏轉。
- S_{or} : 外環的軸向偏轉。
- S_D : 外徑偏轉。
- S_i : 止推軸承的內環軌道(或中央環軌道)的厚度變異。
- S_e : 止推軸承的外環軌道的厚度變異。

表 5-2 徑向軸承容許差及容許值

表 5-2(1) 內環

單位 μm

軸承標稱內徑 <i>d</i>		平均內徑尺寸差 <i>dmp</i>					內徑變異 <i>V_{dp}</i>															平均內徑變異 <i>V_{dmp}</i>									
(mm)		0 級		6 級		5 級		4 級 ¹⁾		2 級 ¹⁾		直徑系列 7, 8, 9					直徑系列 0, 1					直徑系列 2, 3, 4					0 級 6 級 5 級 4 級 2 級				
超過	以下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	最大					最大					最大					最大				
0.6 ⁴⁾	2.5	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5
2.5	10	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5
10	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5
18	30	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0	-2.5	13	10	6	5	2.5	10	8	5	4	2.5	8	6	5	4	2.5	8	6	3	2.5	1.5
30	50	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0	-2.5	15	13	8	6	2.5	12	10	6	5	2.5	9	8	6	5	2.5	9	8	4	3	1.5

單位 μm

軸承標稱內徑 <i>d</i>		徑向偏轉 <i>K_{ia}</i>					側面偏轉 <i>S_σ</i>			軸向偏轉 <i>S_{ia}²⁾</i>			寬度的尺寸差 <i>B_s</i>										寬度變異 <i>V_{Bs}</i>									
(mm)		0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		5 級 4 級 2 級			單體軸承					組合軸承 ³⁾					0 級 6 級 5 級 4 級 2 級							
超過	最大	最大					最大			最大			0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		0 級		6 級		5 級		4 級		2 級	
		上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	上	下	
0.6	2.5	10	5	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0	-40	0	-40	0	-40	-	-	0	-250	12	12	5	2.5	1.5					
2.5	10	10	6	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0	-120	0	-40	0	-40	0	-250	0	-250	15	15	5	2.5	1.5					
10	18	10	7	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0	-120	0	-80	0	-80	0	-250	0	-250	20	20	5	2.5	1.5					
18	30	13	8	4	3	2.5	8	4	1.5	8	4	2.5	0	-120	0	-120	0	-120	0	-250	0	-250	20	20	5	2.5	1.5					
30	50	15	10	5	4	2.5	8	4	1.5	8	4	2.5	0	-120	0	-120	0	-120	0	-250	0	-250	20	20	5	3	1.5					

註 1) 適用於 4 級, 2 級的內徑尺寸差 *d_s* 的容許值與平均內徑尺寸差 *dmp* 的容許差相同。但, 4 級僅適用於直徑系列 0, 1, 2, 3, 4; 2 級則適用於全部直徑系列。

2) 適用於深溝滾珠軸承, 斜角滾珠軸承等滾珠軸承。

3) 適用於組合軸承之各個軌道環。

4) 0.6mm 包括在本尺寸段中。

表 5-2(2) 外環

單位 μm

軸承標稱外徑 <i>D</i>		平均外徑尺寸差 <i>D_{mp}</i>										外徑變異 <i>V_{Dp}</i>															外徑變異 <i>V_{Dp}</i> ⁶⁾ 密封、遮蓋軸承		
		直徑系列 7, 8, 9					直徑系列 0, 1					直徑系列 2, 3, 4					直徑系列												
(mm)	超過	以下	0 級		6 級		5 級		4 級 ⁵⁾		2 級 ⁵⁾		0 級	6 級	5 級	4 級	2 級	0 級	6 級	5 級	4 級	2 級	2,3,4,0 級	0,1,2,3,4,6 級					
			上	下	上	下	上	下	上	下	上	下													最大	最大	最大	最大	
2.5 ⁸⁾	6		0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5	10	9
6	18		0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5	10	9
18	30		0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4	12	10	6	5	4	9	8	5	4	4	7	6	5	4	4	12	10
30	50		0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4	14	11	7	6	4	11	9	5	5	4	8	7	5	5	4	16	13
50	80		0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4	16	14	9	7	4	13	11	7	5	4	10	8	7	5	4	20	16
80	120		0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5	19	16	10	8	5	19	16	8	6	5	11	10	8	6	5	26	20

單位 μm

軸承標稱外徑 <i>D</i>		平均外徑變異 <i>V_{Dmp}</i>					徑向偏轉 <i>K_{ea}</i>					外徑面偏轉 <i>S_D</i>			軸向偏轉 ⁷⁾ <i>S_{ea}</i>			寬度尺寸差 <i>c_s</i>	寬度變異 <i>V_{Cs}</i>							
		0 級		6 級		5 級	4 級	2 級	0 級		6 級		5 級	4 級	2 級	5 級		4 級	2 級	全等級	0 級		6 級		5 級	4 級
(mm)	超過	最大	最大					最大					最大			最大			全等級	最大						
			2.5 ⁸⁾	6		6	5	3	2	1.5	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5		8	5	1.5				
6	18		6	5	3	2	1.5	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	根據對相同軸承 <i>d</i> 的 <i>B_s</i> 容許差。	根據對相同軸承 <i>d</i> 的 <i>V_{Bs}</i> 容許值。				5	2.5	1.5
18	30		7	6	3	2.5	2	15	9	6	4	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5						5	2.5	1.5
30	50		8	7	4	3	2	20	10	7	5	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5						5	2.5	1.5
50	80		10	8	5	3.5	2	25	13	8	5	4	8	4	1.5	10	5	4						6	3	1.5
80	120		11	10	5	4	2.5	35	18	10	6	5	9	5	2.5	11	6	5						8	4	2.5

註 5) 適用於 4 級, 2 級的外徑尺寸差 *D_S* 的容許值與平均外徑尺寸差 *D_{mp}* 的容許差相同。但, 4 級僅適用於直徑系列 0,1,2,3,4; 2 級則適用於全部直徑系列。

6) 適用於沒安裝扣環時。

7) 適用於深溝滾珠軸承, 斜角滾珠軸承等滾動軸承。

8) 2.5mm 包括在本尺寸段中。

表 5-3 倒角尺寸的容許極限值

$r_s \min^{1)}$	軸承標稱內徑 d		$r_s \max$	
	超過	以下	徑向	軸向
0.05	-	-	0.1	0.2
0.08	-	-	0.16	0.3
0.1	-	-	0.2	0.4
0.15	-	-	0.3	0.6
0.2	-	-	0.5	0.8
0.3	-	40	0.6	1
	40	-	0.8	1
0.6	-	40	1	2
	40	-	1.3	2
1	-	50	1.5	3
	50	-	1.9	3
1.1	-	120	2	3.5
	120	-	2.5	4
1.5	-	120	2.3	4
	120	-	3.0	5

註 1) 倒角尺寸 r 最小容許尺寸，記載在尺寸表中

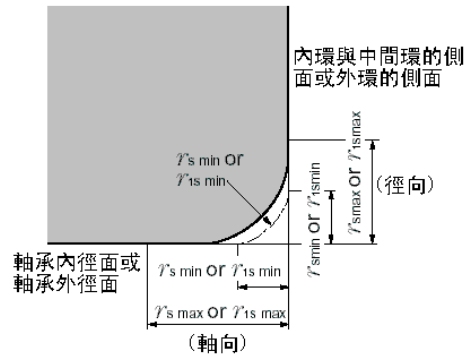


表 5-4 迴轉精度量測方式

精度特性	量測方式	說明
內徑徑向偏轉 (K_{ia})		旋轉內環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
外徑徑向偏轉 (K_{ea})		旋轉外環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
內徑軸向偏轉 (S_{ia})		旋轉內環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
外徑軸向偏轉 (S_{ea})		旋轉外環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
側面偏轉 (S_d)		輕輕旋轉心砧(Mandrel)一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
外徑面偏轉 (S_D)		將外環緊靠於二檔塊，並旋轉外環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。

6. 軸承額定負荷與壽命

6.1 軸承的壽命

軸承即使在正常的條件下使用，軸承環與滾動體的滾動面因重複承受壓縮應力，由於材料的疲勞引起剝脫(Flaking)，以致無法使用。所謂軸承壽命，是指在軌道面及滾動面發生剝脫為止的總迴轉數。

此外，燒熔、磨損、龜裂、卡死、生銹等現象雖會使軸承不能使用，但這些現象僅稱之為軸承故障，與壽命定義是有區別的。軸承的選擇錯誤、安裝不良、潤滑不當及密封不良都是造成這些現象的原因，把這些原因消除掉即可避免軸承的故障。

6.2 基本額定壽命與基本動額定負荷

即使將一批同樣軸承以同樣的條件下運轉，壽命也會有相當的差異，這是因為材料疲勞本身就是有差異性所致。因此關於軸承壽命，以統計上考量材料疲勞的差異性，採用下述定義的基本額定壽命。

所謂基本額定壽命：即是一批相同的軸承以同一條件進行運轉時，其中 90% 的軸承(信賴度 90%)不會發生滾動疲勞而剝脫的總迴轉數。若以某固定轉速運轉時，則以總迴轉時間表示。

所謂基本動額定負荷，即是指滾動軸承的負荷能力，也就是說在這種負荷條件下，可以使軸承達到 100 萬轉的基本額定壽命。在尺寸表中，TPI 採用標準材料及製造方法所生產軸承的基本動額定負荷。特別材料及製造方法所生產的軸承基本額定負荷請洽 TPI。

基本額定壽命、基本動額定負荷以及軸承負荷之間有如下式(6-1)的關係，對滾珠軸承而言

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \dots\dots\dots(6-1)$$

在此，

$p=3$滾珠軸承

$p=10/3$滾子軸承

L_{10} ：基本額定壽命 10⁶ 轉

C_r ：基本動額定負荷 N 或 kgf

P ：基本動等值負荷 N 或 kgf

又，基本額定壽命以迴轉時間表示時，用式(6-2)表示：

$$L_{10h} = 500 f_h^p \dots\dots\dots(6-2)$$

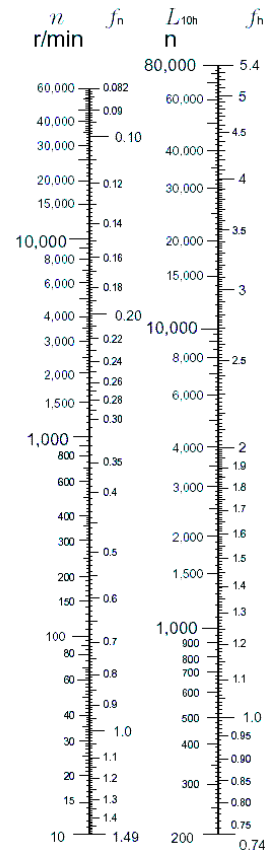


圖 6-1 n 、 f_n 、 f_h 和 L_{10h} 之關係表

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} \dots\dots\dots(6-3)$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{1/p} \dots\dots\dots(6-4)$$

在此，

L_{10h} ：基本額定壽命 小時

f_h ：壽命係數

f_n ：速度係數

n ：迴轉數 rpm

式(6-2)也可用式(6-5)的形式表示。

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \dots\dots\dots(6-5)$$

迴轉數 n 和速度係數 f_n 的關係以及基本額定壽命 L_{10h} 和壽命係數 f_h 的關係如圖 6-1 所示。

在組裝幾個軸承的機械裝置中，任何一個軸承因滾動疲勞而破損為止的壽命視為軸承全體的總合壽命，則依式(6-6)可求出

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e}\right)^{\frac{1}{e}}} \dots\dots\dots(6-6)$$

在此，滾珠軸承 $e=10/9$ ；滾子軸承 $e=9/8$

L ：軸承全體的總合基本額定壽命 h

L_1, L_2, \dots, L_n ：個個軸承 1, 2, ..., n 的基本額定壽命 h

在一定時間比例中負荷條件變化時，可由式(6-7)求出壽命。

$$L_m = \left(\frac{\sum \Phi_j}{L_j}\right)^{-1} \dots\dots\dots(6-7)$$

在此，

Φ_j ：各條件的使用頻率($\sum \Phi_j=1$)

L_j ：各條件時的壽命

6.3 使用機械與必要壽命

在選擇軸承時，一定要設定其使用條件的軸承必要壽命。必要壽命，主要是依使用機械的耐久期間和運轉時的信賴度來設定。一般可作參考的必要壽命如表 6-1 所示。

在決定軸承尺寸時，軸承疲勞壽命是一個重要基準，但除了壽命以外，軸及軸承殼(箱)的強度及剛性也是必須予以考慮。

6.4 採用壽命修正係數的軸承壽命

軸承的基本額定壽命(可靠度 90%)，可依前面所述

公式求出，但因不同用途，有時需要以 90%以上的可靠度來求出軸承壽命。此外採用先進的特別材料與製造方法時，可延長軸承壽命。而且根據彈性流體潤滑理論，使用條件(潤滑、溫度和速度等)亦明顯響軸承壽命。

考慮到上述因表的軸承壽命，可採用 ISO 281 規定的壽命修正係數求出。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots(6-8)$$

在此，

L_{na} ：考慮了可靠度，材料使用條件等因素的修正壽命 10^6 轉

a_1 ：可靠度壽命修正係數

a_2 ：材料、製造方法壽命修正係數

a_3 ：使用條件的壽命修正係數

(1) 可靠度壽命修正係數 a_1

對 90%以上的可靠度，壽命的可靠度係數 a_1 值如表 6-2 所示。

表 6-2 可靠度壽命修正係數 a_1

可靠度 %	L_n	可靠度係數 a_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

表 6-1 使用機械和必要壽命 L_{10h}

使用區分	使用機械與所需壽命 $\times 10^3$ 時間 L_{10h}				
	~ 4	4~12	12~30	30~60	60~
短時間或偶爾使用的機械	家庭用電器 電動工具	農業機械 事務機器	—	—	—
雖係短時間或偶爾使用的機械，但它必須確實運轉	醫療機器 測量儀器	家庭冷暖氣用馬達 機建設機械 電梯起重機	起重機(滑車輪)	—	—
不經常，但需長時間運轉的機械	汽車 摩托車	小型馬達 巴士、卡車 一般齒輪裝置 木工機械	工具機主軸 工廠通用馬達 壓碎機 振動篩機	重要齒輪裝置 橡膠、塑膠用 軋光機輥子 輪轉印刷機	—
經常一天運轉 8 小時以上的機械	—	輾軋機輥頸 電扶梯 輸送機 離心分離機	客車及貨車(車軸) 空調設備 大型馬達 壓縮機、幫浦	火車頭(車軸) 牽引馬達 礦場起重機 沖壓機飛輪	紙漿、造紙機械 船用推進裝置
一天 24 小時運轉不能因事故而停止運轉的機械	—	—	—	—	自來水設備 礦場排水、通風設備 發電所設備

(2) 材料、製造方法的壽命修正係數 a_2

軸承尺寸表中所列基本動額負荷，是根據 TPI 採用標準材料及製造方法，並考慮到由 TPI 改進而延長壽命效果的數值。因此，(6-8)式中壽命修正係數，取 $a_2=1$ 。對於特殊改進的材料和製造方法的軸承，有時取 $a_2>1$ ，有關問題請洽 TPI。

高碳鉻鋼軸承若在 120°C 以上長時間使用時，以一般熱處理，則尺寸變化會很大，因此有一種高溫用軸承(TS 軸承)會配合最高使用溫度作尺寸安定化處理。但這種軸承因尺寸安定化處理而造成軸承硬度降低以致壽命減少，因此須乘上表 6-3 的修正係數以修正壽命。

表 6-3 尺寸安定化處理

記號	最高使用溫度 °C	修正係數 a_2
TS2	160	0.87
TS3	200	0.68
TS4	250	0.30

(3) 使用條件的壽命修正係數 a_3

使用條件的壽命修正係數 a_3 是修正軸承的潤滑條件，運轉溫度等對壽命影響的係數。一般潤滑條件良好時 $a_3=1$ ，潤滑條件特別良好又對於軸承其它要因也是正常時則可採用 $a_3>1$ 。潤滑條件不好，軌道和滾動件的接觸面油膜形成不充份時，例如：在軸承迴轉時溫度升高後，潤滑油粘度低(滾珠軸承 13mm²/s 以下，滾子軸承 20mm²/s 以下)，或迴轉數特別低時(例如迴轉數 n rpm 和滾動件節圓直徑 d_f mm 的乘積 $d_f \cdot n < 10000$ 時)，就變為 $a_3 < 1$ ，特殊使用條件時請洽 TPI。

軸承使用溫度高時，軌道的硬度會減低，壽命也會減少，因此須用圖 6-2 所示值作為溫度修正係數來修正壽命。

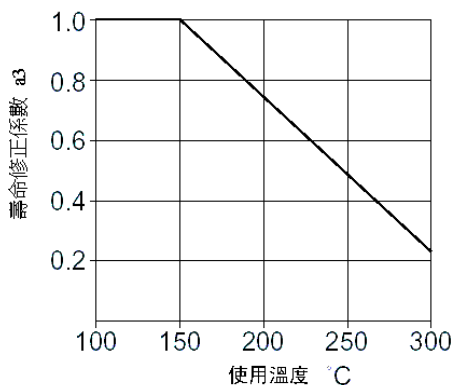


圖 6-2 使用溫度的壽命修正係數

6.5 軸承搖擺運動的壽命(適用滾針軸承)

軸承搖擺運動的壽命計算如式 6-9

$$L_{osc} = \Omega L_{Rot} \dots\dots\dots(6-9)$$

在此，

L_{osc} ：軸承的壽命

Ω ：測相同搖擺週期的額定壽命

L_{Ra} ：係數(圖 6-3 表示半搖擺角度和 Ω 的關係)

圖 6-3 只有在 β 值超過基準角度 $2\beta_c$ 。 $2\beta_c$ 值是由滾動體(滾針)的數目來決定，這基準角度值列在表 6-4。當搖擺角度小於基準角度時，壽命預計會小於式 6-9 和圖 6-3 所計算的，因此，讓 β 等於 β_c 所計算出的搖擺係數 Ω 和壽命是更安全。需要知道特定軸承之基準角度，請洽 TPI。

當搖擺角度 β 太小時，有可能因為潤滑油膜來不及在軌道環和滾動體間迅速形成而造成微動磨耗。因此，在選擇軸承型號、潤滑方式、及潤滑劑時必須慎重考慮。

表 6-4 搖擺角度

滾動體數量	半搖擺角度 β_c
10	10
25	4
40	2.6

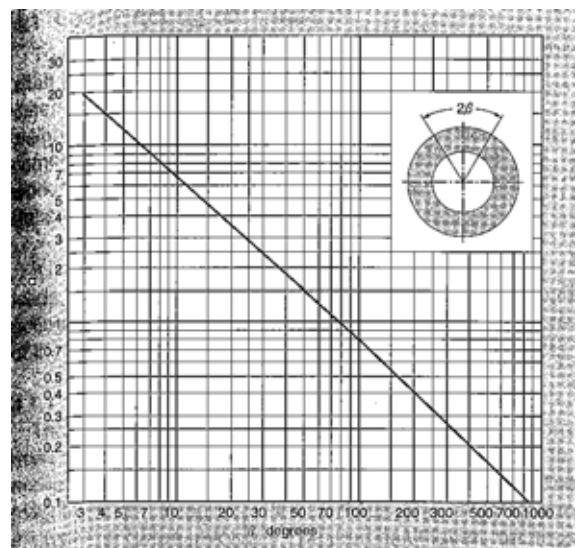


圖 6-3 半搖擺角度 β 和 Ω 的關係

6.6 基本靜額定負荷

滾動軸承承受過大負荷或衝擊力，若超過材料彈性限負荷，滾動件和軌道環接觸面就會產生局部性永久變形。這種變形量會隨著負荷的增大而變大，若超過某種程度時還會影響軸承的順暢迴轉。

據經驗所知，承受最大應力的滾動件和軌道的接觸部中央，永久性總變形量最大不超過滾動件直徑的 0.0001 倍為不影響軸承的順暢迴轉的限度。

所謂基本靜額定負荷即是會到達這種永久性變形量極限值的一定靜負荷，徑向軸承以純徑向負荷表示，施加這樣的負荷時，承受最大負荷的滾動件和軌道接觸部中央的接觸應力值，其中滾珠軸承(不含自動對位滾珠軸承)值為 4200Mpa 或 428kgf / mm²。

6.7 容許靜等值負荷

容許的靜等值負荷(參考章節 7.4)，一般雖以 6.6 項所述基本靜額定負荷為限度，但為達到順暢的迴轉及摩擦的要求，有時採取較大或較小的基本靜額定負荷。一般採下列式(6-10)及表 6-5 之安全係數來決定。

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{0\max}} \dots\dots\dots(6-10)$$

在此，

S_0 ：安全係數(表 6-5 所示)

$P_{0\max}$ ：徑向軸承之最大靜等值負荷 N 或 kgf

C_0 ：徑向軸承之基本靜額定負荷 N 或 kgf

表 6-5 安全係數 S_0 的下限值

運轉條件	滾珠軸承	滾子軸承
需要高迴轉精度時	2	3
需要普通的迴轉精度時 (通用)	1	1.5
容許迴轉精度稍為惡劣時 (低速迴轉、重負荷用等)	0.5	1

備註 1 對薄殼(Shell)型滾針軸承， S_0 的下限值採用 3。

2 振動、衝擊負荷時，需加上衝擊負荷係數來求 $P_{0\max}$ 。

7. 軸承負荷的計算

7.1 作用於軸系的負荷

欲計算軸承負荷，須先決定作用於受軸承支持的軸系負荷。作用於軸系的負荷有迴轉體本身重量，機械在工作中所產生的負荷及動力傳送時產生的負荷等，它們有的可以理論上作數值計算，有的則很難。

下面介紹軸承主要用途的動力傳動軸的負荷計算方法。

7.1.1 用於齒輪的負荷

作用於齒輪的負荷可分為切線方向(K_t)、徑向方向(K_s)以及軸向方向(K_a)。它們的大小及方向會因齒輪種類的不同而有差異。在此，就一般所使用的平行軸齒輪及交叉軸齒輪，介紹其計算方法。

有關其它齒輪的負荷計算方法請洽 TPI。

(1) 作用於平行軸齒輪的負荷

圖 7-1~7-3 所示為使用於平行軸的平齒輪及螺旋齒輪的負荷情況，其大小可根據式(7-1)~(7-4)求出。

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \text{ N} = \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \text{ kgf} \dots\dots\dots(7-1)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha \text{ (平齒輪)} \dots\dots\dots(7-2a)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \text{ (螺旋齒輪)} \dots\dots\dots(7-2b)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \dots\dots\dots(7-3)$$

$$K_a = K_t \cdot \tan \beta \text{ (螺旋齒輪)} \dots\dots\dots(7-4)$$

在此，

K_t ：齒輪切線方向負荷(切線力) N 或 kgf

K_s ：齒輪半徑方向負荷(分離力) N 或 kgf

K_r ：齒輪軸直角負荷(切線力和分離力的合力) N 或 kgf

K_a ：齒輪平行方向負荷 N 或 kgf

H ：傳達動力 kw

n ：迴轉速度 rpm

D_p ：齒輪節距直徑 mm

α ：齒輪壓力角

β ：齒輪螺旋角

實際的齒輪負荷，除了上述所求得的理論負荷外還要加上振動及衝擊，所以還要乘上表 7-1 所示的齒輪係數 f_z 來求之。

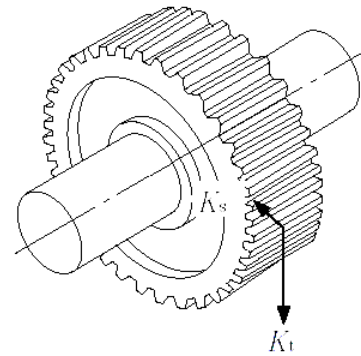


圖 7-1 作用於平齒輪的負荷

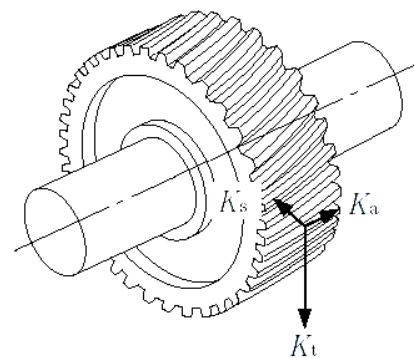


圖 7-2 作用於螺旋齒輪的負荷

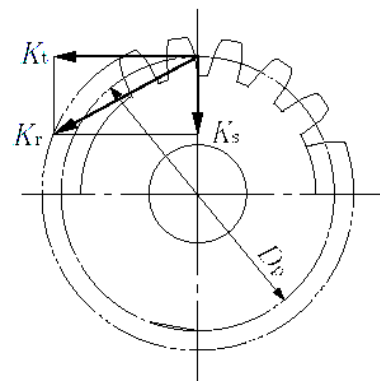


圖 7-3 齒輪的徑向合成力

表 7-1 齒輪係數 f_z

齒輪的種類	f_z
精密研削齒輪 (節距誤差、形狀誤差在 0.02mm)以下	1.05~1.1
普通切削齒輪 (節距誤差、形狀誤差在 0.1mm)以下	1.1~1.3

(2) 作用於交叉軸齒輪的負荷

用於交叉軸的斜齒輪和蝸旋斜齒輪(Spiral Bevel Gear)負荷如圖 7-4 及圖 7-5 所示，其計算方法如表 7-2 所示。

此處，直齒輪以螺旋角 $\beta=0$ ，來求出齒輪負荷。

該表所用的記號及單位如下：

- K_t ：齒輪切線方向負荷(切線力) N 或 kgf
- K_s ：齒輪半徑方向負荷(分離力) N 或 kgf
- K_a ：齒輪平行方向負荷(軸向負荷) N 或 kgf
- H ：傳達動力 kw
- n ：迴轉速度 rpm
- D_{pm} ：平均節距圓徑 mm
- α ：齒輪壓力角
- β ：齒輪螺旋角
- δ ：齒輪節距圓錐角

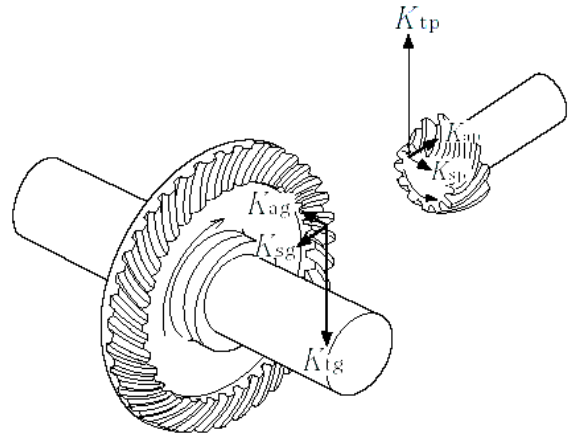


圖 7-4 作用於斜齒輪的負荷

通常兩根軸是垂直相交，小齒輪及齒輪的齒輪負荷之間有下述關係。

$$K_{sp} = K_{ag} \dots\dots\dots(7-5)$$

$$K_{ap} = K_{sg} \dots\dots\dots(7-6)$$

在此，

K_{sp} , K_{sg} ：小齒輪，齒輪的分離力 N 或 kgf

K_{ap} , K_{ag} ：小齒輪，齒輪的軸向負荷 N 或 kgf

蝸旋斜齒輪會因螺旋角的方向，迴轉方向不同以及驅動側或被驅動側而發生負荷方向的差異。分離力(K_s)和軸向負荷(K_a)以圖 7-5 所示方向為正。迴轉方向和螺旋角方向是由齒輪大端面來看，圖 7-5 所示的齒輪是屬於正時鐘迴轉，是右螺旋方向。

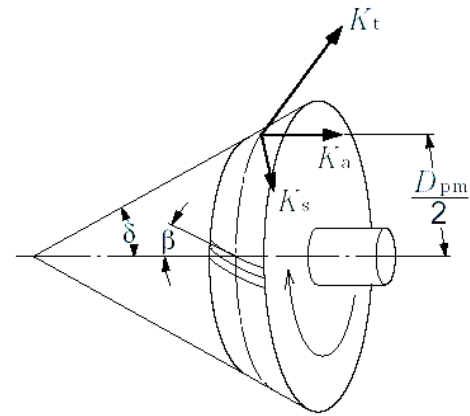


圖 7-5 斜齒輪的諸元

表 7-2 作用於斜齒輪的負荷

驅動齒輪	迴轉方向	順時鐘方向	反時鐘方向	順時鐘方向	反時鐘方向
	螺旋方向	右	左	左	右
切線方向負荷 K_t		$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n}$ [N] , $\frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n}$ [kgf]			
分離力 K_s	驅動側	$K_s = K_t \left(\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right)$		$K_s = K_t \left(\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right)$	
	被驅動側	$K_s = K_t \left(\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right)$		$K_s = K_t \left(\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right)$	
軸向負荷 K_a	驅動側	$K_a = K_t \left(\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right)$		$K_a = K_t \left(\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right)$	
	被驅動側	$K_a = K_t \left(\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right)$		$K_a = K_t \left(\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right)$	

7.1.2 作用於鏈條、皮帶軸的負荷

使用鏈條，皮帶做動力傳送時，作用於鏈輪及皮帶輪的負荷可以式(6-7)求得。

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \text{N}$$

$$= \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \text{kgf} \dots \dots \dots (7-7)$$

在此，

K_t ：鏈輪或皮帶輪的切線方向負荷 N 或 kgf

H ：傳達動力 kw

n ：迴轉速度 rpm

D_p ：鏈輪式皮帶輪的節距徑 mm

在皮帶傳動方式，為使皮帶輪與皮帶總以適當的負荷壓緊，而需施加初期張力(Initial Tension)。

若考慮這種初期張力，作用於皮帶輪的半徑方向負荷可用式(7-8)表示。

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots \dots \dots (7-8)$$

在此，

K_r ：鏈輪或皮帶輪的半徑方向負荷 N 或 kgf

f_b ：鏈條、皮帶係數(如表 7-3)

7.1.3 負荷係數

在實際機械上，因振動、衝擊等因素，軸所承受的負荷往往比理論計算值大。作用於軸系的負荷可由式(7-9)求得。

$$K = f_w \cdot K_c \dots \dots \dots (7-9)$$

在此，

K ：作用於軸系的實際負荷 N 或 kgf

K_c ：理論計算值 N 或 kgf

f_w ：負荷係數(表 7-4)

7.2 軸承的負荷分配

軸系可視為由軸承支持著的靜定樑來考慮作用於軸系的負荷分配於軸承。

例如，在圖 7-7 所示的軸，作用於軸承的徑向負荷由式(7-10)及(7-11)來表示。若

$$F_{rA} = \frac{a+b}{b} F_I + \frac{d}{c+d} F_{II} \dots \dots \dots (7-10)$$

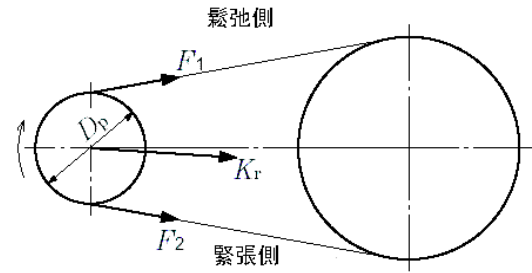


圖 7-6 作用於鏈條、皮帶的負荷

表 7-3 鏈條、皮帶係數 f_b

鏈條、皮帶的種類	f_b
鏈條(單列)	1.2~1.5
V 型皮帶	1.5~2.0
時規皮帶(Timing Belt)	1.1~1.3
平皮帶(附張緊輪)Tension Pulley	2.5~3.0
平皮帶	3.0~4.0

表 7-4 負荷係數 f_w

衝擊的種類	f_w	使用所在
幾乎沒有衝擊時	1.0~1.2	馬達機械、工具機、儀器類
輕微衝擊時	1.2~1.5	鐵路車輛、汽車、軋軋機、金屬機械、造紙機械、橡膠機械、印刷機械、飛機、纖維機械、電裝品及事務機器
強烈衝擊時	1.5~3.0	粉碎機、農業機械、建設機械、捲揚機械

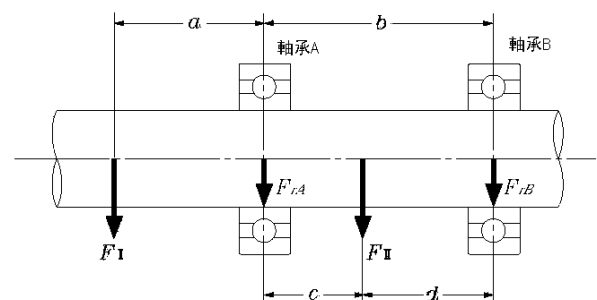


圖 7-7 作用於軸的負荷

$$F_{rB} = -\frac{a}{b}F_I + \frac{c}{c+d}F_{II} \dots\dots\dots(7-11)$$

在此，

F_{rA} ：作用於軸承 A 的徑向負荷 N 或 kgf

F_{rB} ：作用於軸承 B 的徑向負荷 N 或 kgf

F_I, F_{II} ：作用於軸的徑向負荷 N 或 kgf

7.3 平均負荷

使用於一般機械的軸承，其負荷大多依一定的周期或一定的作業計劃而變動。在這種情形下，為使軸承具有相同的壽命，而採用經過換算的平均負荷 F_m 。

(1) 負荷呈階梯狀變化時

軸承負荷按 F_1, F_2, \dots, F_n 變化，此時迴轉速度為 n_1, n_2, \dots, n_n ，負荷作用時間為 t_1, t_2, \dots, t_n 則平均負荷 F_m 可用式(7-12)表示。(如圖 7-8)

$$F_m = \left[\frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum (n_i t_i)} \right]^{1/p} \dots\dots\dots(7-12)$$

在此，

$p=3$滾珠軸承

$p=10/3$滾子軸承

(2) 負荷呈連續變化時

負荷如能用周期 t_0 及時間 t 的函 $F(t)$ 表示時，則平均負荷可由式(7-13)表示。(如圖 7-9)

$$F_m = \left[\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^p dt \right]^{1/p} \dots\dots\dots(7-13)$$

(3) 負荷大致呈線性變化時

平均負荷 F_m 的近似值可由式(7-14)求得。(如圖 7-10)

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3} \dots\dots\dots(7-14)$$

(4) 負荷呈正弦波狀變化時

平均負荷 F_m 的近似值可由式(7-15)及(7-16)求得。

(a) 狀況時

$$F_m = 0.75F_{\max} \dots\dots\dots(7-15)$$

(b) 狀況時

$$F_m = 0.65F_{\max} \dots\dots\dots(7-16)$$

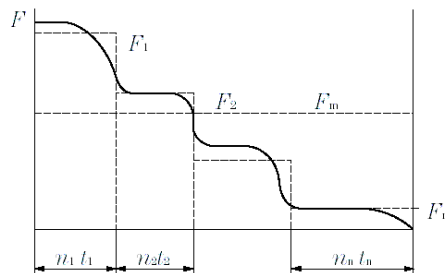


圖 7-8 呈階梯狀變化的負荷

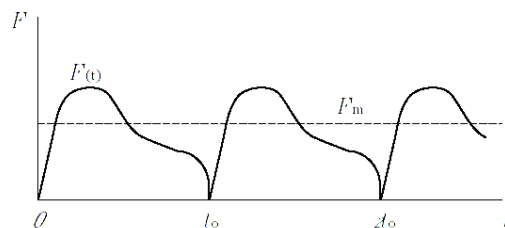


圖 7-9 以時間函數變化的負荷

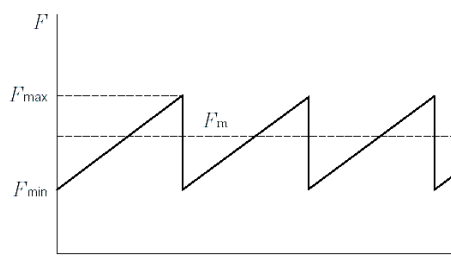


圖 7-10 呈直線狀變化的負荷

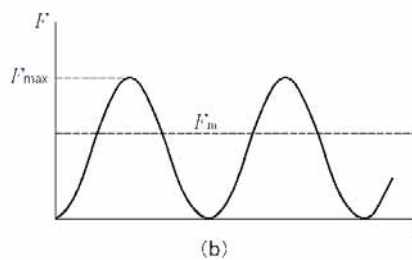
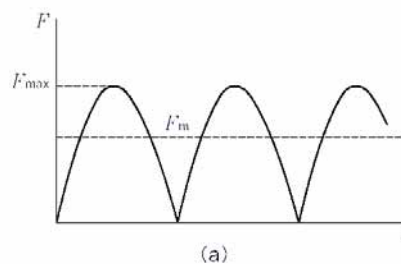


圖 7-11 呈正弦波狀變化的負荷

7.4 等值負荷

(1) 動等值徑向負荷

徑向負荷和軸向負荷同時作用於軸承時，能給予相同壽命而作用於軸承中心的假想負荷稱為動等值負荷。

徑向軸承以純徑向負荷，故稱為動等值徑向負荷。

動等值徑向負荷可由式(7-17)求得。

$$P_r = XF_r + YF_a \dots\dots\dots(7-17)$$

在此，

P_r ：動等值徑向負荷 N 或 kgf

F_r ：徑向負荷 N 或 kgf

F_a ：軸向負荷 N 或 kgf

X ：徑向負荷係數

Y ：軸向負荷係數

X, Y 的值各別記載於尺寸表中

一般來說，動等值徑向負荷為所使用軸承基本徑向動額定負荷的 6% 以下稱輕負荷，6% 以上至 12% 者稱為普通負荷，12% 以上者稱為重負荷。

(2) 靜等值徑向負荷

軸承同時承受徑向負荷與軸向負荷時，滾動體與軌道的接觸部中央承受最大負荷而形成永久變形量，能使該軸承發生相等永久變形量的假想單一負荷稱為靜等值負荷。在徑向軸承以純徑向負荷，故稱為靜等值徑向負荷。

徑向軸承的靜等值徑向負荷採用式(7-18)及式(7-19)中求出值中的較大者。

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \dots\dots\dots(7-18)$$

$$P_{or} = F_r \dots\dots\dots(7-19)$$

在此，

P_{or} ：靜等值徑向負荷 N 或 kgf

F_r ：徑向負荷 N 或 kgf

F_a ：軸向負荷 N 或 kgf

X_o ：徑向負荷係數

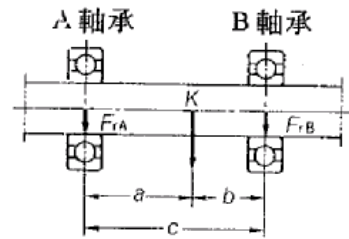
Y_o ：軸向負荷係數

X_o, Y_o 的值各別記載於尺寸表中

7.5 軸承額定壽命及容許負荷等的計算例

本項計算例中所提示負荷及計算結果的負荷均視為已包括負荷係數的值

【例 1】兩只深溝滾珠軸承 6205ZZ，使用在 2.2 kW 馬達上，轉速 $n=3500\text{rpm}$ ，軸重約 $K=100\text{ N}$ ， $a=120\text{ mm}$ ， $b=90\text{ mm}$ ，求 A，B 軸承因軸重所承受之徑向負荷為多少？

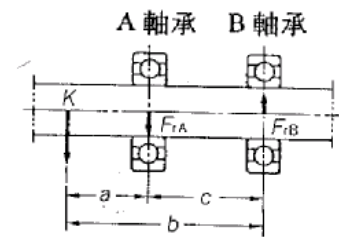


【解】軸承負荷 F_{rA} 與 F_{rB} 可由式(7-10)和(7-11)得出，其中， $F_I=100\text{ N}$ ， $F_{II}=0\text{ N}$ ， $c=120\text{ mm}$ ， $d=90\text{ mm}$ ：

$$A \text{ 軸承 } F_{rA} = \frac{d}{c+d} F_{II} = 90 \times 100 / (90+120) = 43\text{ N}$$

$$B \text{ 軸承 } F_{rB} = \frac{c}{c+d} F_{II} = 120 \times 100 / (90+120) = 57\text{ N}$$

【例 2】在例 1，2.2 kW 馬達等速帶動 V 型皮帶於 K 處，皮帶輪節徑圓徑 $D_p=40\text{ mm}$ ， $a=50\text{ mm}$ ， $c=210\text{ mm}$ ，求 A，B 軸承因負載所承受之徑向負荷為多少？



【解】此壽命預測假設考慮一般 V 型皮帶，幾乎無衝擊負荷下，式(7-7)

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} = 19.1 \times 10^6 \times 2.2 / (40 \times 3500) =$$

300 N

實際作用於軸之負荷，取 $f_w=1.2$ ， $f_b=2.0$ ，由式(7-8)和(7-9)

$$K = f_w \cdot K_c = f_w \cdot f_b \cdot K_t = 1.2 \times 2.0 \times 300 = 720\text{ N}$$

軸承負荷 F_{rA} 與 F_{rB} 可由式(7-10)和(7-11)得出，其中， $F_I=0\text{ N}$ ， $F_{II}=K=720\text{ N}$ ， $a=50\text{ mm}$ ， $b=210\text{ mm}$ ：

$$A \text{ 軸承 } F_{rA} = \frac{a+b}{b} F_{II} = 260 \times 720 / 210 = 890\text{ N}$$

$$B \text{ 軸承 } F_{rB} = \frac{a}{b} F_{II} = 50 \times 720 / 210 = 170\text{ N}$$

【例 3】深溝滾珠軸承 6207，以轉速 $n = 650\text{rpm}$ ，並承受徑向負荷 $F_r = 2.8\text{ kN}$ {286kgf}時，試求其軸承壽命為多少？

【解】動等值徑向負荷 P_r 依式(7-17)得：

$$P_r = F_r = 2.8\text{ kN 或 } 286\text{kgf}$$

6207 的基本動額定負荷 C_r 為 25.7kN 或 2620kgf，迴轉數 $n=650\text{rpm}$ 的滾珠軸承的速度係數 f_n 依圖 6-1 可得 $f_n=0.37$ ，因此壽命係數 f_h 依式(5-3)得：

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_r} = 0.37 \times \frac{25.7}{2.8} = 3.40$$

因此，此 f_h 值的軸承壽命 L_{10h} ，依圖 6-1 得約為 20000 小時。

【例 4】在例 3 加上軸向負荷 $F_a=1.6\text{kN}$ 或 163kgf 作用時，軸承壽命 L_{10h} 為多少？

【解】為了計算動等值徑向負荷 P_r 得先求徑向負荷係數 X 和軸向負荷係數 Y 。

因為軸承 6207 的基本靜額定負荷 C_{or} 為 15.3 kN 或 1560kgf，因此

$$F_a / C_{or} = 1.6 / 15.3 = 0.10$$

$$e = 0.29$$

又，由作用的徑向負荷、軸向負荷，可得：

$$F_a / F_r = 1.6 / 2.8 = 0.57 > e = 0.29$$

其次把等值徑向負荷依式(7-17)求之可得：

$$\begin{aligned} P_r &= XF_r + YF_a = 0.56 \times 2.8 + 1.48 \times 1.6 \\ &= 3.94\text{ kN 或 } 420\text{kgf} \end{aligned}$$

再依圖 6-1 和式 6-3 求壽命係數 f_h ，即得

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_r} = 0.37 \times \frac{29.1}{4.46} = 2.41$$

因此，此 f_h 值的軸承壽命 L_{10h} ，依圖 6-1 得為 7000 小時。

8. 軸承配合

當軸承受負荷，運轉時要防止配合面間產生徑向、軸向及迴轉方向的相對移動，所以軸承要固定在軸或軸承殼(箱)上。若產生相對移動現象時，會導致配合面間發生磨損(Abrasive Wear)、微動磨耗(Fretting Corrosion)或摩擦龜裂等的現象，造成軸承、軸或軸承殼(箱)的損壞。又產生的磨耗粉混進入軸承內部時，會是造成軸承迴轉不良、異常發熱、潤滑劑劣化或振動等現象的原因。為避免上述兩現象發生，內外環和軸、軸承殼(箱)之間可以下列三種配合來實施安裝：(1)緊配合，(2)過渡配合(Transition Fit)，(3)鬆配合(Loose Fit)。

固定軸承的方式有許多，以內環與軸或是外環與軸承殼(箱)的配合面間給予干涉量形成緊配合來得最有效。所謂配合是指軸與內環、軸承殼(箱)與外環嵌合後之鬆緊程度的術語。配合首要目的就是要促進內環與軸或外環與軸承殼(箱)的一體化，可使厚度甚薄的軌道環全圓周均勻地承受負荷，而不致發生上述缺失現象，使軸承充分發揮應有的機能。

但緊配合使軸承之安裝、拆卸作業失之方便；又，自由側設計以分離型軸承時，也恐有失去軸向移動之可能，故非可任意使用於所有場合。因此適當的配合選擇是所必須。

8.1 緊度的計算

配合緊度的計算，以一般軸迴轉承受徑向負荷的狀況下，考慮內環與軸之間不因負荷而產生間隙的所需緊度、溫度上升之影響、有效緊度與虛表緊度(Apparent Interference)、允許之最大緊度說明如下：

(1) 負荷和緊度

一般的軸迴轉時，負荷作用於軸承，內環會因負荷而變形而使得緊度隨之減少；以鋼製實心軸、承受徑向負荷，不使內環與軸之間產生間隙所需要的緊度，可由式(8-1)及式(8-2)來求出。

當 $F_r > 0.3 C_{or}$ 時

$$\Delta d_F = 0.08 \sqrt{\frac{d \cdot F_r}{B}} \quad \text{N 或}$$

$$\Delta d_F = 0.25 \sqrt{\frac{d \cdot F_r}{B}} \quad \text{kgf} \dots \dots \dots (8-1)$$

當 $F_r > 0.3 C_{or}$ 時

$$\Delta d_F = 0.02 \frac{F_r}{B} \quad \text{N 或}$$

$$\Delta d_F = 0.2 \frac{F_r}{B} \quad \text{kgf} \dots \dots \dots (8-2)$$

在此，

- Δd_F ：負荷下所必要的有效緊度 μm
- d ：軸承標稱內徑尺寸 mm
- B ：軸承內環標稱寬度尺寸 mm
- F_r ：所承受徑向負荷 N 或 kgf
- C_{or} ：基本靜額定負荷 N 或 kgf

(2) 溫度上升與緊度

軸承在迴轉中有溫度上升(即軸承溫度與周圍溫度之差)的情況下，要使內環與軸(鋼製)之間不產生間隙所需的緊度，可由式(8-3)計算求出。

$$\Delta_{dT} = 0.0015d \cdot \Delta T \dots \dots \dots (8-3)$$

在此，

- Δ_{dT} ：因溫差影響所必要的有效緊度 μm
- ΔT ：軸承溫度與周圍溫度之溫度差
- d ：軸承標稱內徑尺寸 mm

(3) 有效緊度與虛表緊度

所謂有效緊度是指由尺寸測定值求出的計算緊度再扣除配合時因擠壓而減少的表面粗度之值。兩者的關係依軸外徑面的加工方法而異，可用式(8-4)表示。

$$\Delta_{def} = \Delta_{df} - G \dots \dots \dots (8-4)$$

在此，

- Δ_{def} ：有效緊度 μm
- Δ_{df} ：計算緊度 μm
- $G = 1.0-2.5 \mu\text{m}$ (研磨加工軸)
- $= 5.0-7.0 \mu\text{m}$ (車削加工軸)

(4) 最大緊度

給予安裝在軸或軸承殼上的軌道環緊度，軌道環就會產生拉力或壓縮應力。過大的緊度會損傷軌道環或縮短軸承的疲勞壽命，因此，最大的緊度取軸徑或外徑的1/1000以下。

8.2 配合選定的原則

適當的配合選擇以避免配合面間發生滑移，主要是以負荷條件作決定；然而影響配合的因素一如上述那麼多，一定得將必要的項目作充分檢討後，方能決定配合的量大小。但在大多數情形下，要全部瞭解這些項目事實上有其困難，請依表 8-1 的建議，以及掌握下述原則，再參考各有關機械過去的實績經驗，配合狀態根據圖 8-1 的推薦，或能選擇一適當的配合。

- (1) 作用的負荷愈大，要給予愈大的緊度。
- (2) 在振動、變動負荷的情形下，要給予較大的緊度。
- (3) 軸承愈大，給予的緊度愈大。
- (4) 中空軸、軸承殼(箱)厚度薄時，要給予較大緊度。
配合面加工面粗度粗時，要給予較大緊度。
- (5) 輕合金、塑膠材質軸承殼(箱)，要給予較大緊度。
- (6) 掌握軸、軸承及軸承殼(箱)的溫度分佈，分別給予適當的緊度。
- (7) 表 8-2 ~ 表 8-4 是以 ISO Normal Class、Class 6X、Class 6 精度等級各形式軸承、尺寸、負荷條件為主要考慮因素，所列出一般常用的推薦配合，供作選擇配合之參考。(滾針軸承的軸與軸承殼(箱)

配合推薦請洽 TPI)

8.3 推薦配合

安裝軸承的軸及軸承殼(箱)之軸徑，孔徑尺寸公差(參考附表)，在公制系列中，ISO 286 及 JIS B 0401(尺寸公差及配合)已有相應標準。因此配合由所選軸徑及軸承

殼(箱)孔徑的尺寸公差而定。圖 8-1 所示為常用的軸徑及軸承殼(箱)孔徑尺寸公差與軸承內徑及外徑的配合關係。

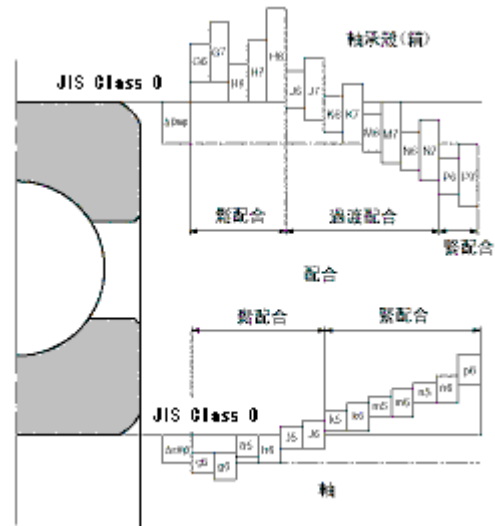


圖 8-1 配合的狀態

表 8-1 徑向負荷之性質與配合選擇

負荷性質	圖例	軸承迴轉條件		建議配合
內環迴轉負荷 外環靜止負荷 ¹⁾	<p>靜止負荷</p>		內環：迴轉 外環：靜止 負荷方向：一定	內環：緊配合 外環：鬆配合
	<p>不平衡負荷</p>		內環：靜止 外環：迴轉 負荷方向：與外環同時迴轉	
內環靜止負荷 外環迴轉負荷	<p>靜止負荷</p>		內環：靜止 外環：迴轉 負荷方向：一定	內環：鬆配合 外環：緊配合
	<p>不平衡負荷</p>		內環：迴轉 外環：靜止 負荷方向：與內環同時迴轉	

註 1)在不平衡負荷時，軸與內環雖不迴轉，但因負荷與外環同時迴轉，對內環軌道言其受力方向是變動的，對外環軌道言反而是一定的負荷方向，故稱內環迴轉負荷。

表 8-2 徑向軸承與軸的配合推薦表(ISO Normal class、Class 6)

條 件		滾珠軸承		軸的公差範圍等級	備 考
		軸徑 (mm)			
		超過 以下			
圓柱孔軸承(0 級, 6 級)					
內環迴轉負荷或方向不定負荷	輕負荷或變動負荷	- 18	18 100	h5	需要精密時 js6, k6, m6, 以 js5, k5, m5 取代之。
		18 100	100 200	js6	
		100 200		k6	
	普通負荷	- 18	18 100	js5	單列的斜角滾珠軸承因不需考慮由配合引起的內部間隙變化, 故 k5, m5 可改用 k6, m6。
		18 100	100 140	k5	
		100 140	140 200	m5	
重負荷或衝擊負荷	-		-	需用比普通間隙大的內部間隙的軸承	
內環靜止負荷	內環需在軸上易於移動	全 軸 徑		g6	需要精密時用 g5, 大型軸承為易於移動可用 f6。
	內環不需在軸上易於移動	全 軸 徑		h6	需要精密時可用 h5。
中心軸向荷重		全 軸 徑		js6	-
推拔孔軸承(0 級)(附套接套筒或拔出套筒)					
全負荷		全 軸 徑		h9/IT5 ¹⁾	傳動軸等亦可用 h10/IT7 ¹⁾

註 1) IT5 及 IT7 為表示軸之圓度公差與圓筒度公差之值

備考：本表適用於鋼製實心

表 8-3 徑向軸承與軸承殼(箱)的配合推薦表(ISO Normal Class、Class 6)

軸承殼(箱)	條件		軸承殼(箱)孔的公差範圍等級	備考	
	負荷的種類等	外環的軸向移動 ¹⁾			
整體型軸承殼(箱)或分割型軸承殼(箱)	外環靜止負荷	全部負荷的條件	容易移動。	H7	大型軸承或外環與軸承殼(箱)之溫度差大時 G7 亦可。
		輕負荷或普通負荷	容易移動。	H8	-
		軸與內環的溫度高	容易移動。	G7	大型軸承或外環與軸承殼(箱)之溫度差大時 F7 亦可。
整體型軸承殼(箱)	外環迴轉負荷	輕負荷或普通負荷而需精密迴轉時	原則上不能移動。	K6	主要適用於滾子軸承
			可以移動。	JS6	主要適用於滾珠軸承
		需安靜的運轉	容易移動。	H6	-
	方向不定負荷	輕負荷或普通負荷	通常可移動。	JS7	需要精密時以 JS6, K6 取代 JS7, K7。
		普通負荷或重負荷	原則上不能移動。	K7	
		大衝擊負荷	不能移動。	M7	-
	外環迴轉負荷	輕負荷或變動負荷	不能移動。	M7	-
普通負荷或重負荷		不能移動。	N7	主要適用於滾珠軸承	
薄壁軸承殼(箱)重負荷或大衝擊負荷		不能移動。	P7	主要適用於滾子軸承	

註 1) 對非分離型軸承而言, 表示外環能否軸方向移動之區別。

備考：1.本表適用於鑄鐵製軸承殼(箱)或鋼製軸承殼(箱)。

2.軸承僅承受中心軸向負荷時, 選擇能使外環產生徑向間隙的公差域等級。

表 8-4 電動機用軸承的配合推薦表

軸及殼	深溝滾珠軸承		滾柱軸承	
	軸徑或軸承殼(箱)孔徑 mm	軸或孔的公差範圍等級	軸徑或軸承殼(箱)孔徑 mm	軸或孔的公差範圍等級
軸	~ 18	j5	~ 40	k5
	18 ~ 100	k5	40 ~ 160	m5
	100 ~ 160	m5	160 ~ 200	n6
殼	全尺寸	H6 或 J6	全尺寸	H6 或 J6

8.4 配合之嵌合壓力和拉拔力

表 8-5 列出配合面之嵌合壓力和最大容許應力的計算式。式 8-5 和 8-6 可用來計算內環和軸或外環之間配合所需之拉拔力：

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots(8-5)$$

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \dots\dots\dots(8-6)$$

在此, K_d : 內環嵌合壓力或拉拔力 N 或 kgf

K_D : 外環嵌合壓力或拉拔力 N 或 kgf

P : 配合表面壓力(如表 8-6 所示) Mpa 或 kgf/mm²

d : 軸直徑或內環內徑 mm

D : 軸承殼(箱)內徑或外環外徑 mm

B : 內環或外環寬度 mm

μ : 滑動摩擦係數(如表 8-6 所示)

表 8-6 嵌入和拉拔滑動摩擦係數

形式	μ
內(外)環嵌入圓柱軸	0.12
內(外)環自圓柱軸拉拔出	0.18
內環緩慢的嵌入軸或套筒	0.17
內環緩慢的自軸拉拔出	0.14
套筒嵌入軸(軸承)	0.30
套筒自軸(軸承)拉拔出	0.33

表 8-5 配合表面壓力和最大容許應力

配合情形	公式	符號說明 (單位: N 或 kgf, mm)
配合表面壓力 Mpa 或 kgf/mm ²	實心鋼鐵製的軸 (內環配合) $P = \frac{E}{2} \frac{d_{eff}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	d : 軸直徑或內環內徑 d_0 : 中空軸內徑 D_i : 內環溝徑
	中空鋼鐵製的軸 (內環配合) $P = \frac{E}{2} \frac{d_{eff}}{d} \frac{[1 - (d/D_i)^2][1 - (d_0/d)^2]}{[1 - (d_0/D_i)^2]}$	d_{eff} : 有效緊度 E : 彈性係數, 其它材料參考附件四 =208,000Mpa 或 21200kgf/mm ²
	鋼鐵製的軸承殼 (箱) (外環配合) $P = \frac{E}{2} \frac{D_{eff}}{D} \frac{[1 - (D_0/D_i)^2][1 - (D/D_h)^2]}{[1 - (D_0/D_h)^2]}$	D : 軸承殼(箱)內徑 或外環外徑 D_0 : 內環溝徑 D_h : 軸承殼(箱)外徑 D_{eff} : 有效緊度
最大容許應力 Mpa 或 kgf/mm ²	軸 (內環配合) $\sigma_{i,max} = P \frac{1 + (d_0/D_i)^2}{1 - (D_0/D_i)^2}$	內環內徑表面最大容許應力
	軸承殼(箱) (外環配合) $\sigma_{i,max} = P \frac{2}{1 - (D_0/D)^2}$	外環外徑表面最大容許應力

9. 軸承間隙與預壓

9.1 軸承間隙

軸承間隙(軸承初期間隙)有時只略稱間隙，是指軸承在未安裝狀態，將內環或外環的任一方予以固定，未被固定一方的軌道環在無負荷的狀態下，作徑向或軸向移動時的變位量，即是軸承間隙；根據移動方向而分別稱為徑向間隙或軸向間隙，如圖 9-1 所示。

在作軸承間隙測定時，為使測定值安定，會在可自由轉動的軌道環加上規定的測定負荷；此時，滾動體與軌道面的接觸部位會產生彈性變形，因此間隙測定值(測定間隙)會比實際間隙值(真間隙)大，即多出了因測定負荷所引起的彈性變形量。深溝滾珠軸承的真間隙值須依表 9-1 作補正，即減去彈性變形造成的間隙增加量。表 9-2 ~ 表 9-4 為深溝滾珠軸承、滾針軸承及馬達用的的徑向間隙值。

9.2 軸承間隙的選擇

軸承在運轉穩定狀態時の間隙(運轉間隙)，因配合及內環和外環的溫度差，一般比初期軸承間隙小。這個運轉間隙對軸承壽命、發熱、振動或噪音都有影響，務必作最佳選擇。

9.2.1 運轉間隙

軸承的運轉間隙可由初期的軸承間隙與因緊度所造成間隙減少量以及內環和外環的溫度差所產生間隙變化量來求出。

$$\delta_{eff} = \delta_o - (\delta_f + \delta_t) \dots \dots \dots (9-1)$$

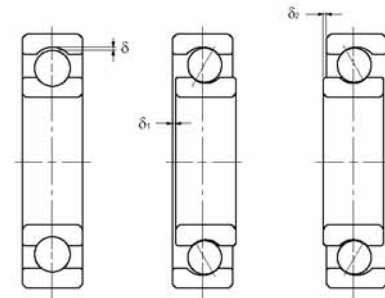
在此，

- δ_{eff} : 運轉間隙 mm
- δ_o : 組裝前軸承真間隙 mm
- δ_f : 配合緊度造成的間隙減少量 mm
- δ_t : 內外環溫差所造成的間隙減少量 mm

9.2.2 緊度所造成的間隙減少量

軸承採用緊配合安裝於軸或軸承殼時，內環膨脹、外環收縮導致減少軸承內部間隙。

內環或外環的膨脹或收縮量會依軸承的形式、軸或軸承殼(箱)的形狀、尺寸及材料之不同而異，例如鋼、鑄鐵和鋁合金之外環收縮率便不同，鑄鐵和鋁合金之收縮率約鋼的收縮率分別少 0.15 及 0.25。而對鋼來說，其收縮量大致近似於有效緊度的 70%-90%。



徑向間隙 = δ 軸向間隙 = $\delta_1 + \delta_2$

圖 9-1 軸承間隙

表 9-1 深溝滾珠軸承因測定負荷的徑向間隙補正量

標稱內徑尺寸 d(mm)		測定負荷 (N) (kg)		間隙補正量 單位: μm				
超過	以下	24.5	2.5	C2	CN	C3	C4	C5
10(含)	18			49	5	3~4	4	4
18	50	49	5	4~5	5	6	6	6

表 9-2 深溝滾珠軸承平行孔的徑向間隙

軸承內徑 d(mm)	間隙規格	單位 μm									
		C2		CN		C3		C4		C5	
超 過	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大
2.5	6	0	7	2	13	8	23	-	-	-	-
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73

表 9-3 馬達用的徑向間隙

軸承標稱內徑 d (mm)		CM 間隙 (μm)	
超 過	以 下	最 小	最 大
10(包括)	18	4	11
18	24	5	12
24	30	5	12
30	40	9	17
40	50	9	17
50	65	12	22

表 9-4 滾針軸承的徑向間隙

軸承內徑 d(mm)	間隙規格	單位 μm							
		C2		CN		C3		C5	
超 過	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大
-	10	0	30	10	40	25	55	35	65
10	18	0	30	10	40	25	55	35	65
18	24	0	30	10	40	25	55	35	65
24	30	0	30	10	45	30	65	40	70
30	40	0	35	15	50	35	70	45	80
40	50	5	40	20	55	40	75	55	90

$$\delta_f = (0.70 \sim 0.90) \cdot \Delta_{def} \dots\dots\dots(9-2)$$

在此，

δ_f ：配合緊度造成的間隙減少量 mm

Δ_{def} ：有效緊度(詳見 8.軸承配合章節)mm

9.2.3 內、外環溫度差所造成的間隙減少量

軸承運轉時，一般狀況外環溫度會低於內環、滾動體的溫度 5~10°C，若軸承殼(箱)的散熱量大或軸連著熱源或空心軸內部有加熱流體流動則內外環的溫度差就變更大。由這個溫度差所造成的內外環的熱膨脹量差即為間隙的減少量。

$$\delta_t = \alpha \cdot \Delta_T \cdot D_o \dots\dots\dots(9-3)$$

在此，

δ_t ：內外環溫差所造成的間隙減少量 mm

α ：軸承鋼的線膨脹係數 $12.5 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$

Δ_T ：內環、外環的溫度差 $^\circ\text{C}$

D_o ：外環溝徑 mm

外環軌道徑 D_o 可用式(9-4)和式(9-5)求出近似值。

對於滾珠軸承及自動對位滾子軸承

$$D_o = 0.20(d + 4.0D) \dots\dots\dots(9-4)$$

對於滾子軸承(不含自動對位滾子軸承)

$$D_o = 0.25(d + 3.0D) \dots\dots\dots(9-5)$$

在此，

d ：軸承內徑(mm) D ：軸承外徑(mm)

9.3 軸承間隙的選擇基準

理論上，軸承在運轉穩定狀態(溫升、轉速固定)下，其運轉間隙為微負值時，軸承壽命最大、精度性能最佳；但實際上，要經常保持住這種最佳狀態是頗有困難的。因為在任何使用條件上的變化，引起負間隙量增大時，將導致軸承壽命快速驟降以及異常發熱損毀；因此一般選擇軸承間隙時，是使運轉穩定狀態下達到運轉間隙為零或比零稍大些為理想。

表 9-5 為非普通(CN)間隙的選擇適用例

使用條件	適用例	選定間隙
承受重負荷、衝擊負荷，配合緊度大者	鐵道車輛之車軸	C3
	振動篩機	C3、C4
負荷方向不固定，內、外環都需要作干涉配合者	鐵道車輛之牽引馬達	C4
	牽引機、最終減速機	C4
軸或內環有受熱情形者	製紙機械、乾燥機	C3、C4
	軋軋機床檯軋子	C3
內、外環都作鬆配合者	軋軋機軋軋軸頭	C2
低迴轉振動、噪音需求者	微型馬達	C2

通常的使用條件，即採用普通負荷的配合，迴轉速度、運轉溫度等都很正常時，只要選擇普通間隙即可得到適當的運轉間隙。表 9-5 所示為非普通間隙的適用例。

9.4 軸承的預壓

一般軸承都是在運轉狀態下給予少許間隙來使用，但在某些用途，有時對軸承預先施加負荷，使軸承內部間隙呈負的狀態。這種軸承的使用方法稱為預壓法。

9.4.1 預壓的目的

軸承可藉著預壓，經常在滾動體與軌道面的接觸點承受彈性壓縮力，以致在負荷時也不會產生間隙，且對徑向及軸向的軸位移有提高剛性的效果。因此得以提高軸的固有振動頻率而適於高速迴轉，可減少軸的偏轉，提高迴轉精度及定位精度，並抑制振動及噪音，同時也可控制滾動體的公轉滑動、自轉滑動以及旋轉滑動並減輕出現咬傷污斑(Smearing)等優點。

此外，止推滾珠軸承、止推滾子軸承使用於橫軸時，為保持滾動體在正確的位置，也使用預壓。

給軸承預壓的一般方法是在兩相對軸承間施予軸向負荷如圖 9-2 所示，使軸承內外環產生相對的軸向位移。通常分為定位預壓與定壓預壓。

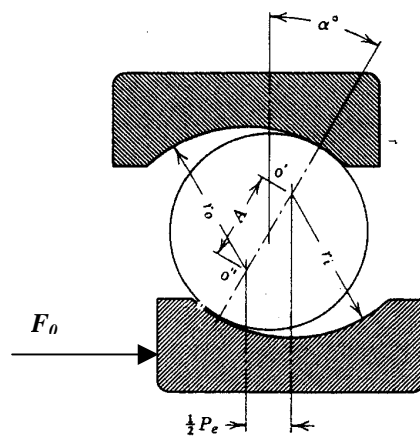


圖 9-2 預壓方式

9.4.2 預壓方法與預壓量

有關軸承預壓的基本方式、目的及特徵如表 9-6 所示。定位預壓是固定軸承的位置，對提高剛性有效。

因為定壓預壓是採用彈簧作預壓，所以在運轉中即使用熱影響及負荷影而使軸承間位置發生變化，也可保持恒定的預壓量。

9.4.3 預壓與剛性

圖 9-3 用來解釋軸承預壓後剛性增加的效果。如圖

中，組合斜角滾珠軸承內環作軸向緊壓密接後，軸承 I、II 分別產生 δ_0 之軸向位移，即施加了 F_0 之預壓。此時進一步，從外部再加上軸向負荷 F_a 時，則軸承 I 的位移量會增加 δ_a ，而軸承 II 則減少 δ_a ；這時候，施加於軸承 I、II 的負荷，分別為 F_I 和 F_{II} 。在未沒有預壓狀態的軸承 I，若施加予軸向負荷 F_a 時的位移量為 δ_b ；比較施加預壓與否的相同 F_a 軸向負荷狀況下，顯然 δ_a 比 δ_b 小，顯示提高了軸承剛性。

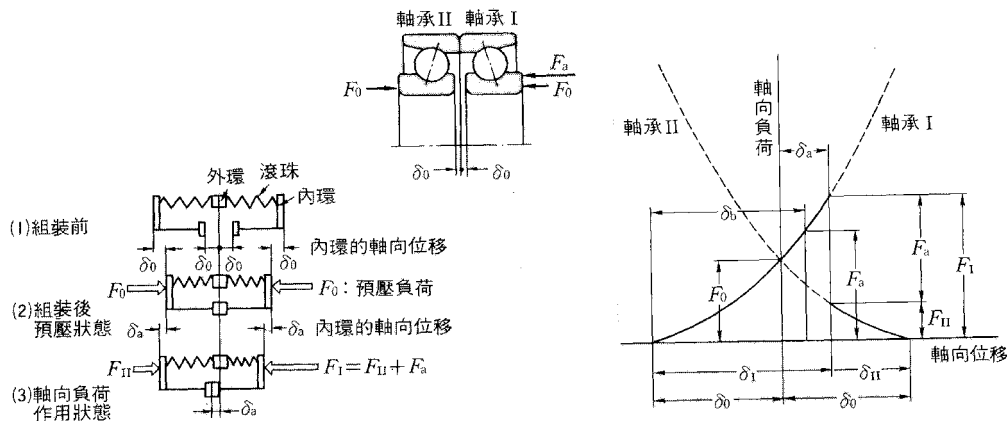


圖 9-3 預壓線圖

表 9-6 預壓方法之特徵

預壓法	預壓的基本方式	適用軸承	預壓目的	方法與預壓量	使用例
定位預壓		<ul style="list-style-type: none"> 斜角滾珠軸承 	<ul style="list-style-type: none"> 保持旋轉軸精度 防止振動 提高剛性 	利用內外環寬度平面差或墊圈施予一定量的預壓。	<ul style="list-style-type: none"> 磨床 車床 銑床
		<ul style="list-style-type: none"> 滾錐軸承 止推滾珠軸承 斜角滾珠軸承 	<ul style="list-style-type: none"> 提高軸承部位的剛性 	藉鬆緊螺絲來施加預壓。量測軸承的起動轉矩或軌道環的移動量來設定預壓量。 起動轉矩： 組合斜角滾珠軸承 $M = \frac{d_p \cdot T}{330 \sim 430} \cdot N \cdot \text{mm 或 kgf} \cdot \text{mm} \quad 1)$ 組合滾錐軸承 $M = \frac{d_p^{0.8} \cdot T}{85 \sim 170} \cdot \text{mm 或 kgf} \cdot \text{mm}$	<ul style="list-style-type: none"> 車床 銑床 汽車差速小齒輪 印刷機 車輪
定壓預壓		<ul style="list-style-type: none"> 斜角滾珠軸承 深溝滾珠軸承 滾錐軸承 (高速) 	<ul style="list-style-type: none"> 預壓量不因負荷、溫度等變化而變化 保持精度 防止振動、噪音 	使用螺簧(Coil Spring)，碟簧(Disc Spring)施加預壓。 深溝滾珠軸承: 4-8d N 或 0.4-0.8d kgf d: 軸徑 mm	<ul style="list-style-type: none"> 內圓磨床 馬達 小型高速軸張力輪 (Tension Reel)
		<ul style="list-style-type: none"> 止推自動對位滾子軸承 止推滾柱軸承 止推滾珠軸承 	<ul style="list-style-type: none"> 主要用於承受止推負荷時，防止逆止推負荷側產生斑點 (Smearing) 	使用螺旋簧、碟簧做預壓 止推滾珠軸承的預壓量取下式較大值： $T_1 = 0.42(nC_{0a})^{1.9} \times 10^{-13} \cdot N \quad 2)$ $= 3.275(nC_{0a})^{1.9} \times 10^{-13} \cdot \text{kgf}$ $T_2 = 0.00083C_{0a} \cdot N \text{ 或 kgf}$ 止推自動對位滾子軸承和止推滾柱軸承： $T = 0.025C_{0a}^{0.8} \cdot N$ $= 0.0158C_{0a}^{0.8} \cdot \text{kgf}$	<ul style="list-style-type: none"> 軋軋機 壓出機

註 1) d_p : 滾動體節距圓徑 mm, $d_p = (\text{軸承內徑} + \text{軸承外徑})/2$ 。T: 預壓量

2) C_{0a} : 基本額定負荷 N 或 kgf

10. 容許迴轉數

隨著軸承迴轉速度增大，軸承溫升將會因為軸承摩擦產生熱量而升高，如果溫度持續上升超過某限度時，潤滑劑的潤滑性能就會顯著劣化，軸承就無法繼續維持安定的運轉。因此，不發生這種限度以上的發熱而能使軸承安定運轉的極限迴轉數稱為容許迴轉數(rpm)，因軸承形式、尺寸、保持器種類、負荷、潤滑條件以及冷卻條件的不同而異。

在軸承尺寸表中，記載有滑脂潤滑及油潤滑時的容許迴轉數，但該值是 TPI 標準設計規格的軸承，正確安裝，使用良好的潤滑劑並適時予以補充和更換，而且以普通負荷($P \leq 0.09C_r, F_a / F_r \leq 0.3$)基準條件。附接觸密封的滾珠軸承(LLU 型)係根據密封板的周速來決定軸承的容許迴轉數。

超過普通負荷條件使用的軸承，其容許迴轉數需由軸承尺寸表中記載的值乘以圖 10-1、圖 10-2 所示補正係數 f_L 及 f_c 來求之。

當徑向軸承使用在立軸時，相較於橫軸方式，較不利於有潤滑劑的保持及保持器引導性(Guide)，故以容許迴轉數的約 80%為限度較適當。此外，未滿足上述基準情況的容許迴轉數請洽 TPI。

裝有高速用保持器的高精度軸承，採用強制循環供油，噴射供油或噴霧供油等特殊潤滑方式可使迴轉速度超過軸承尺寸表中所列的容許迴轉數也能使用。

對於這種高速條件採取如上述特殊的措施以後的容許迴轉數，可取最大的修正係數 f_B (深溝滾珠軸承之 $f_B=3.0$)與軸承尺寸表之記載值相乘所得之值。這種超過容許迴轉數的條件下使用時請與 TPI 協商。

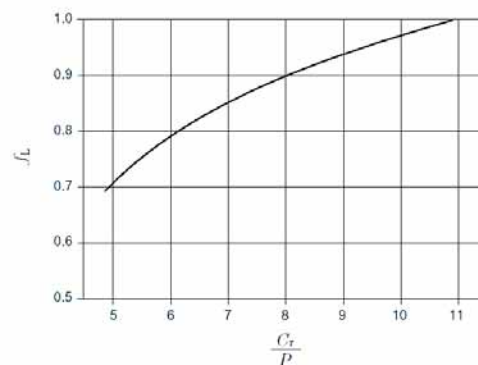


圖 10-1 軸承負荷的補正係數 f_L 值

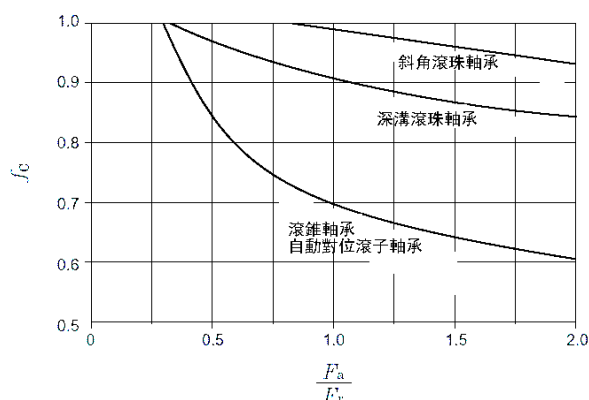


圖 10-2 合成負荷的補正係數 f_c 值

11. 摩擦和溫升

11.1 摩擦

摩擦是軸承的重要功能之一。通常使用條件下，滾動軸承比滑動軸承摩擦小，特別是起動摩擦低。

滾動軸承摩擦係數以軸承內徑為基準，可用式(11-1)來表示。

$$\mu = \frac{2M}{Pd} \dots\dots\dots(11-1)$$

在此，

μ ：摩擦係數

M ：摩擦力矩(Moment) N . mm 或 kgf . mm

P ：負荷 N 或 kgf

d ：軸承內徑 mm

滾動軸承的摩擦係數，除軸承形式外，還因負荷、潤滑及迴轉速度而異，在通常使用條件下，深溝滾珠軸承其摩擦係數值大約採用 $1.0 \sim 1.5 \times 10^{-3}$ 。

11.2 溫度上升

軸承的摩擦損失幾乎都在軸承內部變為熱，並使軸承溫度上升，摩擦力矩造成的發熱量可由式(11-2)表示。

$$Q = 0.105 \times 10^{-6} M \cdot n \quad \text{N} \dots\dots\dots(11-2)$$

$$= 1.03 \times 10^{-6} M \cdot n \quad \text{kgf}$$

在此，

Q ：發生熱量 kW

M ：摩擦力矩 N . mm 或 kgf . mm

n ：軸承的迴轉數 rpm

發熱量與排出量平衡，則軸承溫度穩定。一般，運轉初期溫度急速上升，但通常會達到正常狀態而趨穩定。要達到這個正常狀態的時間長短會因發生熱量、軸承殼(箱)等的熱容量、冷卻面積、潤滑油量、周圍溫度等而異，如果一直無法達到正常狀態溫度不穩定，就應判斷有某種異常。

溫升異常的原因有：軸承歪斜、間隙過小、預壓過大、潤滑劑過多或不足，異物混入及密封裝置的發熱等。

12. 軸承潤滑

12.1 滾動軸承的潤滑

滾動軸承除了滾動接觸以外，尚有相當的滑動接觸。所以軸承潤滑的主要目的是，減少軸承各部位的摩擦及磨耗、不產生高溫燒熔。潤滑方法、潤滑劑的適當與否，直接大大地影響到軸承的性能與耐久性等。

一般而言，潤滑劑有以下之作用。

(1) 減少摩擦及磨耗

軸承運轉中，有以下的摩擦：

- (1) 滾動伴隨著滑動摩擦。
- (2) 保持器與鋼珠或滾子之間的摩擦。
- (3) 保持器與導面之間的滑動摩擦。
- (4) 滾子與導肋之間的滑動摩擦。
- (5) 密封裝置的摩擦。

(2) 摩擦熱的傳導、去除

軸承因摩擦而生熱，須要靠著潤滑劑的中介而將熱傳導至它處或者帶走，而使得軸承溫度下降，潤滑劑、軸承因而得以維持長久運轉。循環給油是其中的代表者。

(3) 防止生銹

不論是使用中或停用的機械，都要保護軸承的表面不使生銹，方得以維持軸承的性能。

(4) 防止灰塵、異物的侵入

軸及軸承殼(箱)的鄰近部位塗有潤滑劑時，會使可能侵入的灰塵附著其上而不會進入內部之功效，特別是採用滑脂潤滑，此種作用更為顯著。

(5) 緩和局部應力的集中

因加工面的凹凸或是形狀誤差等因素，而造成局部力量集中其上，致使軸承的壽命減短。藉著潤滑劑填補在凹處，可以有擴大受力面積、緩和局部應力集中之效，以達到軸承應有的壽命。

軸承潤滑，一般可分滑脂潤滑與油潤滑。滑脂使用方便且密封裝置設計簡單，是滾動軸承使用最多的潤滑劑。然而，在一些如低轉矩需求或高速迴轉之使用條件下，滑脂潤滑無法滿足潤滑需要時，採用油潤滑；表 12-1 為滑脂潤滑與油潤滑的性能比較。另，特殊用途也採用二硫化鉬(MoS_2)、石墨等固體潤滑劑。

表 12-1 滑脂與油潤滑比較表

比較項目	滑脂潤滑	油潤滑
迴轉速	低中轉速	所有轉速
潤滑劑的更換	稍微繁雜	簡易
潤滑劑的壽命	比較短	長
負載	低中負載	高負載
密封裝置	簡易	須相當的注意
冷卻效果	惡劣	良好
潤滑性能	良好	非常良好
塵埃的過濾	困難	容易
油膜緩衝性能	稍劣	良好

12.2 滑脂潤滑

滑脂使用方便，且密封裝置設計簡單，是滾動軸承使用最多的潤滑劑。

12.2.1 滑脂的種類與特徵

滑脂是以礦物油或合成油等潤滑油作為基油，加入增稠劑而成為半固體狀，以此作載體保持住基油，另為了提高性能而添加各種的添加劑組合而成。因此，滑脂的性質就由基油、增稠劑以及添加劑的種類與組合來決定。

滑脂分類有許多方法，一般大都以增稠劑的類別作分類，概分金屬皂基與非皂基兩大類。因新的增稠劑、添加劑陸續不斷地開發出來，而對滑脂性能有很大的改良，故在選定滑脂時，實有充分把握最新各種不同滑脂特性之必要。

固體滑脂是一種潤滑劑，主要由潤滑的滑脂和超高分子聚乙烯所組成。固體潤滑和滑脂在常溫下有相同粘度。因為應用特別熱處理程序，主要滑脂在軸承內部固化。即使軸承承受相當程度的振動和離心力，這種固化效果也讓滑脂不輕易洩漏。一般有固體滑脂之滾針軸承有以下主要之優點：

- (1) 在要求清淨的使用環境下，最少的滑脂洩漏。
- (2) 在相當程度的振動和離心力存在之使用條件下，最少的滑脂流失。

表 12-2 所示為一般的滑脂種類和其特性。表 12-3 為 TPI 常用之滑脂種類和特性。

表 12-2(1) 滑脂的種類和特性

名稱	鋰(Lithium)滑脂			鈉滑脂 (纖維滑脂)	鈣滑脂 (杯滑脂)
	鋰 皂			鈉皂	鈣皂
增稠劑					
基油	礦物油	二酯油(Diester)	矽(Silicon)油	礦物油	礦物油
滴點	170 ~ 190	170 ~ 190	200 ~ 250	150 ~ 180	80 ~ 90
使用溫度範圍	-30 ~ +130	-50 ~ +130	-50 ~ +160	-20 ~ +130	-20 ~ +70
機械的安定性	優	良	良	優 ~ 良	良 ~ 不可
耐壓性	良	良	不可	良	良 ~ 不可
耐水性	良	良	良	良 ~ 不可	良
特性及用途	<ul style="list-style-type: none"> 用途最廣。 萬能型滾動軸承用滑脂。 	<ul style="list-style-type: none"> 低溫特性及摩擦特性佳。 適用小徑，超小軸承。 	<ul style="list-style-type: none"> 適用於高溫及低溫。 油膜強度低不適用於重負荷 	<ul style="list-style-type: none"> 有些品種會因水份混入而乳化。 高溫特性較佳。 	<ul style="list-style-type: none"> 耐水性佳，但耐熱性差。 用於低速，輕負荷。

表 12-2(2) 滑脂的種類和特性

名稱	鈣複合滑脂 (Complex Grease)	鈣混合基滑脂	鋁滑脂	非皂基滑脂	
	增稠劑	鈣複合皂	鈣+鈉皂 鈣+鋰皂	鋁皂	班脫岩土，氧化硅膠，尿素， 碳黑(Carbon Black)等
基油	礦物油	礦物油	礦物油	礦物油	合成油
滴點	200 ~ 280	150 ~ 180	70 ~ 90	250 以上	250 以上
使用溫度範圍	-20 ~ +150	-20 ~ +120	-10 ~ +80	-10 ~ +130	-50 ~ +200
機械的安定性	良	優 ~ 良	良 ~ 不可	良	良
耐壓性	良	優 ~ 良	良	良	良
耐水性	良	良 ~ 不可	良	良	良
用途	<ul style="list-style-type: none"> 含極壓添加劑適用於重負荷 萬能型滾動軸承用滑脂。 	<ul style="list-style-type: none"> 耐壓性及機械安定性佳。 適用於承受衝擊負荷的軸承 	<ul style="list-style-type: none"> 黏著性佳。 適用於承受振動的軸承 	<ul style="list-style-type: none"> 低溫至高溫，使用範圍廣。由基油和增稠劑適當組合呈現優異耐熱、耐寒、耐藥性等性能 萬能型滾動軸承用滑脂。 	

表 12-3 常用之滑脂種類和特性

代號	增稠劑	基油	稠度		動黏度 40°C(100°C) (mm ² /s,cSt)	滴點 ()	使用溫度範圍()	特徵
			25	60w,mm				
2A	Li	礦油		273	130	182	-25~+120	泛用，低負荷
1K	Li	Ester + 礦油		265~295	(3.8)	190	-55~+130	泛用，低溫，低轉矩
3E	Li	Ester		265~295	11.5	193	-50~+120	泛用，低溫，低轉矩
5K	Li	Ester		240~270	26(5.2)	191	-50~+150	泛用，低噪音
5K*	Li	Ester		250	76.9(10.4)	201	-40~+150	泛用，低噪音
5C	Polyurea	礦油		265~295	99(11)	243	-30~+177	泛用，高溫
GA	Li	Ester		245	25.6(5.08)	194	-40~+150	泛用，低噪音
3L	Li	Sillcone		290~320	25 時 100	210	-70~+180	極低溫
8A	Li	礦油		294	(16.0)	185	-15~+110	極壓
L627	Polyurea	礦油		284	115	288	-40~180	高溫
L542	Diures	PAD		220	47.6	260	-40~+200	高溫，長壽命
L448	urea	Ester		243	41	252	-40~+150	長壽命
L417	urea	Ester		300	72.3(10.1)	240	-40~+180	高溫

12.2.2 基油

滑脂的基油是採用礦物油或二酯類油、矽油、碳氟 (Fluoro Carbon)油等的合成油。

滑脂的潤滑性能主要是依基油的潤滑性能而定。一般上，低黏度基油的滑脂適用於低溫高速特性，而高黏度基油的滑脂則適用高負荷特性。

12.2.3 增稠劑

增稠劑混合分散在基油中，是使滑脂保持半固體狀的材料。增稠劑除了有鋰、鈉或鈣等的金屬皂外，還有氧化硅膠(Silica Gel)、班脫岩(Bento Nite)等無機材料和尿素、碳氟化合物等有機材料形成的非皂基增稠劑。

滑脂的使用極限溫度、機械安定性、耐水性等特性主要是依增稠劑而定。鈉皂基的滑脂一般上耐水性較差。班脫岩(酸性白土)、尿素等非金屬皂基的增稠劑的高溫特性佳。

12.2.4 添加劑

滑脂為提高性能，含有各種添加劑。譬如：抗氧化劑、高壓添加劑(EP 添加劑)、防銹劑及防腐蝕劑等。

承受大負荷或衝擊負荷應使用含有高壓添加劑的滑脂。使用溫度較高又長期間不能補給的用途則使用含有氧化安定劑的滑脂。

12.2.5 稠度

稠度是表示滑脂硬度或流動性的指標，數值愈大則愈軟。稠度是依增稠劑的量和基油的黏度而定。滾動軸承的潤滑一般採用 NLGI 稠度記號 1、2 或 3。

表 12-4 所示為滑脂的稠度和用途的一般關係。

表 12-4 滑脂的稠度

NLGI 稠度號碼	JIS(ASTM) 60 次混合稠度	用途
0	355 ~ 385	集中供滑脂用
1	310 ~ 340	集中供滑脂用
2	265 ~ 295	一般用，密封軸承用
3	220 ~ 250	一般用，高溫用
4	175 ~ 205	特殊用途

12.2.6 滑脂的混合

若混合異種滑脂，則滑脂的性質會變化，如稠度變化(一般會變軟)，使用溫度的容許值降低等，所以原則上

不要混合不同品名的滑脂。

如果無法避免混合異種滑脂時，至少要選擇同種增稠劑及類似基油的滑脂。但即使如此混合同種類的滑脂有時也會因添加劑等的不同而使滑脂的性質發生變化，因此必須事先確認性質的變化。

12.2.7 滑脂的填充量

滑脂的填充量依軸承殼(箱)的設計、空間容積、迴轉速度、滑脂的種類等而有異。

填充量的指標為軸承及軸承殼(箱)空間容積的 30-60 %。迴轉速度高時，為降低溫升，填充量應該減少。滑脂的填充量過多，則溫升變高，由於滑脂軟化而洩漏，或因氧化等變質使滑脂的潤滑性能降低。

12.2.8 滑脂的補給

滑脂隨使用時間的增長，潤滑性能就逐漸降低，所以必須定期補給新滑脂。滑脂補給間隔時間因軸承形式、尺寸、迴轉速度、軸承溫度以及滑脂種類而有異。

圖 12-1 所示為滑脂補給間隔的大致指標線圖。本線圖是普通滾動軸承用滑脂在通常使用條件下補給間隔之一例。

隨著軸承溫度升高，滑脂的補給周期須縮短。大概的指標是：軸承溫度在 80 以上時，每上升 10 ，補給間隔縮短為 1/1.5。

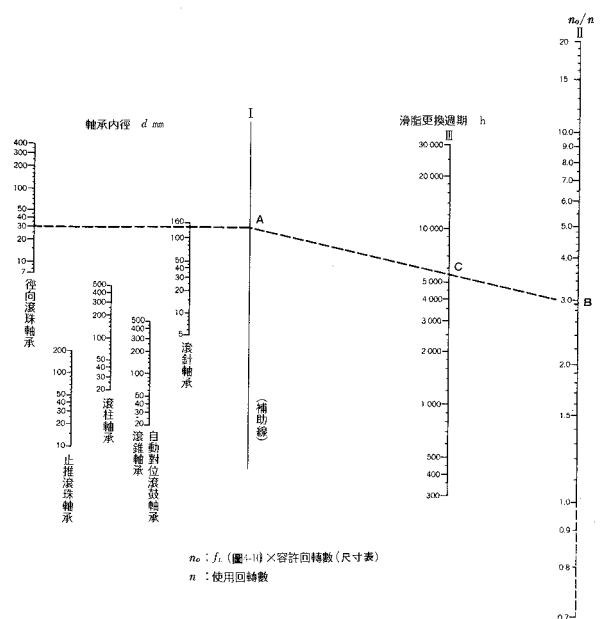


圖 12-1 滑脂補給間隔線圖

12.2.9 滑脂補給期限之計算

【例】深溝滾珠軸承 6206 在徑向負荷 2.0kN，迴轉數 3600rpm 的情況下，求滑脂的更換期限。

【解】由圖 10-1 $C_r/P_r=19.5/2.0\text{kN}=9.8$ ， $f_L=0.96$

徑向負荷 2.0 kN 時的容許迴轉數 n_0 為：

$$n_0 = 0.96 \times 11000 = 10560\text{rpm}$$

因此，

$$n_0/n = 10560/3600 = 2.93$$

從圖 12-1 的徑向滾珠軸承的點($d=30$)劃橫線並與縱線 I 相交於 A 點。使用直線將縱線 II 上的 B 點($n_0/n=2.93$)與 A 點相連接，並求直線與縱線 III 交點 C 點值，可得滑脂壽命約 5500 小時。

12.2.10 滑脂壽命預測計算式

在一些輕負荷的應用，如使用靜音軸承之室內空調送風機等，若安裝正確，有效隔離侵蝕、異物侵入，則潤滑脂的壽命是影響軸承使用壽命的主要因素。滑脂之壽命預測計算式可參考 Kawamura 等提出之修正式，計算所得之壽命為 L_{50} (信賴度 50%)如下：

尿素基滑脂：

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6} \times K \times V \dots\dots(12-1) \\ - 2.95 \times 10^{-2} T - 8.36 F + 8.50 + K_1 \dots$$

適用範圍：10 dm 100, dmm 400000, 70 T 180

鋰基滑脂：

$$\log L = -1.58 \times 10^{-6} \times K \times V \dots\dots(12-2) \\ - 2.18 \times 10^{-2} T - 9.84 F + 6.33 + K_1 \dots$$

適用範圍：10 dm 100, dmm 400000, 70 T 150

在此，

L ： L_{50} 滑脂壽命 小時

K ：外環迴轉補正係數(內環迴轉時 $K=1$ ；外環迴轉時 K =根據保持器公轉換算之內環迴轉速度(假設在內環迴轉情況下)/外環迴轉速度)

V ： dmm 值

$$dm : \text{節圓直徑} \approx \frac{d+D}{2}$$

D ：軸承外徑 mm

T ：軸承溫度

F ：荷重 P/C_r

K_1 ：基油組成時補正係數 (表 12-5)

表 12-5(1) 尿素基滑脂 K_1 值

基油	補正係數 K_1
礦物油	-0.08
PAO	-0.05
酯(Ester)	-0.21
乙醚(ether)	0.18
礦油+PAO	-0.06
礦油+酯	-0.16
PAO+酯	0
PAO+乙醚	0
酯+乙醚	0.07

表 12-5(2) 鋰基滑脂 K_1 值

基油	補正係數 K_1
礦物油	-0.29
PAO	-0.05
酯	0.42
二酯油(Diester)	-0.5
矽(Silicon)	0.54

引用：T. Kawamura, M. Minami and M. Hirata, "Grease Life Prediction for Sealed Ball Bearings," Tribology Transactions, 44, 2, pp 256-262, (2001).

12.3 油潤滑

一般，油潤滑比滑脂潤滑更適用於高速迴轉或高溫場所，當需要將軸承內發生熱量或加於軸承的熱量排出時，適合採用油潤滑。表 12-9 為一般常用油潤滑實例。

12.3.1 潤滑油

滾動軸承的潤滑油大多使用錠子油(Spindle Oil)、渦輪機油(Turbine Oil)等的礦物油；但在特殊用途上如 150 以上的高溫、或-30 以下的低溫時，也有使用耐寒、耐熱、粘度特性等性能優越的合成油。

對滾動軸承潤滑油的選定，首要考慮的是要有適當的粘度，其次是要能滿足軸承使用環境、條件的性能。潤滑油粘度是決定潤滑性能的重要特性之一，粘度過低時油膜的 formed 不充分，會有直接金屬接觸損傷軌道面之虞；粘度過高時油阻力變大，導致溫升、摩擦損失增大，皆宜避免之。

至於潤滑油粘度的一般選定基準：軸承愈大愈是要

高粘度、愈是高速愈是要低粘度、負荷愈高則愈是要高粘度的潤滑油。

對於滾動軸承的潤滑，在運轉溫度時所須的必要粘度，表 12-6 所示。圖 12-2 是潤滑油粘度-溫度直線圖用以選定在運轉溫度下適當的潤滑油。表 12-9 所示為適合各種運轉條件的潤滑油名稱。

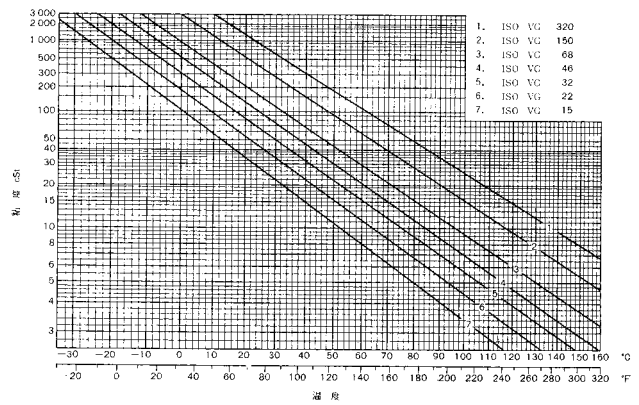


圖 12-2 潤滑油的粘度-溫度線圖

表 12-6 在運轉溫度時軸承所必要的粘度

軸承形式	動粘度 mm ² /s
滾珠軸承、滾柱軸承、滾針軸承	13
自動對位滾鼓軸承、滾錐軸承、止推滾針軸承	20
止推自動對位滾鼓軸承	3.0

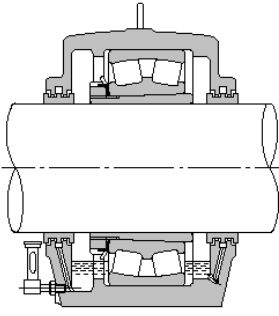
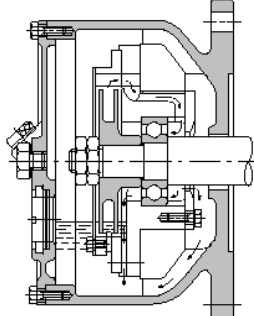
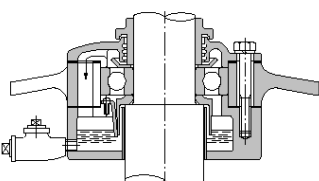
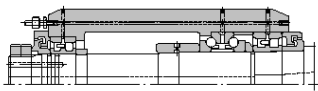
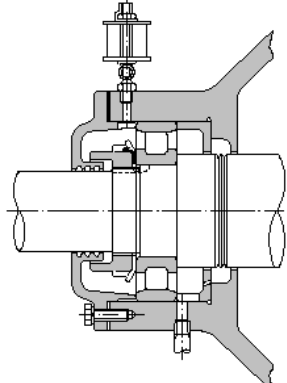

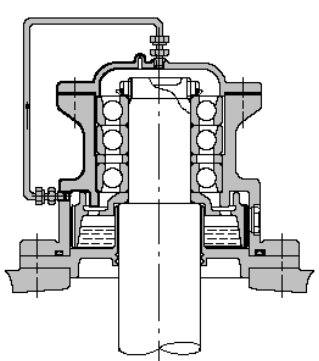
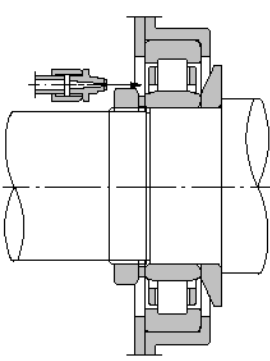
表 12-7 潤滑油選擇指南

軸承運轉溫度	d . n 值	潤滑油 ISO 粘度等級(VG)		適用軸承
		普通負荷	重負荷或衝擊負荷	
-30 ~ 0	至容許迴轉數	22 32	46	全部種類
0 ~ 60	至 15000	46 68	100	全部種類
	15000 ~	32 46	68	全部種類
	80000 ~ 150000	22 32	32	不含止推滾珠軸承
	150000 ~ 500000	10	22 32	單列徑向滾珠軸承、滾柱軸承
60 ~ 100	至 15000	150	220	全部種類
	15000 ~ 80000	100	150	全部種類
	80000 ~ 150000	68	100 150	不含止推滾珠軸承
	150000 ~ 500000	32	68	單列徑向滾珠軸承、滾柱軸承
100 ~ 150	至容許迴轉數	320		全部種類
0 ~ 60	至容許迴轉數	46 68		自動對位滾子軸承
60 ~ 100	至容許迴轉數	150		

備註：1.潤滑方法為油浴潤滑或循環給油潤滑

2.使用條件如超出本表列示範圍時，請洽潤滑油製造廠商或 TPI

表 12-8 油潤滑實例

油潤滑例	圖例	油潤滑例	圖例
<p>油浴潤滑(Oil Bath)</p> <ul style="list-style-type: none"> 油浴潤滑是最為普遍使用的潤滑法，油量管理是此種潤滑方法最重要之事。若油量過多，會因攪拌熱而使溫度異常上升；過少則會有燒熔之虞。 橫軸場合通常是以停止狀態時，油面高能達到軸承最下方滾動體的軸心附近為度；軸承殼(箱)設計時須注意形狀，要使油面高度的變化儘可能地減少。 立軸、低速情形下，在停止時只要滾動體 50 ~ 80%能浸漬到即可；但在高速或使用多列軸承情形下，建議採用下列所述之滴下給油、循環給油等方法為佳。 		<p>圓盤供油(Disc Lubrication)</p> <ul style="list-style-type: none"> 安裝於軸上的圓盤外緣部份浸在油中，高速旋轉時附著的油因離心力而被甩到上端的小蓄油池，然後再流下通過軸承的潤滑方法。多使用在增壓器、送風機等高速軸承的潤滑。 	
<p>飛濺潤滑(Oil Splash)</p> <ul style="list-style-type: none"> 軸承不直接浸在油中，是以安裝在軸上簡單的葉輪(impeller)等裝置，將油激揚飛起，成為細小飛沫來給油的潤滑方法，可利用至相當高速。 右圖為一立軸之例子，在軸承的下側安裝一圓錐狀的迴轉體，其下端浸在油中，當旋轉時因離心力，而使得油沿著圓錐表面上昇成為霧沫狀，進入軸承內部來潤滑的方法。 		<p>噴霧潤滑(Oil Mist Lubrication)</p> <ul style="list-style-type: none"> 壓縮空氣經過濾器後，成為清淨、乾燥的空氣，再經過的噴霧器，而成為霧狀的油氣，吹入軸承殼(箱)來潤滑軸承的潤滑法。特徵是，油的阻力少、冷卻效果大增，可以防止外部的灰塵、或水份等的侵入軸承殼(箱)內部。 噴霧潤滑以往多使用於磨床等的高速主軸軸承，因為軸承經常保持清淨且漏油少，故而用途逐漸廣泛，使用於軋軋機軸承的場合時，因油粘度高要加熱後再霧化，所以軸承的溫度也會較高，故必須十分注意軸承間隙等問題，使用是否適當。 	
<p>滴油潤滑(Drip Lubrication)</p> <ul style="list-style-type: none"> 使用於比較高速而中負荷以下的情形。在軸承殼(箱)上端裝置給油器(如油杯)盛油，利用小孔或纖維等毛細管現象，使小油滴滴下與迴轉體碰撞成為霧狀，或是使少量的油通過軸承內部來行潤滑。 油量依軸承的形式、尺寸有所不同，但一般為每分鐘數滴。油面降低後，滴油量會減少；滴油量調整鈕，會因震動而使滴油量發生變動；洩油要開孔在給油器的對側；定期添加補充油料等是此潤滑法所應注意的。 		<p>氣油潤滑(Air Oil 潤滑)</p> <ul style="list-style-type: none"> 氣油潤滑係將最少限量的油適時、適量地壓送至每一個軸承，如右圖所示連續地壓送至末端的情形。 由於能經常將新潤滑油正確且連續輸送給軸承，因此潤滑油無劣化之慮，而且因壓縮空氣的冷卻效果，還可抑制軸承的溫升。同時油的使用量少，對軸承來講僅是極微量的液體潤滑狀態，因此不會污染，空氣環境。 	
<p>循環潤滑(Circulating Lubrication)</p> <ul style="list-style-type: none"> 此潤滑法常應用於軸承有冷卻之必要時，或需要供油的部分多且系統要集中自動給油之場合時。主要特點是，可以在給油系統中設置冷卻器來冷卻潤滑油，過濾器來保持潤滑油的清淨。 油通過軸承後必須要能確實排出，故軸承殼(箱)供油的入口、出口，要分別開孔在軸承的兩側，且排水口儘可能的大或是強制排油，以免因油的留滯而發熱，此點很重要。右圖為立軸利用軸上的迴轉體加工螺旋油道來行循環給油的例子。 		<p>噴射潤滑(Oil Jet Lubrication)</p> <ul style="list-style-type: none"> 軸承在高速運轉時，保持器或鋼珠會有如風扇般的作用，油難以進入內部；此法係將油從噴嘴加壓從軸承側面噴入，是高速或高溫的嚴酷使用條件下，最具高信賴性的潤滑方法。 廣泛應用在噴射發動機及燃氣輪機的主軸承，以及各種的高速迴轉裝置等，目前實用記錄 dn 值已可達 2.5×10^6。 通常是把噴嘴設置在鄰近軸承之處，將潤滑油噴射入軸承內部；有時也有採用在軸上開油孔，利用軸的迴轉離心力，使油噴射入軸承內部。 	

12.3.2 供油量

對軸承強制供油時，軸承發生熱量等於軸承殼(箱)所散發熱量與油帶走熱量之和。

使用標準軸承殼(箱)時大致供油量可依(12-4)求得

$$Q = K \cdot q \dots\dots\dots(12-4)$$

在此，

Q ：每一個軸承的供油量 cm^3/min

K ：依油容許溫度上升所決定的係數(表 12-9)

q ：依線圖 12-3 求得的供油量 cm^3/min

12.3.3 潤滑油的更換期限

潤滑油的更換期限，會因使用條件、油量及潤滑油的種類等不同而異，以油浴潤滑而言，當油溫在 50 以下使用時，一年一次，在 80-100 時，至少要每 3 個月

更換一次為基準。

對於重要裝置，應定期監測潤滑油的潤滑性能、清潔度來決定更換期限為宜。

表 12-9 K 值

排油溫度 - 供油溫度	K
10	1.5
15	1
20	0.75
25	0.6

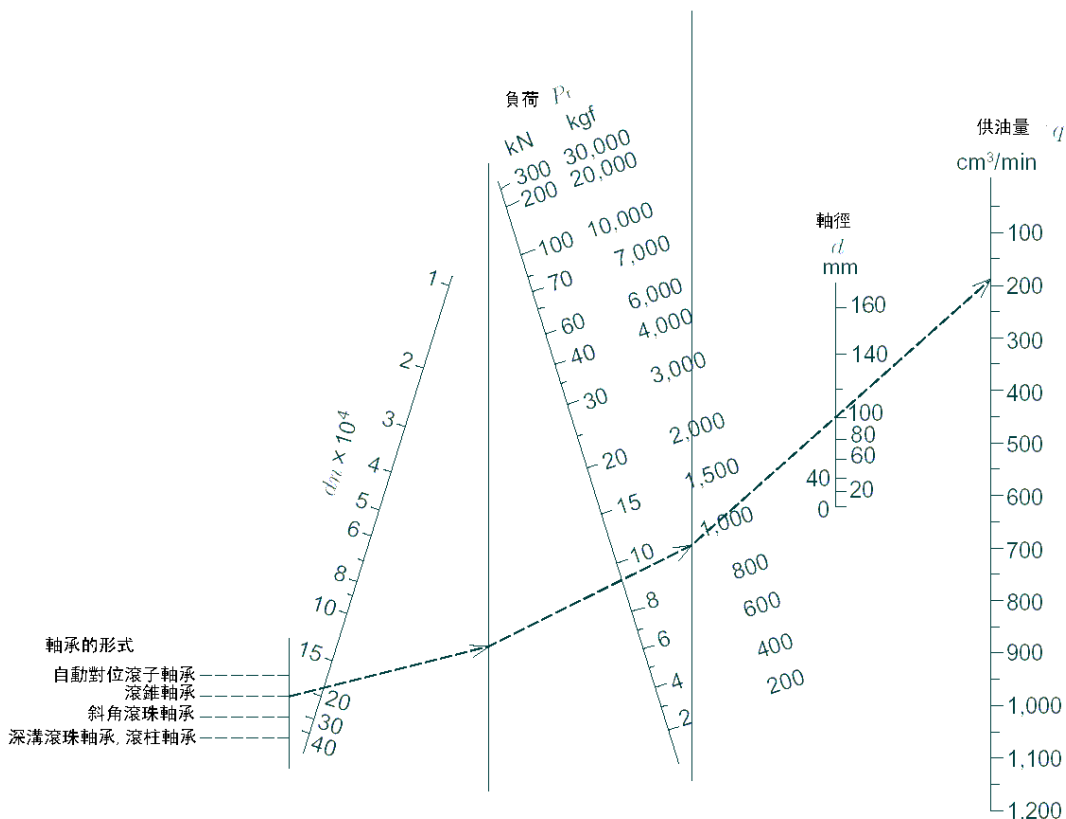


圖 12-3 供油曲線

13. 軸承密封

軸承密封目的在於防止軸承部位內潤滑劑的外漏，以及防止外部的灰塵、水分、異物等有害物體侵入軸承內部，使得軸承可以在所要求的條件狀態下，安全而持久地運轉。為達此目的所作裝置的總稱，即軸承密封裝置。密封裝置對維持軸承的運轉性能、與耐久性方面，負有很大的任務。滑脂潤滑的密封來得較容易，油潤滑的密封則較困難。密封裝置也可以採用密封軸承之形式。

13.1 密封軸承

下列情況時，可優先考慮選擇預作充填滑脂的密封軸承。

- (1) 不要求軸承作永久運轉。
- (2) 中低轉速、負荷、溫度的運轉條件下。
- (3) 要求低的生產成本。
- (4) 添加潤滑劑有困難的部位，或以後不必再添加潤滑劑者。

使用此類軸承，軸承殼(箱)及其密封設計得以簡單化，大大降低製造成本；使用條件不苛刻時，甚至可作相當長時間的運轉，已廣為家電、車輛、馬達等業界所採用。表 13-1 為常見的三種密封軸承種類及其說明。

13.2 密封裝置

密封裝置要在所有各種運轉條件下，不論是運轉或停止中，都要充分發揮它防塵、密封的功能，並且要摩擦小不致引起異常的磨耗、摩擦熱、燒熔，而且組立、分解裝置要簡便容易，能夠容許一定程度軸的誤差、偏心等，並具優良的耐久性、具價格競爭性。事實上，密封裝置要完全能滿足這些條件極不可能；唯有針對各別用途所需，慎選最適形式的密封裝置。

選擇密封裝置時須考慮因素有：潤滑劑的種類(滑脂或油)、密封部位周速、軸的安裝誤差量、容許空間、密封唇的摩擦及摩擦溫升、經濟性等。在滾動軸承的密封裝置大致可分為非接觸型密封和接觸型密封。

13.2.1 非接觸式密封裝置

非接觸式密封裝置是利用小間隙或離心力來達到密封的方式，有油溝、甩油圈、曲折填封等；由於幾乎沒有摩擦，因此溫升小且不生磨損，適合於高速迴轉的密封裝置。非接觸式密封裝置常用方式如表 13-2 所示。

13.2.2 接觸式密封裝置

接觸式密封裝置的密封方式，是以彈性體施加一定的接觸壓力在滑動面上，來達到密封效果。一般接觸式密封裝置相對於非接觸式，有較佳的密封效果，但是摩擦轉矩和溫升，卻也相對較高。接觸式密封裝置種類甚多，常見者摘要說明如表 13-3 所示。

表 13-1 密封軸承種類及其說明

記號	型式及圖樣	說明
Z ZZ	 <p>SHIELD</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 金屬板嵌入外環 • 內環上有 V 型溝與遮蓋形成氣巢或滑脂巢，增加曲折填封(Labyrinth)效果； • 屬非接觸式 • 低摩擦轉矩 • 容許轉速同開放型 • 一般防塵用、防水性差、耐溫較高，容許溫度視滑脂而定
LB LLB	 <p>SEAL</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 金屬板膠合成橡膠，固定在外環，有較佳的密封效果。 • 密封板唇片兩邊弧形中凹表面，與內環 V 型溝構成特殊的曲折填封效果 • 屬非接觸式 • 低摩擦轉矩 • 防塵性比 ZZ 佳、防水性差 • 一般材質容許溫度為-25~120°C
LU LLU	 <p>SEAL</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 金屬板膠合成橡膠，固定在外環，有較佳的密封效果。 • 密封板有兩唇片，內唇片與內環 V 型溝內側接觸，外唇片與 V 型溝另側保持很小之間隙，形成曲折填封 • 屬接觸式 • 摩擦轉矩稍高些 • 防塵性優、防水性好 • 一般材質容許溫度為-25~110°C
LH LLH	 <p>SEAL</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 金屬板膠合成橡膠，固定在外環，有較佳的密封效果。 • 密封板有兩唇片，內唇片與內環 V 型溝內側接觸，外唇片與 V 型溝另側保持很小之間隙，形成曲折填封，特殊唇部設計 • 屬接觸式 • 摩擦轉矩比 LLU 低許多 • 防塵性比 LLB 好許多、防水性好 • 一般材質容許溫度為-25~120°C

註：1.除 Z、ZZ 為世界通行記號外，餘皆依製造商別而會有不同的記號

2.遮蓋及密封板之容許轉速參考尺寸表

表 13-2 非接觸式密封裝置

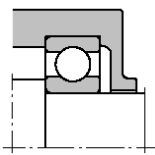
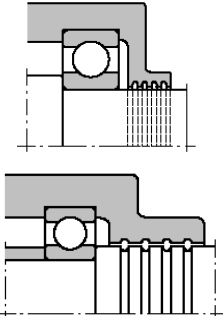
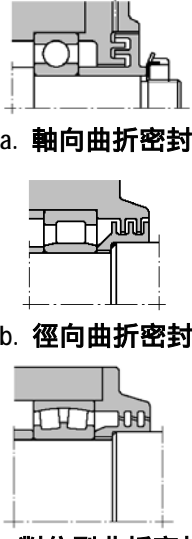
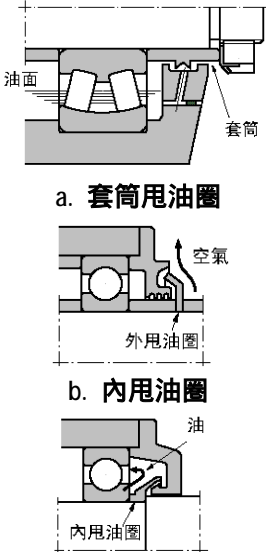
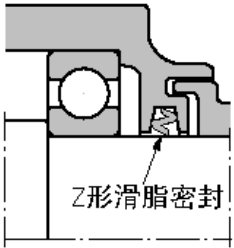
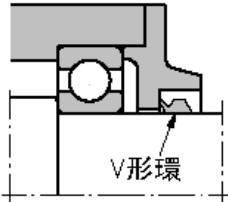
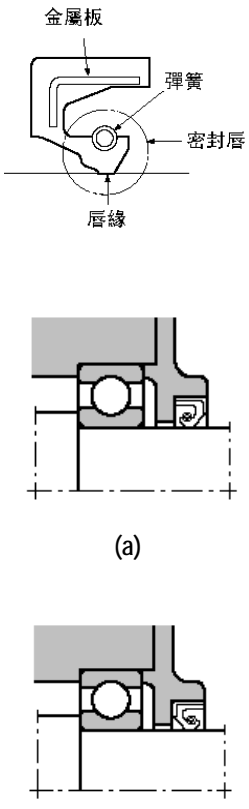
密封裝置	圖例	說明																
<p>間隙密封 (Clearance Seal)</p>		<p>此密封裝置為最簡單形式，即在徑向減小間隙，使之形成密封。適於滑脂潤滑，周圍環境乾燥的條件下使用。</p>																
<p>油溝(Oil Groove Seal)</p>		<p>將數條同心油溝加工在軸或軸承殼(箱)的一方或兩方，來完成密封作用；滑脂潤滑時，在溝部填塞滑脂，則有防止外部異物侵入的效果。</p> <p>橫軸油潤滑之情況下，在軸外徑或軸承殼(箱)內徑的一方加工與軸迴轉方向相反的螺旋狀油溝，可使在軸上的油流回軸承殼(箱)內；這對一定迴轉方向的轉軸，在防止油漏出方面相當有效，但要配上適當的密封防塵裝置，否則會有外部異物入侵之虞。</p> <p>油溝密封等的非接觸式密封裝置，軸與軸承殼(箱)間間隙愈小，則密封效果愈好；但是考慮到加工、裝配等的可能誤差，以及軸的變形等問題，通常其間隙依下表製作即可。</p> <p style="text-align: center;">油溝密封裝置的間隙</p> <table border="1" data-bbox="815 696 1275 808"> <thead> <tr> <th colspan="2">軸 徑</th> <th rowspan="2">間 隙 (單位 mm)</th> </tr> <tr> <th>超 過</th> <th>以 下</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>-</td> <td>50</td> <td>0.20 ~ 0.40</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>200</td> <td>0.50 ~ 1.00</td> </tr> </tbody> </table>	軸 徑		間 隙 (單位 mm)	超 過	以 下	-	50	0.20 ~ 0.40	50	200	0.50 ~ 1.00					
軸 徑		間 隙 (單位 mm)																
超 過	以 下																	
-	50	0.20 ~ 0.40																
50	200	0.50 ~ 1.00																
<p>曲折填封 (Labyrinth)</p>	 <p>a. 軸向曲折密封</p> <p>b. 徑向曲折密封</p> <p>c. 對位型曲折密封</p>	<p>曲折密封的密封方法是以多段曲折通道，增長通路以提高密封效果，主要使用於滑脂潤滑，如左圖。圖 a 是曲折通路由軸向組合凹凸形成的曲折密封，使用在整體型軸承殼(箱)。在圖 b 是在徑向組合凹凸形成的曲折密封，此法必須將軸承殼(箱)或蓋子一分為二，做成兩半合殼蓋之必要，密封效果較軸向曲折密封佳，使用在分割型軸承殼(箱)。圖 c 是自動對位滾子軸承的軸承殼(箱)兩半合情形，為避免調心傾斜時，軸側與軸承殼(箱)側凹凸部的相接觸，而將曲折通路加工成傾斜狀構造。</p> <p>曲折填封一般是適用於高速迴轉的密封裝置，但在低速情形下，在曲折通道內填入滑脂，將更可提高防止外部水份、塵埃侵入的效果，如能設置給脂油嘴可就更方便。</p> <p>曲折填封等的非接觸式密封裝置，軸與軸承殼(箱)間間隙愈小，則密封效果愈好；但是考慮到加工、裝配等的可能誤差，以及軸的變形等問題，通常其徑向間隙及軸向間隙，依下表製作即可。</p> <p style="text-align: center;">曲折密封裝置的間隙</p> <table border="1" data-bbox="719 1205 1374 1391"> <thead> <tr> <th colspan="2">軸 徑</th> <th colspan="2">曲 折 間 隙 單位 mm</th> </tr> <tr> <th>超 過</th> <th>以 下</th> <th>徑 向 間 隙</th> <th>軸 向 間 隙</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>-</td> <td>50</td> <td>0.20 ~ 0.40</td> <td>1 ~ 2</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>200</td> <td>0.50 ~ 1.00</td> <td>3 ~ 5</td> </tr> </tbody> </table>	軸 徑		曲 折 間 隙 單位 mm		超 過	以 下	徑 向 間 隙	軸 向 間 隙	-	50	0.20 ~ 0.40	1 ~ 2	50	200	0.50 ~ 1.00	3 ~ 5
軸 徑		曲 折 間 隙 單位 mm																
超 過	以 下	徑 向 間 隙	軸 向 間 隙															
-	50	0.20 ~ 0.40	1 ~ 2															
50	200	0.50 ~ 1.00	3 ~ 5															
<p>甩油圈 (Slinger)</p>	 <p>a. 套筒甩油圈</p> <p>b. 內甩油圈</p> <p>c. 外甩油圈</p>	<p>甩油圈是利用離心力甩油，來達到防止漏油與防塵的目的。如左圖 a 所示油潤滑時，藉著套筒(Sleeve)上的凸出設置，軸迴轉時離心力將沿著套筒要流出的油甩落，再經過油道回到油池；注意油道的開口，以設置在油面下為佳。</p> <p>左圖 b 也是利用甩油圈的離心力防止漏油，左圖 c 將甩油圈設置在外側，可達到防止外部塵埃侵入的很好效果；但因甩油圈的離心力作用，會將內部的潤滑油吸出之虞，因此要注意配合使用其他適當的密封裝置。</p>																

表 13-3 接觸式密封裝置

密封裝置例	說明
<p>Z 型滑脂密封</p> 	<p>Z 形滑脂密封(左圖)為最簡單的接觸式密封裝置,主要適用於滑脂潤滑,可以達到細小塵埃的防塵作用,Z 形狀可增強密封效果,避免油滲入或是流出。</p>
<p>V 型環密封</p> 	<p>左圖為 V 形環的使用例,滑脂潤滑、油潤滑均可使用。V 形環的唇片接觸著端面,運轉時可以容許較大的端面橫向偏擺;其接觸壓力低、唇的磨耗小,所以也適用於高速的場合。但周速超過 12m/s 以上時,因離心力關係密封環(Seal Ring)的干涉量會變低有不足之虞,宜採用束緊帶(Clamping Band)固定之。V 形環的材質一般使用硝化樹脂,利用其彈性能適用於某相當範圍的軸徑,是其特點。</p>
<p>油封密封</p>  <p>(a)</p> <p>(b)</p>	<p>所謂油封係其與軸接觸合成橡膠等彈性體的唇片(lip),靠著接觸壓力將之間的滑動部密封起來,是最廣為使用密封效果極佳的密封裝置。油封的形式頗多,有唇片上方套以環狀彈簧圈,以保持適當的接觸壓力,也可容許一定程度的軸偏轉,唇片會隨著軸而偏轉,有很高的密封效果。</p> <p>油封唇片的方向隨使用目的而異,如係防止外部的流體及異物侵入者,唇片的方向就要向外如左圖 a 一般;如要防止軸承殼(箱)內潤滑劑的洩漏,就如左圖 b 所示唇片的方向朝內。此外為了同時具有防止洩漏與防塵目的,有時也會使用具有兩個以上唇片形式的油封。</p> <p>油封唇片的材料根據使用條件有硝化樹脂(Nitrile Gum)、丙烯類樹脂(Acrylic Gum)、氟化樹脂(Fluoric Gum)和四氟化乙烯樹脂等。</p>

接觸型密封材料採用有彈性的合成樹脂材料，因不同密封形式、材料種類而有不同使用溫度範圍，且其容許周速會因為滑動面的表面粗度、精度、潤滑、使用溫度等不同而異，大致參考值如表 13-4 所示。

表 13-5 所示為與密封唇接觸的軸外徑滑動面的表面粗度參考值。為提高軸的耐磨性能，須經熱處理、硬質鍍鉻等處理，表面硬度至少要 HRC40 以上，如有可能 HRC55 以上更佳。

13.2.3 組合式密封裝置

上述各種密封裝置各有其特徵，然亦可組合併用效果則更好。特別是在灰塵、水分很多的環境，或不允許潤滑油洩漏的場合，可在以防止潤滑劑洩漏為主的密封裝置外側，再使用防塵裝置為佳。圖 13-1 為曲折填封和油溝甩油圈的組合；圖 13-2 為接觸式和非接觸式密封裝置組合之例。

表 13-5 軸的表面粗度

周速(m/s)	表面粗度	
	Ra	Rmax
~5	0.8a	3.2s
5~10	0.4a	1.6s
10~	0.2a	0.8s

表 13-4 不同密封形式/材料之容許周速/使用溫度

密封形式	材料	容許周速 m/s	使用溫度範圍
		$V(m/s) = \frac{\pi \times d(mm) \times n(r/min)}{60000}$	
油密封	硝化樹脂 (Nitrile Gum)	16	-25 ~ +120
	丙烯類樹脂 (Acrylic Gum)	26	-15 ~ +150
	氟化樹脂 (Fluoric Gum)	32	-30 ~ +200
Z 型密封	硝化樹脂 (Nitrile Gum)	6	-25 ~ +120
V 型環密封	硝化樹脂 (Nitrile Gum)	40	-25 ~ +120

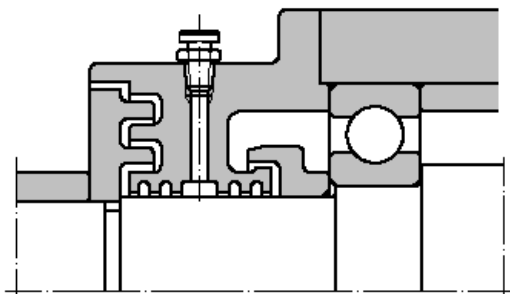


圖 13-1 曲折填封和油溝甩油圈的組合例

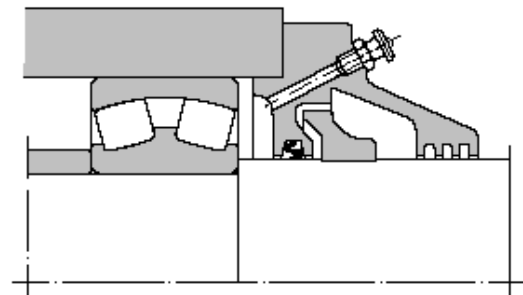


圖 13-2 接觸與非接觸式密封裝置組合例

14. 軸承材料

客戶要求的軸承是精度良好、性能佳、使用壽命長等，而材料使用之適當與否，不但直接影響軸承之壽命，並且影響加工時之尺寸安定性；因此，材料之選定和處理，是製造軸承極重要的一環。

14.1 軌道環及滾動體之材料

滾動軸承的軌道環與滾動體的材料，相互在微小的接觸面積上承受著很大的接觸應力，由於迴轉而反覆承受此應力。因此，材料必須具備硬度高，耐滾動疲勞，耐摩擦性及尺寸安定性高等特性之要求。尤其，涉及影響滾動疲勞壽命之較大者，如鋼中的非金屬介在物。在非金屬介在物之中，硬度高的氧化物系介在物，易成為疲勞破壞之起點，因此，使用非金屬介在物少而潔淨的鋼乃屬必要。

一般而言，滾動軸承的軌道環及滾動體，不僅是表面而已其內部也需硬化，即所謂全硬化處理，使其硬度達到 HRC58 ~ HRC65，所使用材料以高碳鉻軸承鋼為主。其中最常用的為軸承鋼第 2 種(AISI-52100；JIS-SUJ2；DIN 100 Cr 6)，此種鋼被規定於 CNS3014(JIS-G4805)，而大型軸承則適用軸承鋼第 3 種(SUJ3)，若使用場所要求耐蝕性則適用 SUS440C 或 SMX70 其化學成份如表 14-1 所示。

14.2 保持器材料

保持器的材料，須具有能耐得住在迴轉中所受振動、衝擊負荷的強度、滾動體及軌道環的摩擦要小，重量輕而且要求能耐得住軸承的運轉溫度。

小型、中型軸承上使用的沖製保持器的材料，除使用 0.1% 程度的低碳量冷軋或熱軋鋼板之外，視用途需要，使用黃銅板或沃斯田鐵系不銹鋼板。

部份沖製保持器考慮用於負荷變化大的場所，而施以軟氮化處理，以使保持器經由鹽浴後來增加其本身耐衝擊性，保持器材料的化學成分如表 14-2。

除此之外，可射出成形的合成樹脂材料也廣泛用於保持器。一般採用以玻璃纖維強化的耐熱性聚亞胺 (Polyamide) 樹脂。合成樹脂材料保持器具有重量輕、耐腐蝕性外，對衰減性及潤滑性能亦有優良之特性。

表 14-1 軸承鋼的化學成份

記號	化 學 成 份						%
	C	Si	Mn	P	S	Cr	
SUJ 2	0.95-1.10	0.15-0.35	0.50 以下	0.025 以下	0.025 以下	1.30-1.60	-
SUJ 3	0.95-1.10	0.40-0.70	0.90-1.15	0.025 以下	0.025 以下	0.90-1.20	-
SUS440C	0.95-1.20	1.0 以下	1.0 以下	0.040 以下	0.030 以下	16.00-18.00	-
0.7%C-13%Cr	0.60-0.75	1.0 以下	1.0 以下	-	-	11.50-13.50	-

註 1) 0.7%C-13%Cr 為針對 SUS440C 疲勞壽命低之對應不銹鋼材質

表 14-2 沖製保持器材料的化學成份

記號	化 學 成 份						%
	C	Si	Mn	P	S	Ni	
SUS304	0.08 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.045 以下	0.03 以下	8.0-10.5	18.00-20.00
SPCC	0.12 以下	-	0.50 以下	0.04 以下	0.045 以下	-	-

15. 軸及軸承殼(箱)的設計

15.1 軸承的固定

滾動軸承之所以固定於軸上或軸承殼(箱)內，其目的
一是防止滑移，另一則是作軸向固定。足夠量的干涉配
合可以有效防止滑移；但要防止軸承因承受軸向力、或
是力矩之時，避免軸承的軸向移動，因此也有必要作軸
向的固定。

滾動軸承的軸向固定方法有多種，通常是使用螺帽
或螺栓鎖緊軌道環端面，將軌道環固定在軸肩部或軸承
殼(箱)肩部端面，如圖 15-1、15-2。

若是根本無需擔心是否會鬆脫者，如圖 15-3、15-4
則可採用扣環(Snap Ring)等的方式。圖 15-5 是採用拆卸套
筒，用軸端的螺帽或端板固定。圖 15-6 安裝推拔孔附套
筒軸承和套接器並用的例子，安裝於無階梯軸時，依靠
套筒和軸的摩擦來固定軸向位置。圖 15-7 為把推拔孔軸
承直接安裝在推拔軸時，有時採用在外徑有螺紋的分割
環套入軸上溝中，用鎖緊螺帽固定。

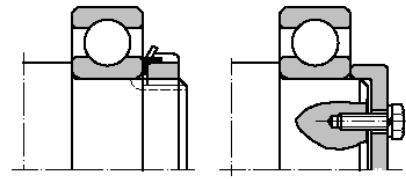


圖 15-1 內環的固定

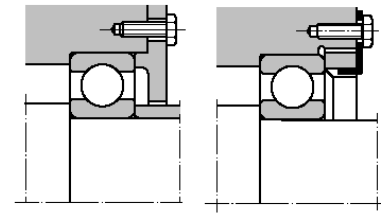


圖 15-2 外環的固定

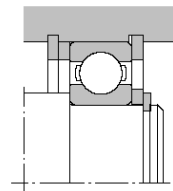


圖 15-3 扣環固定軸

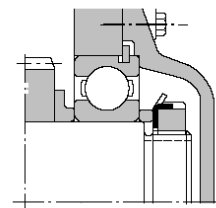


圖 15-4 扣環固定軸承殼(箱)

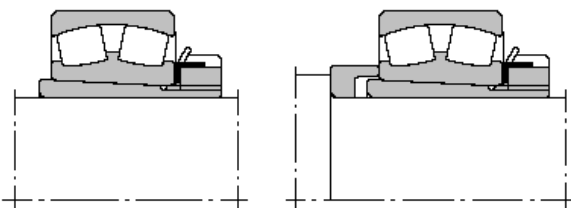


圖 15-6 用套接器(Adapter Sleeve)固定

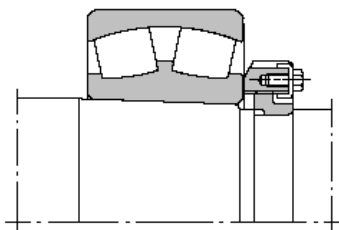


圖 15-7 用二分環固定

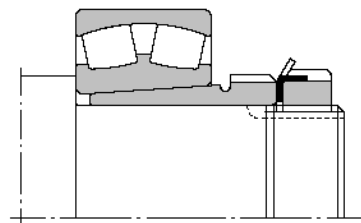


圖 15-5 用拆卸套筒固定

15.2 軸承安裝相關尺寸

軸承務求要端正地安裝在軸上，所以軸肩端面或是固定環、固定螺母的端面直角度就相當重要，儘可能垂直於軸；另外軸及軸承殼（箱）的軸肩高度（ h ）要大於軸承倒角最大容許尺寸 $r_{s\ max}$ ，才可接觸到軸承的寬度平坦面；此外拐角的尺寸（ r_a ）一定要小於內徑面倒角最小容許尺寸 $r_{s\ min}$ ，如圖 15-8 所示，相關設計尺寸參閱表 15-1，表 15-1 是根據軸承倒角最小容許尺寸 $r_{s\ min}$ 來決定軸或軸承殼（箱）的肩部高度和拐角的尺寸。

若是考慮心軸的強度關係，拐角的尺寸一定得大時；或是其他考慮，軸肩高度一定得小之時，如圖 15-9 所示可於軸肩與內環寬度面之間加入一間隔環，具有充分的接觸面，以維持軸承的性能。

圖 15-10 及表 15-2 為軸或軸承殼（箱）的配合面研磨加工的逃隙尺寸。

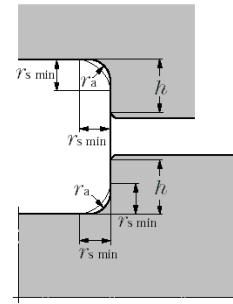


圖 15-8 倒角關係尺寸

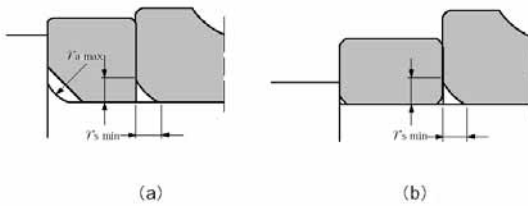


圖 15-9 使用間隔環的方法

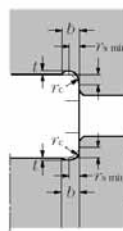


圖 15-10 逃隙關係尺寸

表 15-1 肩高和拐角尺寸

單位：mm

軸承倒角 $r_{s\ min}$	拐角尺寸 $r_{as\ max}$	最小肩部高度(h)	
		一般的情形 ¹⁾	特別的情形 ²⁾
0.1	0.1		0.4
0.15	0.15		0.6
0.2	0.2		0.8
0.3	0.3	1.25	1
0.6	0.6	2.25	2
1	1	2.75	2.5
1.1	1	3.5	3.25
1.5	1.5	4.25	4
2	2	5	4.5
2.1	2	6	5.5
2.5	2	6	5.5
3	2.5	7	6.5
4	3	9	8
5	4	11	10
6	5	14	12
7.5	6	18	16
9.5	8	22	20

表 15-2 研磨逃隙尺寸

單位：mm

$r_{s\ min}$	逃隙的尺寸		
	b	t	r_c
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7

註 1)大軸向負荷時，值需高於本欄之數字。

2)軸向負荷小時，採用本欄之值；但不適用於滾錐、斜角滾珠及自動對位滾鼓軸承。

15.3 軸及軸承殼(箱)的精度

軸及軸承殼(箱)的精度，會影響到配合後軸承的精度；精度不好時，軸承的性能就無法充分發揮，更會引發故障、低減軸承的壽命。

以一般軸承精度(ISO Normal Class)等級的軸承，通常以 IT6 級軸及 IT7 級軸承殼(箱)的精度即可獲得滿足，需求精密度較高時，則軸及軸承殼(箱)可再進一級。下表 15-3 是軸及軸承殼(箱)各項精度的推薦值。

15.3.1 軌道面的精度(適用滾針軸承)

使用軸和軸承殼(箱)本身充當軸承之軌道環在滾針軸承應用上是常見的。為了維持徑向間隙在可容許的公差範圍和確保更高的迴轉精度，軸和軸承殼(箱)的尺寸公差、形狀公差、及表面粗度必須和標準軸承軌道環表面一致。表 15-4 列出軌道環表面建議之精度和表面粗度。

15.3.2 軌道環表面材料和硬度(適用滾針軸承)

軸的外徑表面和軸承殼(箱)的內徑表面充當軌道環表面時，為了確保足夠的負荷承受能力，其表面硬度必須在 HRC 58 到 64。一般使用熱處理過的高碳鉻鋼或滲碳鋼。

JIS 標準規範經過表面硬化如滲碳或滲碳氮化處理的鋼鐵材料，其有效硬化深度層(自表面起)必須達到 HV 550。有效深度的最低值可以用式 15-1 來表示。

$$Eht_{min} = 0.8D_w(0.1+0.002D_w) \dots\dots\dots(15-1)$$

在此，

Eht_{min} ：有效深度的最低值

D_w ：滾子直徑

15.4 軸承的容許傾斜

由於軸的撓曲、軸及軸承殼(箱)的加工精度、安裝誤

差等因素，軸承的內環與外環有時會產生某些程度的傾斜；這種傾斜度過大時，有必要選用自動對位滾珠軸承、自動對位滾動軸承或連座滾珠軸承等具自動對位性的軸承。

容許傾斜度會因軸承的形式、負荷、軸承間隙等而有所不同，高轉速、高精度軸承允許的傾斜度，自須非常之低；但一般用途之軸承，可以下表 15-5 所示為最大限度值來使用。如圖 15-11 中 C/L 即是傾斜度， C 即不對心量。

表 15-3 軸及軸承殼(箱)的精度

項目	軸	軸承殼(箱)
尺寸精度	IT6(或 IT5)	IT7(或 IT6)
真圓度(最大)	IT3	IT4
圓筒度(最大)	IT3	IT4
肩部偏擺量(最大)	IT5	IT5
配合面的 表面粗度 Ra	小型軸承	0.8a
	大型軸承	1.6a
		3.2a

表 15-4 軸及軸承殼(箱)的精度(滾針軸承)

項目	軸	軸承殼(箱)
尺寸精度	IT5(或 IT4)	IT6(或 IT5)
真圓度(最大)	IT3(或 IT2)	IT4(或 IT3)
圓筒度(最大)	IT3(或 IT2)	IT4(或 IT3)
肩部偏擺量(最大)	IT3(或 IT2)	IT4(或 IT2)
軸向偏擺，止推軸承(最大)	IT5(或 IT4)	
表面粗度 Ra	0.4a(0.1a)	

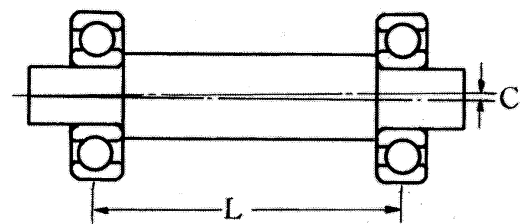


圖 15-11 軸承安裝傾斜之情形

表 15-5 軸承形式與容許傾斜度

		容許傾斜度
深溝滾珠軸承：	1/1,000~1/300	滾錐軸承： 單列及背面軸承組 1/2,000 正面軸承組 1/1,000 滾針軸承： 1/2,000 止推軸承(止推自動對位滾鼓軸承除外)： 1/10,000
斜角滾珠軸承：		
單列	1/1,000	
雙列	1/10,000	
背面組合	1/10,000	
正面組合	1/1,000	
滾柱軸承：		
軸承系列 2,3,4	1/1,000	
軸承系列 22,23,,49,30	1/2,000	

16. 軸承的使用

滾動軸承是精密零件，為了保持其精密度，務須慎重，細心地使用。保持軸承的清潔，避免強烈衝擊和防止生銹都是使用軸承時需要特別注意的事項。

16.1 軸承的保管

軸承塗敷防銹劑，包裝後出廠。如果保管環境適當，且包裝良好則可保存數年。軸承之保管應注意下列事項：

- (1) 於相對濕度 60%以下之場所保管。
- (2) 不要直接放置地上，至少要離地 20 公分之台架上放置最好。
- (3) 疊放時須注意高度，不可疊放太多。

16.2 軸承的安裝

安裝軸承時，如鐵錘等直接敲擊軸承端面可能損傷軸承，因此務須在軌道環圓周上施加均等壓力來裝入軌道環。又，如對某一方的軌道環（譬如外環）施加壓力，經由滾動體將另一方的軌道環（譬如內環）壓入則軌道面會發生壓痕或傷痕，應予避免。

16.2.1 安裝前的準備

安裝軸承須備有清潔及乾燥的工作場所。特別是超小及特小滾珠軸承的組裝若有塵埃侵入即大為影響軸承性能，因此應在無塵室進行，且必須檢查軸承安裝部位的尺寸精度、形狀精度和光度，確認這些量度都在容許公差內。除以上事項外，其它應注意事項如下：

(1) 軸及軸承殼(箱)之配合面

毛邊、碰傷、凸出部、銹痕、油污等去除，另外，端面一小段予以塗上油潤滑，如錠子油(Spindle Oil)插入時會更容易。其作業程序如圖 16-2。

(2) 組裝用製工具

沖或壓床等組裝用製工具，選擇合適之尺寸與軸承接觸部位；安裝工具上的污垢、毛邊、切屑等都必須除去。

(3) 軸承

軸承須在安裝前才拆封。又軸承是在非常乾淨之製程中生產之高精密製品，請不要再作任何其他之加工，如清洗。



圖 16-1 軸承的保管

16.2.2 軸承之組裝

(1) 緊度較小之軸承

緊度較小的軸承組裝，大致可區分為壓入軸、壓入軸承箱和均等壓入軸及軸承殼(箱)，如圖 16-3 所示。組裝方法係在常溫下利用套筒壓著軌道環端面，藉套筒將軸承壓入，壓入力作用於軸承的中心(軸承要安裝在軸時，須在內環施力；軸承要安裝在軸承殼(箱)時，須在外環施力)，使軌道環的全圓周均勻地壓入；但如果安裝大量軸承，則採用手壓機或油壓機。非分離型軸承須同時裝入軸及軸承殼(箱)上時，用墊鐵將內外環均等壓入軸及軸承殼(箱)。

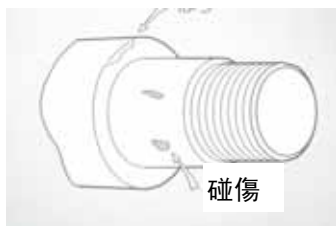
其它應注意事項，如不可用鐵槌以敲打之方式組入造成損傷及避免灰塵侵入，如圖 16-4 所示。

(2) 緊度較大之軸承

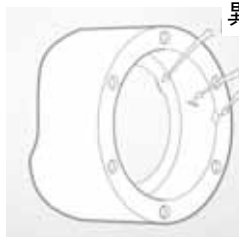
內環的緊度大時或軸徑大時，如欲以常溫將內環壓入軸，可以採用在安裝前把軸承加熱使內環膨脹的加熱配合組入方法(內環加熱膨脹插入之方式)。內環和配合面之間需要的溫度差由緊度和配合面直徑而定，並利用軸承內徑的溫度差與膨脹量關係。但標準軸承不能加熱至 120°C，且不可用於封填脂軸承及密封型軸承。以上步驟及其它加熱方式如圖 16-5 所示。

圖 16-2-16-4 為軸承使用須知，特別編排成全頁版面，可用於宣導、訓練之用。

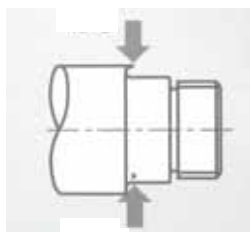
毛邊



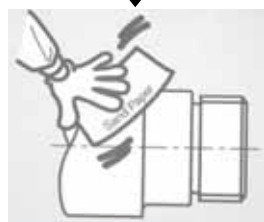
異物



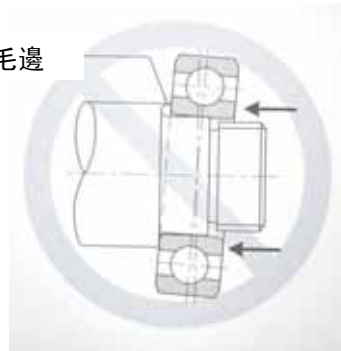
●軸承在組入軸或軸承殼(箱)時，如果有毛邊、灰塵異物等在裝設面時，軸承無法有正確之機能，在運轉時亦可能發生振動及噪音之異常情形



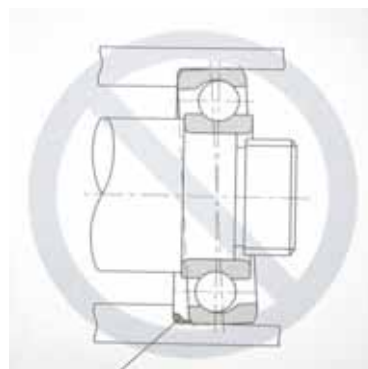
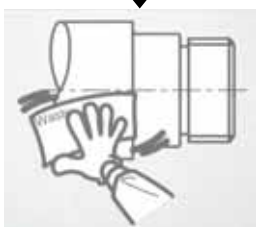
以砂布將毛邊去除



毛邊



以乾淨抹布將表面之灰塵油污擦拭乾淨



表面以乾淨之油塗布

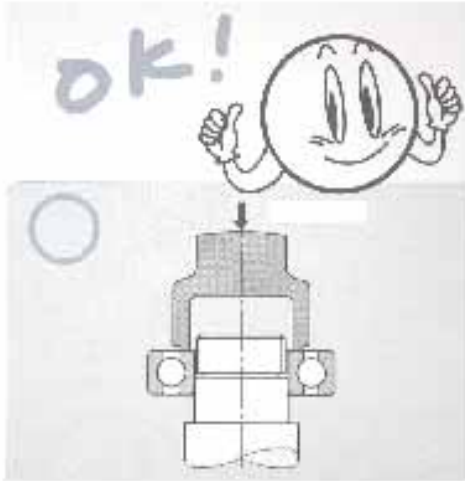


異物

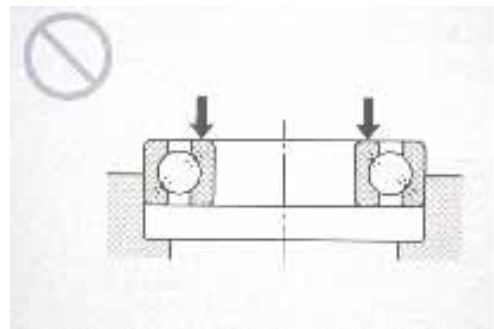
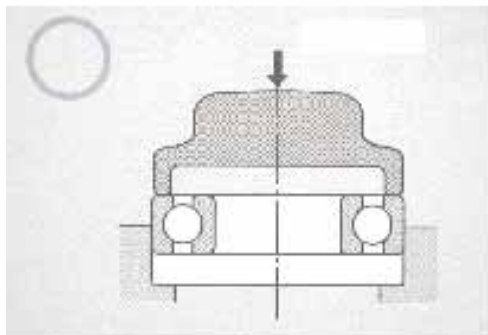
圖 16-2 軸與軸承殼(箱)配合面作業流程

施力(組入)面

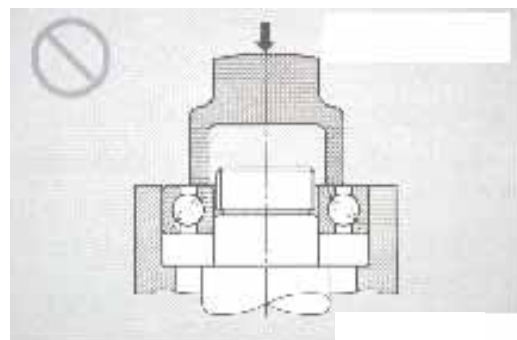
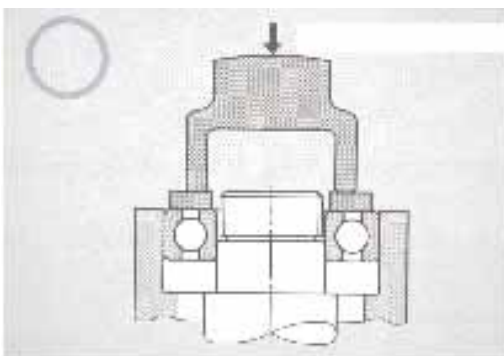
不可(錯誤)之施力方面



壓入軸



壓入軸承殼(箱)

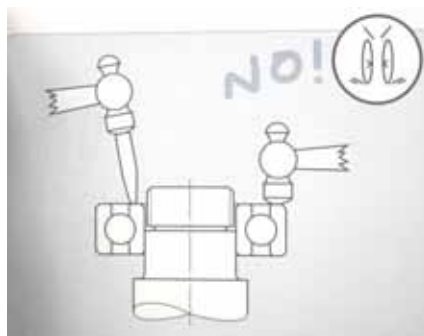
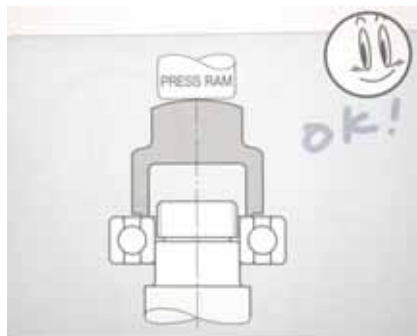


均等壓入軸及軸承殼(箱)

圖 16-3 組裝方法和損傷例

※選用適當之工具以壓床壓入

不可以鐵槌以敲打之方式組入，會造成軸承損傷



※軸承之弱點

★受衝擊能力弱

軸承軌道面與滾動體間以非常小之接觸面承受迴轉運動，因此過大之荷重及衝擊力皆會造成接觸面壓痕，因此敲擊或掉落必須避免發生。



★灰塵亦是軸承之致命傷

軸承在迴轉中內部如遭灰塵侵入，此亦會造成軌道面及滾動體表面受損，造成軸承異音及迴轉不良情形。

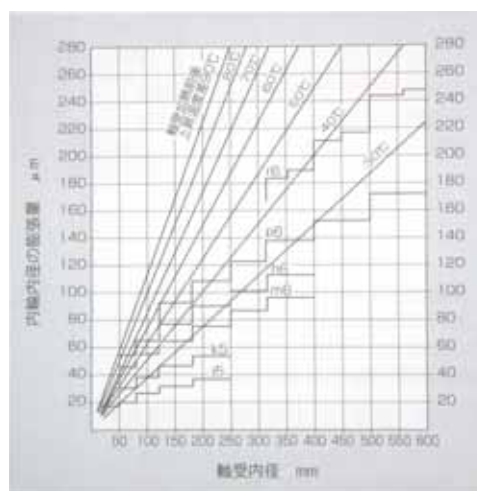
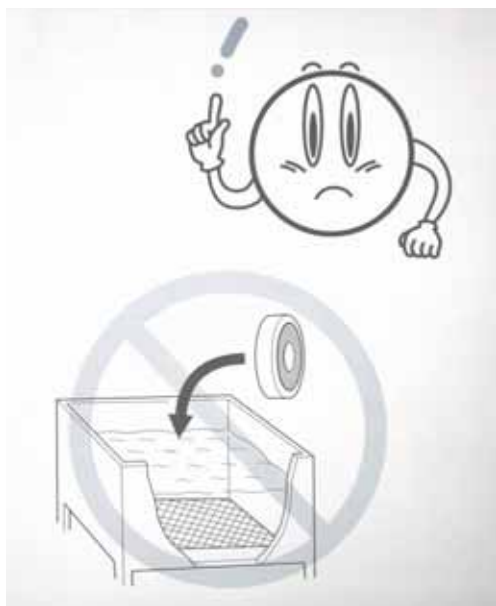
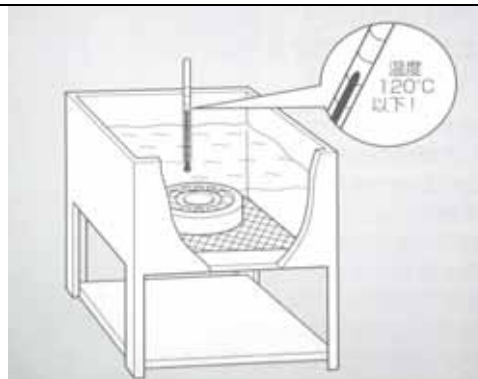


圖 16-4 軸承組裝應注意事項

1. 與一般方法相同，將軸承浸入已加熱之油中(須為清淨之油)
(為防止軸承僅部份加熱，可以將軸承置放在金屬網上或吊在油中)
2. 內環加熱溫度依下圖表，軸徑及配合狀態條件做決定。
3. 為防止內環與軸肩產生間隙，注意須在軸承冷卻前將軸承壓入軸位置。

※加熱時之注意事項：

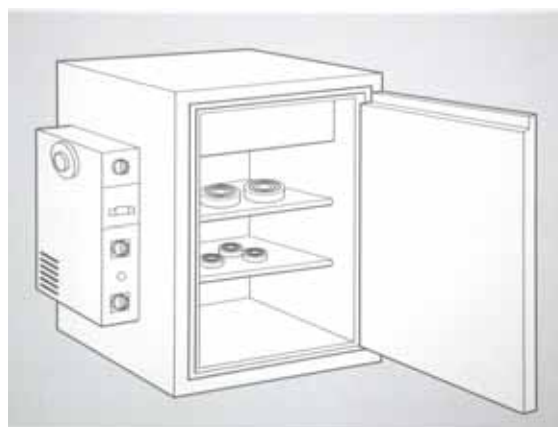
1. 標準軸承加熱溫度不可超過 120°C。
2. 此方法不可用於填脂軸承及密封型軸承。



內環熱配合所需要加熱溫度

其他加熱方法

1. 恆溫箱(BOX)
 - 軸承在乾燥狀態使用。
2. 誘導加熱裝置
 - 圓筒(滾柱)軸承之內環加熱於乾燥狀態，短時間加熱可得。
 - 此方法須充分脫磁。
 (軸承之加熱方法更詳細部份，請洽 TPI。)



恆溫箱

圖 16-5 加熱配合組入之方法(內環加熱膨脹組入之方式)

16.3 迴轉試驗

軸承安裝後，為了確認軸承是否安裝得正確，應做迴轉試驗。用手動旋轉、軸或軸承殼(箱)如無異常，便以動力進行無負荷及低速迴轉，一邊確認迴轉狀態一邊逐漸提高迴轉速度及負荷。並檢測迴轉中的噪音、振動及溫升，若發現某種異常時，停止迴轉並檢查機械裝置，如有必要可拆卸軸承進行調查。

若欲檢測軸承的迴轉音，可用聽音器靠在軸承殼(箱)上來檢測音量和音質，若聲音清澈則表示正常。若發生尖銳金屬聲音或不規則的聲音則表示有異常。若用振動測定儀定量地測定所發生振動的振幅、頻率特性，便可得到更為確實的判斷。

軸承的溫度通常由軸承殼(箱)外圍的溫度來推測。但利用油孔等直接測定外環溫度，可作更正確的判斷。

軸承溫度隨著迴轉時間而上升，至某一定時間後達到穩定正常狀態。若溫度急遽上升或呈不正常的高溫或溫度不停地上升時，即表示有異常狀態，應做檢查。

16.4 軸承的拆卸

定期檢查或更換零件時，雖需拆卸軸承，但軸和軸承殼(箱)幾乎均可再使用，而且軸再使用的機率高。因此，結構設計要考慮到拆卸軸承時，需準備適當的拆卸工具。對有緊度軌道環的拆卸，拔出力僅能加在該軌道環上，絕不能藉滾動體拉拔軌道環。部品更換時為避免在拆卸軸承時造成軸承及機械之損傷，並使用適切之保護具及治工具作業。

小型軸承的拆卸方面，使用圖 16-6 所示拉拔工具，或圖 16-7 所示用壓床壓出方法其作業效率高且不損傷軸承。為便於進行拉拔作業，最好於設計之時即考慮如圖 16-8 及圖 16-9 所示，在軸或軸承殼(箱)的肩部上開設拉拔工具爪的切口或在軸承殼(箱)肩部上設置推頂外環用的螺絲孔。(圖 16-10)

緊配合安裝的大型軸承，經過長時間使用後，配合面有時會發生磨蝕，因此拆卸時需要很大的拉拔力。因此如圖 16-11 所示採用壓送高壓油減低內環配合面摩擦力以便拉拔的方法。

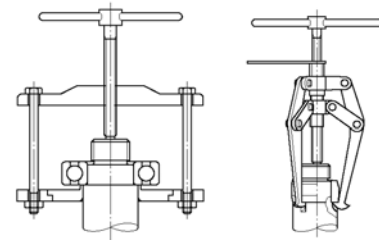


圖 16-6 用拉拔工具拆卸

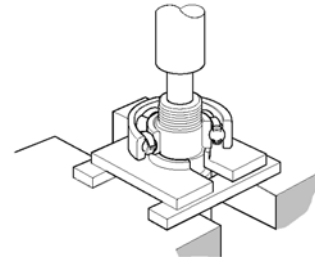


圖 16-7 用壓力拆卸

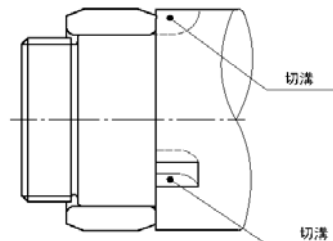


圖 16-8 拉拔用切溝

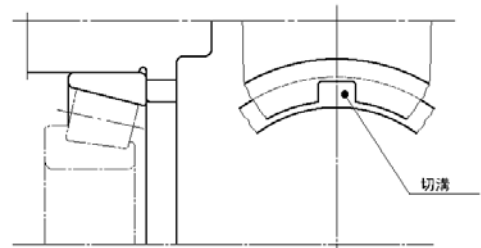


圖 16-9 外環拆卸用切口

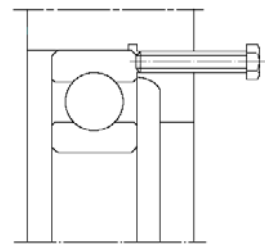


圖 16-10 外環拆卸用螺栓

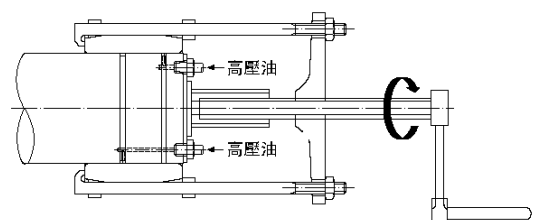


圖 16-11 用油壓拆卸

17.軸承的損傷、檢測與對策

儘管運轉當中無法直接觀察可能損傷之軸承，但可藉著系統在運轉當中，監控的噪音、溫度和潤滑情況來察知軸承可能的異常。

17.1 軸承噪音和檢測

滾珠軸承噪音可經由結構傳導或空氣媒介傳出。轉動中的滾動軸承本身就是音源或振動之來源，造成軸承振動或噪音發生主要來自軸承的自然振動和軸承內部相對運動產生的振動。

17.1.1 自然振動

軸承內外環為薄壁環，本身有其固有的振動模態，通常馬達用軸承第一自然頻率在幾 KHz 間。

17.1.2 軸承內部之相對運動產生之振動

內外環和鋼珠表面的真實表面幾何形狀，如粗度 (Roughness) 和波度 (Waviness)，這些會影響軸承的音質和振動，其中以鋼珠表面的影響最大。

17.1.3 軸承滾動表面缺陷所產生之噪音或振動

除此之外，軸承本身若因在使用上造成軌道環或滾動體產生缺陷，如表面壓痕等，會使運轉中的軸承產生噪音。這些因軸承滾動表面缺陷所產生的噪音或振動頻率與軸轉動頻率有關。在考慮純滾動的狀態下，假設內環轉動(頻率 f_{iR})，內外環和鋼珠的轉動頻率：

$$\text{內環 } f_i = \frac{Z}{2} f_{iR} (1 + \gamma)$$

$$\text{外環 } f_o = \frac{Z}{2} f_{iR} (1 - \gamma)$$

$$\text{鋼珠 } f_b = \frac{d_m}{D} f_{iR} (1 - \gamma^2)$$

在此，

$$\gamma = Dw / d_m$$

Dw ：鋼珠直徑

d_m ：軸承節圓直徑

Z ：鋼珠數

17.1.4 軸承噪音之檢測

在轉動機械或裝置上，軸承因為異常所產生噪音有時候會被周圍的背景噪音所掩蓋。幸好這些異音在振動信號上有其特性，可以利用信號分析技術來加以處理。

軸承振動可利用包括安德魯測定器 (Anderometer) 等振動檢測儀器和噪音檢測設備來確保軸承之噪音品質。軸承一旦在轉動機械或裝置上，其維護和保養，可利用振動感測器和頻譜分析設備來監控機台振動狀態。以軸承內環缺陷所產生振動為例，滾動體接觸缺陷時會產生連續性短暫的脈衝(Pulses)，這微弱信號會激發在不同的頻帶上，可以從幾百 Hz 到幾百 kHz。這信號經過低通濾波器，利用包絡法分析和 FFT，可以檢視出外環缺陷之噪音頻率，如圖 17-1，圖 17-2，圖 17-3。

有關其它噪音檢測的技術問題，請洽 TPI。



圖 17-1 一外環有缺陷之 608 軸承照片(內環轉動，轉速 1800 rpm)

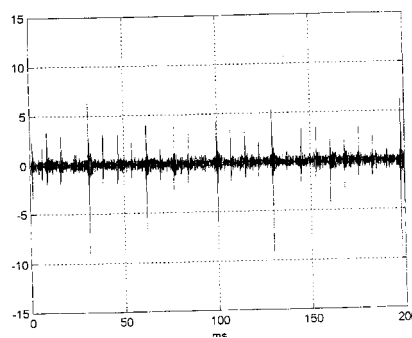


圖 17-2 一外環有缺陷之 608 軸承高頻振動時域信號 (1.8-10kHz)

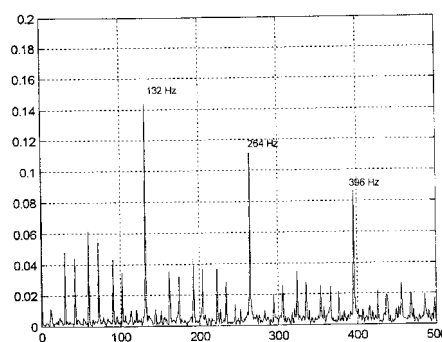


圖 17-3 經包絡法分析、FFT 後之頻譜，顯示缺陷頻率 f_o (=132Hz) 和其倍頻

17.2 軸承的損傷與對策

深溝滾珠軸承，在不同負荷條件下之運轉下的正常或非正常磨耗痕跡來協助判定軸承異常之可能原因。軸承受負荷運轉後，內環與外環之溝徑面因與鋼珠(滾動體)在正常的潤滑油膜下，會有一滾動磨耗痕跡留在軌道面上。透過此種痕跡之狀態判定，得知軸承運轉時之負荷條件。因此，在軸承拆下取出分解後對軸承軌道面之滾動痕跡以顯微鏡放大予以深入觀察，是很重要的。

在觀察痕跡時有一些現象可以協助參考：

- (1) 僅有徑向負荷之軌道面或受較大軸向負荷之軌道面或承受有力矩之負荷之軌道面、痕跡不同，另

外若軸承殼(箱)剛性不均勻在軌道面呈現之痕跡亦明顯可以區分判定出來。

- (2) 軸承在承受比預期之負荷還要大或組裝時有較大之誤差發生時，軌道所呈現之痕跡可以明顯判定出來。

圖 17-4 之圖示為深溝滾珠軸承，在不同條件下之運轉磨耗痕跡請參考。表 17-1 是依軸承損傷類別的整理，附上案例照片，供作判斷時的參考之用。

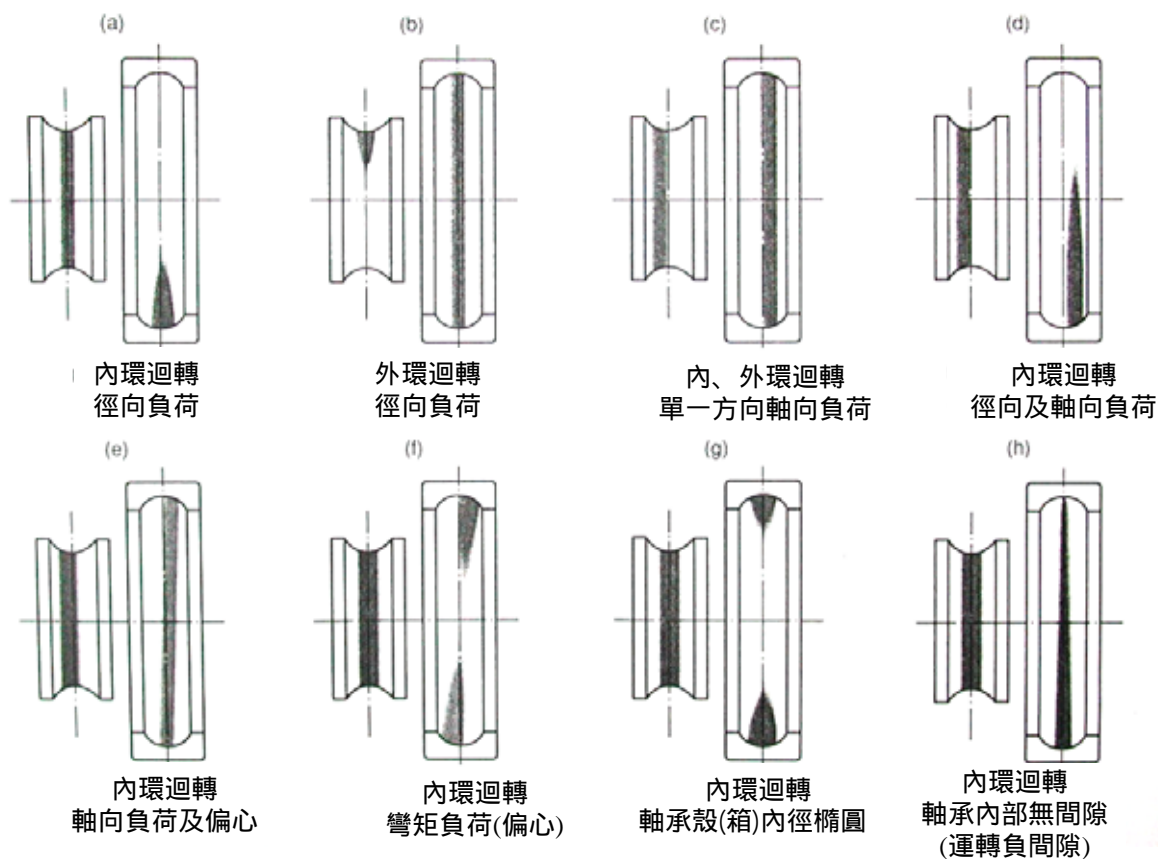


圖 17-4 深溝滾珠軸承，在不同條件下之運轉磨耗痕跡

表 17-1(1) 軸承的損傷與對策

項 目	現 象	原 因	對 策
剝脫 (Flaking)	滾動面剝離。剝離後出現明顯凹凸狀 	<ul style="list-style-type: none"> 負荷過大，疲勞壽命，使用不當 安裝不良 軸或軸承殼(箱)精度不良 間隙過小 異物侵入 生銹異常 高溫造成硬度降低 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討使用條件 重新選擇軸承 檢討軸、軸承殼(箱)的加工精度 重新檢討間隙 檢討軸承周邊設計 檢討組裝工作方法 檢討潤滑劑及潤滑方法
燒熔 (Seizing)	軸承發熱變色，進而燒熔不能迴轉。 	<ul style="list-style-type: none"> 間隙過小（包括變形造成的部分間隙小） 潤滑不足或潤滑劑不適當 負荷過大（預壓過大） 滾子歪斜 	<ul style="list-style-type: none"> 設定適當間隙（增大間隙） 檢討潤滑劑及確保足夠的量 檢討使用條件 防止定位誤差（Misalignment） 檢討軸承周邊設計（包括軸承受熱） 改善裝配方法
龜裂和崩裂 (Cracking and Notching)	部分缺口。 有裂紋。 龜裂。 	<ul style="list-style-type: none"> 衝擊負荷過大 緊度過大 大剝脫現象 摩擦龜裂（Friction Crack） 安裝對象精度不良（拐角圓度大） 使用不良（如使用銅錘或有大異物夾入） 	<ul style="list-style-type: none"> 檢討使用條件 重新設定適當的緊度及檢討材質 安裝方法的改善及謹慎使用 防止摩擦龜裂（重估潤滑劑 重估軸承周邊設計
保持器破損 (Retainer Damage)	鉚釘鬆動或斷裂。 保持器斷裂。 	<ul style="list-style-type: none"> 力矩過大 高速迴轉或迴轉變動大 潤滑不良 捲入異物 振動大 安裝不良（傾斜狀態安裝） 異常溫度上升（樹脂保持器） 	<ul style="list-style-type: none"> 檢討使用條件 檢討潤滑條件 檢討保持器的選擇 謹慎使用軸承 檢討軸、軸承殼(箱)的剛性
咬傷污斑 (Smearing)	表面粗糙，有細小溶傷。 軌道環肋面和滾子端面的擦傷稱為咬傷。 	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑不良 異物侵入 軸承傾斜造成的滾子歪斜 大軸向負荷造成的助面缺油 表面粗糙 滾動體的滑動大 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討潤滑劑、潤滑方法 再檢討使用條件 設定適當預壓 強化密封性能 正確的使用方法
生銹腐蝕 (Rust and Corrosion)	表面一部份或全部生銹。 有滾動體之節距（Pitch）間隔生銹的情形。 	<ul style="list-style-type: none"> 保管狀況不良 包裝不當 防銹劑不足 水份、酸（含氣體）等侵入 光著手拿軸承（手汗） 	<ul style="list-style-type: none"> 保管期間的防銹對策 強化密封性能 潤滑油的定期檢查 注意軸承的使用

表 17-1(2) 軸承的損傷與對策

項 目	現 象	原 因	對 策
磨蝕 (Fretting)	配合面產生紅銹色磨損粉粒。在滾動面以滾動體節距呈凹陷磨蝕痕。 	<ul style="list-style-type: none"> • 緊度不足 • 軸承搖動角小 • 潤滑不足（無潤滑狀態） • 變動負荷 • 運輸中的振動，停止中的振動 	<ul style="list-style-type: none"> • 檢討緊度及塗敷潤滑劑 • 對運送發生問題採取內外環分離包裝，不可分離時，施予頂壓 • 動新選擇潤滑劑 • 動新選擇軸承
磨損 (Wear)	表面磨損造成尺寸變化。多呈粗糙、磨傷狀。 	<ul style="list-style-type: none"> • 潤滑劑中有異物侵入 • 潤滑不良 • 滾子的歪斜 	<ul style="list-style-type: none"> • 重選潤滑劑，潤滑方法 • 強化密封性能 • 防止定位誤差
電蝕 (Electrical Pitting)	滾動面有噴火口狀的凹陷，進一步發展則呈波浪狀。 	<ul style="list-style-type: none"> • 滾動面通電 	<ul style="list-style-type: none"> • 設置電流旁通路 • 加強絕緣以免電流通過軸承
壓傷痕 (Indentation)	固體異物的輾壓，或由衝擊造成的表面凹陷及組裝時的擦傷。 	<ul style="list-style-type: none"> • 固體異物的侵入 • 輾壓剝脫片 • 安裝不當所造成撞擊、掉落 • 傾斜狀態下組裝 	<ul style="list-style-type: none"> • 使用及組裝方法的改善 • 防止異物侵入 • 若係金屬片所引起，則需檢查其他部位
滑移 (Creep)	內徑面、外徑面打滑，造成鏡面或雙色。有時會有咬傷現象。 	<ul style="list-style-type: none"> • 配合處的緊度不足 • 套筒鎖的不夠緊 • 異常溫升 • 負荷過大 	<ul style="list-style-type: none"> • 再檢討緊度 • 再檢討使用條件 • 再檢討軸、軸承殼（箱）的精度
斜行跡 (Rolling Path Skewing)	在轉動體及軌道面上可見類似蛇行或斜行之痕跡。 	<ul style="list-style-type: none"> • 因軸或軸承殼(箱)之精度不良造成 • 內外環變形及傾斜。 • 軸及軸承殼(箱)之剛性不足。 • 因間隙過大造成軸之振動迴轉。 	<ul style="list-style-type: none"> • 軸及軸承殼(箱)之加工精度改善。 • 軸及軸承殼(箱)之剛性檢討改善。 • 間隙之檢討改善。

表 17-1(3) 軸承的損傷與對策

項 目	現 象	原 因	對 策	
微小剝離 (Peeling)	微小剝離為約 10 μ 大小的微小碎片密集之部份 亦可能包含細小龜裂,此小龜裂有可能造成大之破碎情形。	<ul style="list-style-type: none"> 滾柱(子)軸承較易發生。 另在配合部品若表面較粗,潤滑性能較不好時,亦容易發生微小剝離之現象。有時微小剝離可能會發展為剝離之狀況。 	<ul style="list-style-type: none"> 從表面粗度及灰塵 清淨度上之管理改善。 選擇合適之潤滑劑。適切之裝入。 	
 	剝痕 (Spalling)	表面傷並伴隨有燒熔之痕跡。 為組裝時在軸方向造成之傷痕。 滾子端面 and 軌道肋部表面形成圓滾線狀之傷痕。 軌道面及轉動面生成迴轉方向之擦傷。	<ul style="list-style-type: none"> 組裝或拆卸不良時造成。 因軸向負荷大造成接觸面無潤滑油,異物侵入壓傷或預壓過大等造成。 轉動體滑移或潤滑不良亦會造成此類之表面傷痕。 	<ul style="list-style-type: none"> 組裝及拆卸方法之改善。 使用條件變更。 預壓量變更。 潤滑劑及潤滑方法之改善。 密封性能之強化。
 				

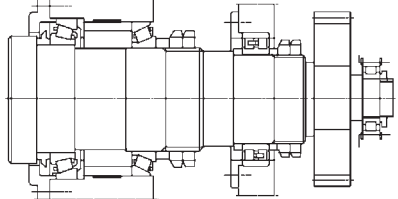
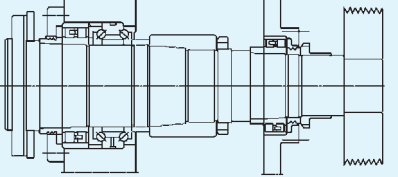
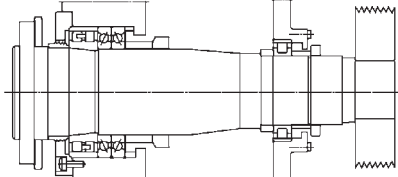
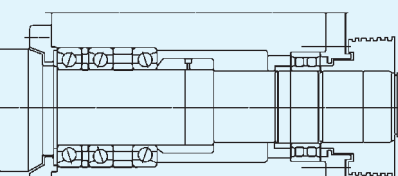
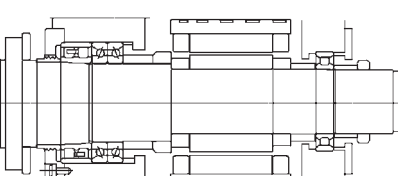
1 精密軸承構造與組配

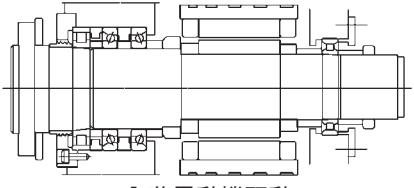
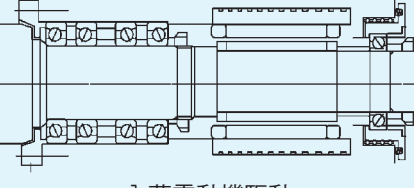
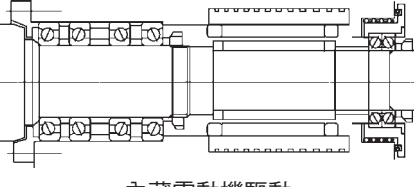
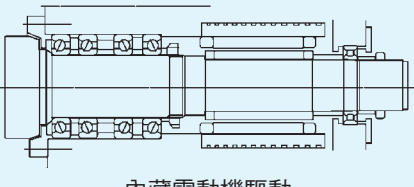
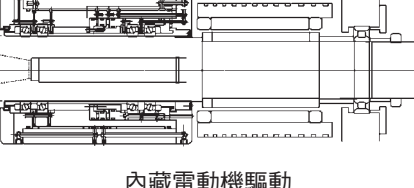
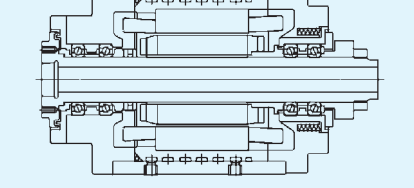
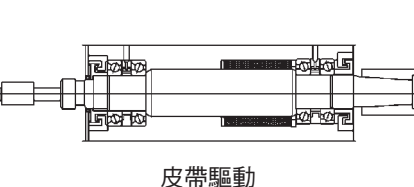
1.1 主軸軸承組配

典型的工作機械主軸軸承配置如表1-1所示。軸承的組配必須根據對主軸的功能(例如，最高轉速、徑向和軸

向剛性、主軸尺寸、所需精度、潤滑方法等)予以確定。近來將電動機搭載在主軸的內藏電動機型有增加的趨勢，由於內藏電動機型的發熱量對主軸的精度和潤滑劑會產生影響，因此，應注意加強對軸承外環的冷卻。

表1-1 主軸的軸承配置例

類型	主軸軸承配置	軸承組配方式	潤滑方式	主要用途
1	 齒輪驅動	圓錐滾子軸承 + 圓錐滾子軸承 + 雙列滾子軸承	潤滑脂潤滑	大型車床 (Oil country 車床) 泛用車床
2	 皮帶驅動	雙列滾子軸承 + 雙向止推滾珠軸承 + 雙列滾子軸承	潤滑脂潤滑	CNC車床 中心加工機 搪床 銑床
3	 皮帶驅動	雙列滾子軸承 + 高速、軸向負荷用 DB組配斜角滾珠軸承 + 單列滾子軸承 註：類型2之高速規格	潤滑脂潤滑	CNC車床 中心加工機 搪床
4	 皮帶驅動	DBT組配斜角滾珠軸承 + 雙列圓柱滾子軸承 註：類型2,3之高速規格	潤滑脂潤滑	CNC車床 中心加工機 搪床
5	 內藏電動機驅動	雙列滾子軸承 + 高速、軸向負荷用 DB組配斜角滾珠軸承 + 單列滾子軸承 註：類型3內置電動機驅動 規格	潤滑脂潤滑 油氣潤滑	CNC車床 中心加工機 搪床

類型	主軸軸承配置	軸承組配方式	潤滑方式	主要用途
6	 <p>內藏電動機驅動</p>	單列滾子軸承 + 高速、軸向負荷用 組合式斜角滾珠軸承 + 單列圓柱滾子軸承 註：類型5之高速規格	潤滑脂潤滑 油氣潤滑	CNC車床 中心加工機
7	 <p>內藏電動機驅動</p>	DTBT組配斜角滾珠軸承 + 單列斜角滾珠軸承 (付滾子鏈) 註：超高速規格	潤滑脂潤滑 油氣潤滑	中心加工機(立式)
8	 <p>內藏電動機驅動</p>	DTBT組配斜角滾珠軸承 + 單列斜角滾珠軸承 (帶滾子鏈) 註：超高速規格	潤滑脂潤滑 油氣潤滑	中心加工機(立式)
9	 <p>內藏電動機驅動</p>	DTBT組配斜角滾珠軸承 + 單列圓柱滾子軸承 註：超高速規格	潤滑脂潤滑 油氣潤滑	中心加工機
10	 <p>內藏電動機驅動</p>	預壓切換軸承單元 + DTBT組配斜角滾珠軸承 + 單列圓柱滾子軸承 註：高剛性規格、超高速 規格	油氣潤滑	中心加工機
11	 <p>內藏電動機驅動</p>	DT組配斜角滾珠軸承 + DT組配斜角滾珠軸承	潤滑脂潤滑 油氣潤滑	中心加工機 小型車床 磨床
12	 <p>皮帶驅動</p>	DT組配斜角滾珠軸承 + DT組配斜角滾珠軸承	潤滑脂潤滑 油氣潤滑 油霧潤滑	磨床

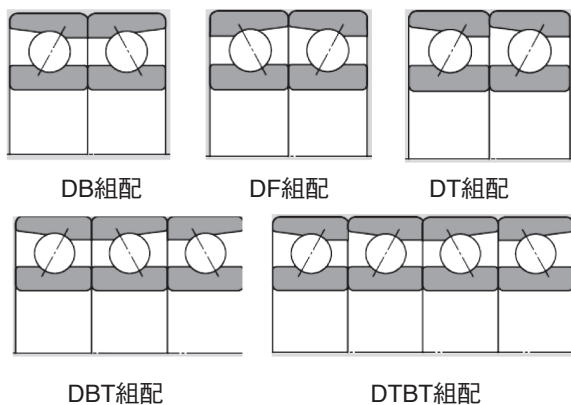
1.2 主軸軸承的構造

1.2.1 主軸軸承組配

根據要求規格，可將斜角滾珠軸承組配成2列、3列或4列。背對背組配(亦稱DB組配)和面對面組配(亦稱DF組配)可承受徑向負荷及雙向軸向負荷。在DB組配中，由於軸承的作用點間距大，承受力矩負載能力大，因此，在工作機械的主軸上常用這種組配方式。

在DF組配中，雖然承受力矩負載的能力小，但它具有允許傾斜角度比DB組配的傾斜角度大的特點。在並列組配(DT)時，可承受徑向負荷及較大的軸向負荷，但只能承受單向軸向負荷。在中心加工機上，由於要求在徑向和軸向上均具有較大的剛性，且需要進行高速運轉，因此，常採用4列組配方式(DTBT)使用。

圖1-1 軸承的記號與說明



1.2.2 組配軸承的符號

對於出廠前的預先組配軸承，軸承上的外徑面雷射刻印“<”記號，“<”朝左記號方向表示組配軸承的最右邊軸承的內環將承受從右邊來的軸向負荷。對於DB和DF組配的軸承，則任一方向皆可承受軸向負荷，參考圖1-2所示。

對萬向組配軸承而言（參考1.2.3），軸承外徑面“<”記號與各式軸承組配之對應參考圖1-3所示，確實在安裝中，正確組配以避免組配方向錯誤。

圖1-2 軸承外徑面“<”記號

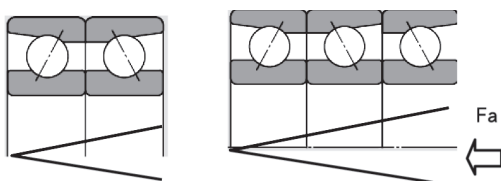
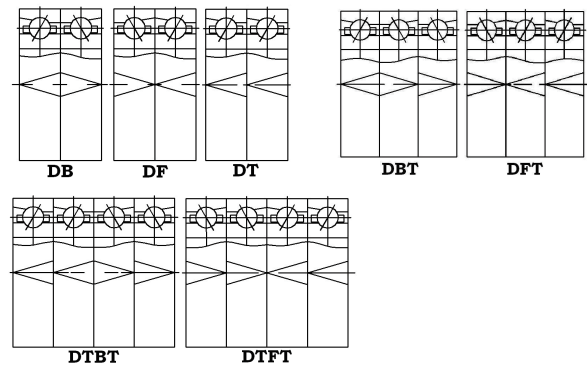


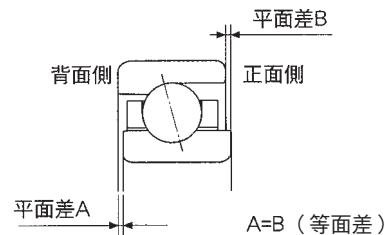
圖1-3 萬向組配軸承外徑面“<”記號與各式軸承組配之對應



1.2.3 等面差與萬向組配

所謂等面差處理是指使正面側和背面側的內外環端面的隆起(稱為平面差)相同而進行的加工，參考圖1-3所示。通過此項處理，可使具有相同內部間隙符號或預壓符號的軸承在進行面對面、背對背或雙列組配時均可得到指定的預壓量或間隙。

圖1-4 軸承的等面差



當軸承使用上述等面差軸承進行組配時，一般建議軸承間的內、外徑尺寸需控制在公差值的1/3以內。TPI針對此提供特殊內外徑精度的P4X精度，此較一般P4級軸承較小的公差，使得在進行軸承組配時，更容易隨機配列需要的組合。這樣，帶來後勤的便利，特別是庫存餘料的管理。

所謂萬向組配指的是除了進行等面差處理以外，對內、外徑尺寸亦控制在公差值的1/3(最小範圍 $2\mu\text{m}$)。對於是2列組配的軸承，標稱品名為D2；當3列組配的軸承，標稱品名為D3，以此類推。針對內外徑特殊需求，可洽TPI尋求客製方式以達成所要的需求。

1.2.4 特殊內外徑P4X精度

軸承在不改變軸承精度等級的情況下，對軸承內、外徑尺寸公差做縮減的管制動作，稱為特殊內、外徑精度軸承，通常使用於等面差或萬向軸承。

如：7014C G/GL P4X

表1-2 P4與P4X精度之公差比較

軸承內環內徑公差		單位：μm			
軸承內徑(mm)		P4		P4X	
超過	以下	上	下	上	下
30	50	0	-6	-1	-3
50	80	0	-7	-2	-5
80	120	0	-8	-3	-6
120	150	0	-10	-3	-7

軸承外環外徑公差		單位：μm			
軸承外徑(mm)		P4		P4X	
超過	以下	上	下	上	下
50	80	0	-7	-2	-6
80	120	0	-8	-2	-6
120	150	0	-9	-3	-7
150	180	0	-10	-3	-7

1.2.5 圓柱滾子軸承

圓柱滾子軸承的滾子和軌道面為線接觸，徑向負載能力大，在結構上適用於高速迴轉。

工作機械主軸的圓柱滾子軸承有單列和雙列兩種，內環內徑為錐孔，以便能調整徑向內部間隙。雙列圓柱滾子軸承常用有NN、NNU兩種和30、49兩種系列。NN類型的滾子由內環檔邊引導；而NNU類型的滾子由外環檔邊引導。

標準型滾子軸承採用高強度黃銅之車製保持器；高速型則採用樹脂保持器以提供軸承的轉速。兩者都可以採用滑脂潤滑或油氣潤滑。

1.2.6 軸向負荷用斜角滾珠軸承

工作機械主軸中，軸向負荷用斜角滾珠軸承有高剛性的5629、5620系列軸承；以及HTA系列高速DB組配斜角滾珠軸承。上述軸向負荷用斜角滾珠軸承通常與雙列圓柱滾子軸承搭配使用；亦即與它們內徑與外徑相同之雙列圓柱滾子軸承搭配使用。

HTA系列軸承與5629、5620系列的寬度不同，因為接觸角為30°或40°，相對於後者的60°接觸角，高速性雖有所提升，但軸向剛性減小。

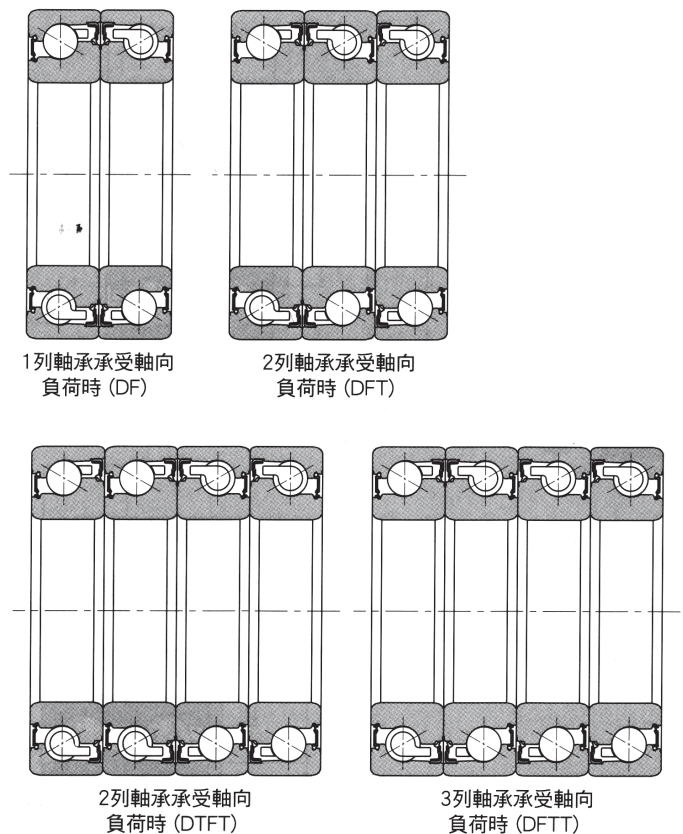
1.3 螺桿支持用BS軸承

BS軸承相對於標準軸承，盡量使用最多數量的小尺寸滾動體，內外環的壁較厚，並且採用60°接觸角，這類軸承軸向剛性大。另外，因為使用滾珠作為滾動體，啟動轉矩也比滾子軸承來得小。

BS軸承均經過等面差處理，可自由地進行不同組配，不需要為得到適當的預壓而進行調整作業。BS軸承使用樹脂保持器，欲強化軸承其他性能如材質、潤滑脂、密封性請洽TPI。

安裝在工作機械上常見以2~4列組配方式使用。螺桿支持通常在兩端，可使用背對背或面對面組配；在軸承位置無法避免不對心通常使用面對面組配，如圖1-5所示。

圖1-5 BS軸承常見以2~4列組配方式



2 軸承標稱品名

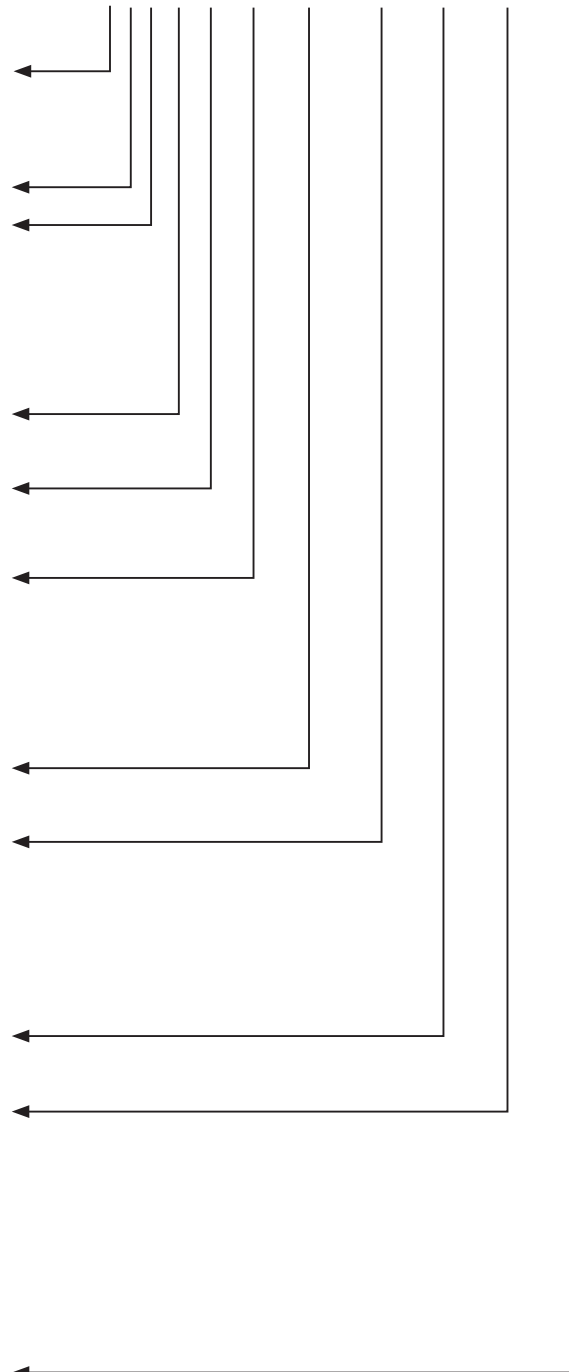
2.1 軸承的標稱品名

軸承的標稱號碼是用以表示軸承的形式、尺寸、精度、內部構造等的一種代號，是由基本號碼和補助記號所構成，其排列順序如表2-1，2-2所示。

表2-1 軸承之標稱號碼排列

記號		內容
基本號碼	滾動體	5S- Si ₃ N ₄ 陶瓷
		無 SUJ2
	內外環材質	F- SUS440C
		無 SUJ2
	形式記號	7 標準型斜角滾珠軸承
		HSE 高速型斜角滾珠軸承
		HTA 高速型止推斜角滾珠軸承
		BS 止推斜角滾珠軸承(60°接觸角)
	直徑系列記號	9 BS 無此標示
		0 BS 無此標示
		2 BS 無此標示
	內徑號碼	8 : BS 標示(內徑)(外徑)
		20 BS 標示(內徑)(外徑)
接觸角記號	C 15°	
	CE1 18°	
	AD 25°	
	(A) 30°,可不標示在標稱符號上	
	B 40°	
後續補助記號	保持器記號	T1 酚醛樹脂機製保持器
		(T2) 合成樹脂保持器
	配列記號	DB 背對背組配(2列)
		DF 面對面組配(2列)
		DT 並列組配(2列)
		DBT 並列背對背組配(3列)
		DTBT 並列背對背組配(4列)
	等面差記號	G 等面差或萬向
		無 無等面差加工
	預壓記號	/GL 輕預壓
		/GN 正常預壓
		/GM 中預壓
/GH 重預壓		
/Gxx 特殊預壓		
/CSxx 特殊間隙		
精度等級記號	P5 JIS規格5級	
	P4 JIS規格4級	
	P4X JIS規格4級、內外徑公差特殊	
	P4L JIS規格4級、HTA外徑公差特殊	
	P42 JIS規格4級(尺寸精度)、 JIS規格2級(迴轉精度)	
	P4A BS JIS規格4級、 內外徑公差UP級	
	P2 JIS規格2級	

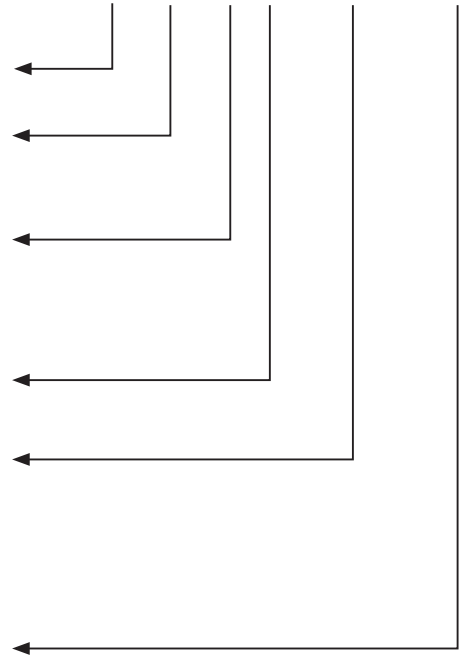
5S-7014C T1 DB G/GL P4



NN3020K C0NA P4

表2-2 雙列滾子軸承標稱號碼排列

記號		內容	
基本號碼	形式	NN	雙列, 內環擋邊引導
		NNU	雙列, 外環擋邊引導
	尺寸系列記號	30	
		49	
內徑號碼	11		
	: 34		
後續補助記號	保持器記號	T2	合成樹脂保持器
		無	高強度黃銅車製保持器
	內環形狀符號	K	內徑1/12錐孔
		無	內徑圓柱孔
	間隙記號	C0NA	比普通間隙小
		C1NA	比普通間隙小
		C2NA	比普通間隙小
		NA	普通間隙
	精度記號	P5	JIS規格5級
		P4	JIS規格4級
P2		JIS規格2級	



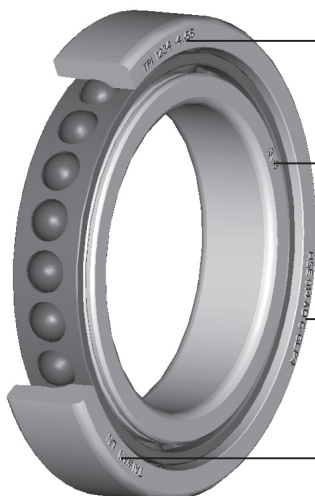
2.2 軸承的記號(Marking)

每一只軸承的記號如圖2-1所示。外徑與寬度尺寸標示在外環寬度面;內徑與面差尺寸標示在內環寬度面。其中,使用“\”符號來分開上述兩尺寸同時亦表示徑向振最大位置。

2.3 各廠牌標稱對照表

為方便使用者進一步熟悉上述標稱符號,表2-3依軸承的形式、尺寸、精度、內部構造等排列順序與各廠牌之標稱符號作一對照。

圖2-1 軸承的記號與說明



- TPI廠牌 序號(TPI Brand Serial Number)
- 外徑尺寸\寬度尺寸(O.D.Deviation\Width Deviation)
- “\” 表外環徑向振最大處(Outer Ring Max.Radial Run Out)
- 內徑尺寸\面差(I.D.Deviation\Offset of Flush Side Faces)
- “\” 表內環徑向振最大處(Inner Ring Max. Radial Run Out)
- 軸承品名(標稱號碼)(Bearing Code)
- 產地與年期(Country of Origin & Semi-year Code)

表2-3 各廠牌斜角滾珠軸承標稱記號對照表

廠牌		記號						內容
		TPI	NTN	NSK	FAG	SKF	GMN	
基本型號	滾動體	5S-	5S-	H	HC	C-或/HC	HY	Si ₃ N ₄ 陶珠
		無	無	無	無	無	無	SUJ2
	形式記號	7	7	7	B7	7	S	標準型斜角滾珠軸承
		HSE	HSE	BNR, BER	HS-, HC-	CE, DB, FB	KH	高速型斜角滾珠軸承
		BS	BST	TAC	76	BSD	—	止推斜角滾珠軸承 (60° 接觸角)
	直徑系列記號	9	9	9	19	19	19	BS 無此標示
		0	0	0	0	0	0	
		2	2	2	2	2	2	
	內徑號碼	8	6	5	6	8	5	BS 標示 (內徑) (外徑)
		:	:	:	:	:	:	
		20	26	40	48	48	24	
	接觸角記號	C	C	C	C	CD, CE	C	15°
		CE1	—	(BNR)	—	FB	18°	18°
		AD	AD	A5, (BER)	E	ACD, ACE, DB	E	25°

廠牌		記號						內容
		TPI	NTN	NSK	FAG	SKF	GMN	
基本型號	保持器記號	T1	T1	TR	T	無	TA	酚醛樹脂機製保持器
		T2	T2	TYN	—	TNH	—	合成樹脂保持器
	組配記號	DB	DB	DB	DB	DB	DB	背對背組配(2列)
		DF	DF	DF	DF	DF	DF	面對面組配(2列)
		DT	DT	DT	DT	DT	DT	並列組配(2列)
		DBT	DBT	DBD	TBT	TBT	TBT	並列背對背組配(3列)
		DTBT	DTBT	DBT	QBC	QBC	QBC	並列背對備組配(4列)
	等面差記號	G	G	SU	U	G		等面差或萬向
	預壓記號	/GL	/GL	EL	—	A	UL	輕預壓
		/GN	/GN	L	L	B	UM	正常預壓
		/GM	/GM	M	M	C	US	中預壓
		/GH	—	H	H	—	—	重預壓
		/Gxx	/Gxx	CP	—	Gxxx	UV	特殊預壓
	精度等級記號	P4	P4	P4	—	P4A, P7	P4	JIS規格4級
		P4X	—	P4Y	—	無	—	JIS規格4級、 內外徑尺寸特殊
P42		P42	P3	P4S	P4A	A7/9	JIS規格4級(尺寸精度) JIS規格2級(迴轉精度)	
P2		P2	P2	—	PA9A, P9	P2	JIS規格2級	

3 軸承精度與配合

3.1 軸承的精度

滾動軸承的精度，即尺寸精度和旋轉軸精度規定見 ISO 492：2002標準及JIS B1514的滾動軸承的精度，參考表3-1，3-2。

尺寸精度是在軸和軸承箱上安裝軸承時必須的項目，迴轉精度為軸承旋轉1圈時所規定的偏擺。滾動軸承的精度測定方法是參考JIS B1515規定的，主要的迴轉精度測定方法參考表3-3。軸承精度參考附錄III：徑向軸承容許差與容許值。

表3-1 軸承類型和適用規格及精度等級

規格	適用標準	精度等級					軸承類型
		0.6X級	6級	5級	4級	2級	
日本工業標準 (JIS)	JIS B 1514	0.6X級	6級	5級	4級	2級	所有類型
國際標準 (ISO)	ISO 492	標準6X級	6級	5級	4級	2級	斜角軸承
	ISO 199	標準級	6級	5級	4級	—	止推球軸承
	ISO 578	4級	—	3級	0級	00級	圓錐滾子軸承 (英制系列)
	ISO 1224	—	—	5A級	4A級	—	計量儀器用精密軸承
德國標準 (DIN)	DIN 620	P0	P6	P5	P4	P2	所有類型
美國標準 (ANSI)	ANSI / ABMA 標準 20	ABEC-1 RBEC-1	ABEC-3 RBEC-3	ABEC-5 RBEC-5	ABEC-7	ABEC-9	斜角軸承 (圓錐滾子軸承除外)
美國軸承工業會標準 (ABMA)	ANSI / ABMA 標準 9.1	K級	N級	C級	B級	A級	圓錐滾子軸承 (公制系列)
	ANSI / ABMA 標準 19	4級	2級	3級	0級	00級	圓錐滾子軸承 (英制系列)

ABEC適用於滾珠軸承，RBEC適用於滾子軸承。

備註 1. JISB1514，ISO492，199及DIN620中的規定相同。

2. JISB1514和ABMA標準中的容差或容差值有些許不同。

表3-2 精度等級的比較

軸承類型		適用標準	精度等級				
斜角滾珠軸承	圓柱滾子軸承	JIS B 1514 (ISO 492)	0級	6級	5級	4級	2級
圓柱滾子軸承			0級	6級	5級	4級	2級
滾針軸承			0級	6級	5級	4級	—
圓錐滾子軸承	公制系列	JIS B 1514	0.6X級	6級	5級	4級	—
	英制系列	ANSI / ABMA 標準 19	4級	2級	3級	0級	00級
	J系列	ANSI / ABMA 標準 19.1	K級	N級	C級	B級	A級

如同工具機主軸等為滿足具有高迴轉精度要求，需要選擇能夠滿足主軸規格的高精度軸承，通常根據用途多選擇JIS精度5級、4級、2級的高精度產品。特別需要注意軸承的徑向偏擺，軸向偏擺及非重複偏擺會對主軸迴轉精度造成影響。在最近的超高精度工具機上，此非重複偏擺越來越受到重視。在車床和中心加工機的主軸上均使用非重複偏擺精度管理軸承。

雙列滾子軸承的內環內徑為錐孔，錐孔的精度有JIS 4和JIS 2級，參考表3-4所示。如果錐孔的精度不高，會造成內環不對心使軸承功能無法發揮，甚至造成早期剝脫或燒熔。為了保證主軸的高精度，建議使用錐度規，有關錐面接觸的程度參考錐孔軸承組裝指導書，請洽TPI。

表3-3 迴轉精度的測定方法

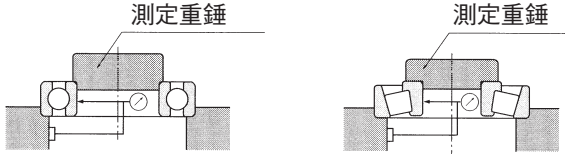
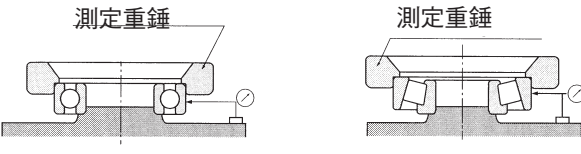
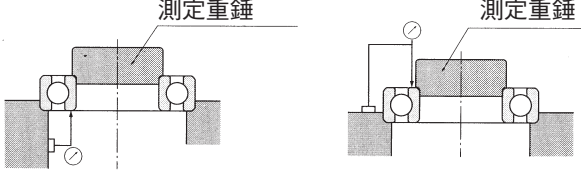
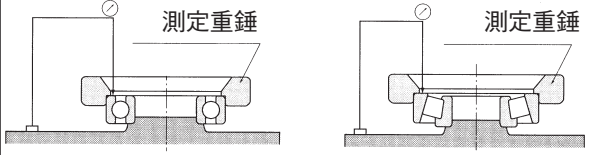
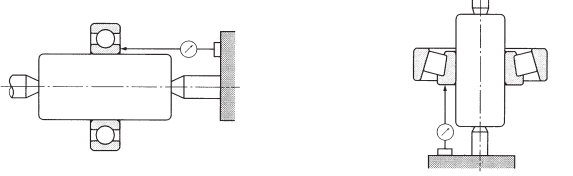
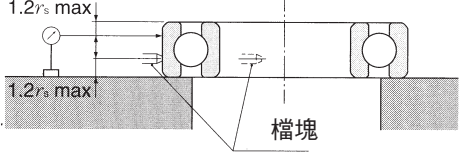
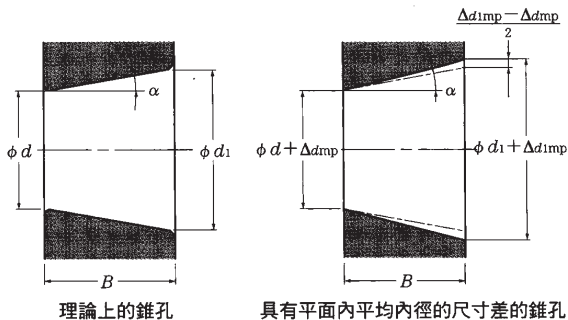
精度特性	量測方式	說明
內徑徑向偏轉 (Kia)		旋轉內環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
外徑徑向偏轉 (Kea)		旋轉外環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
內徑軸向偏轉 (Sia)		旋轉內環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
外徑軸向偏轉 (Sea)		旋轉外環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
側面偏轉 (Sd)		輕輕旋轉心砧(Mandrel)一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。
外徑面偏轉 (SD)		將外環緊靠於二檔塊，並旋轉外環一圈，讀取量錶最大值與最小值之差。

表3-4 錐孔軸承的允許偏差與允許值

單位 μm

d mm	Δd _{mp}	Δd _{imp} - Δd _{mp} (參考值)				V _{d_p}	
		4級		2級		4級	2級
超過 以下	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下	最大	
18 30	+10 0 + 6 0	+ 4 0 +3 0				2.5 1.5	
30 50	+12 0 + 7 0	+ 5 0 +3.5 0				2.5 1.5	
50 80	+15 0 + 8 0	+ 6 0 +4 0				3 2	
80 120	+20 0 +10 0	+ 7 0 +5 0				4 2.5	
120 180	+25 0 +12 0	+ 8 0 +6 0				5 3.5	
180 250	+29 0 +14 0	+ 9 0 +7 0				7 4.5	
250 315	+32 0 - -	+10 0 - -				8 -	
315 400	+36 0 - -	+12 0 - -				9 -	
400 500	+40 0 - -	+14 0 - -				10 -	

備註: NTN規格



1/12錐角允許偏差 $4^{\circ}46'18.8'' +^{24}0''$

$$\alpha = 2^{\circ}23'9.4''$$

$$d_1 = d + \frac{1}{12} B$$

V_{d_p}: 平面內內徑偏差

Δd_{mp}: 平面內平均內徑的尺寸差 (理論上錐孔的細端)

Δd_{imp}: 平面內平均內徑的尺寸差 (理論上錐孔的粗端)

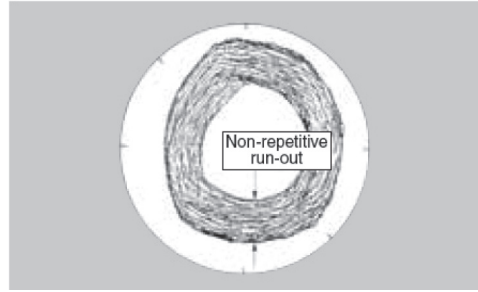
B: 內環公稱寬度

3.2 非重複擺擺(N.R.R.O.)

表3-3滾動軸承的迴轉精度的測定方法中，通常為旋轉一圈時讀取偏擺最大的值，或稱旋轉的同步偏擺精度。在使用軸承時，實際的偏擺精度有可能與旋轉不同步，因此，每次旋轉時會出現不同的軌跡。這種不同步的偏擺稱為非重複偏擺精度(Non-Repetitive Run Out)，它的基本圖形如圖3-1。

影響軸承的非重複偏擺精度包括軸承內外環形狀精度、滾動體尺寸精度、以及高速下保持器的非重複偏擺精度等。主軸迴轉精度的提升可獲得較佳的精密部品、模具加工面的精度和表面粗糙度。

圖3-1 非重複偏擺精度基本圖形

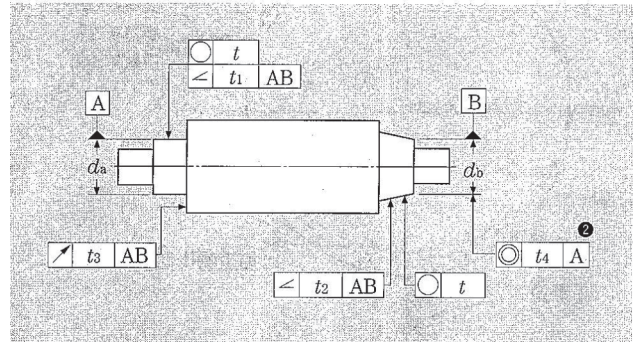


3.3 軸和軸承箱的精度

根據軸和軸承箱的配合情況，軸承的內部間隙會有所變化。因此，為了充分發揮軸承的功能，有必要採取適當的配合。表3-5與表3-6為建議之軸和軸承箱的形狀精度；表3-7為相關之IT基本公差。

另外，還必須有考慮軸承的軸向鎖緊力。在軸向安裝軸承時必須注意安裝部件的尺寸、鎖緊力、安裝螺栓的個數等以避免導致軸承的軌道面變形。

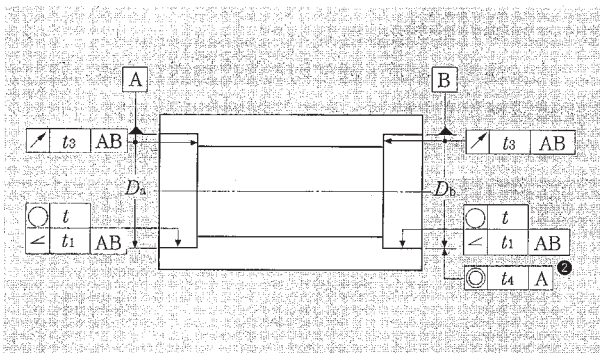
表3-5 主軸的軸形狀精度



精度	符號	允許值 ^①	允許IT基本公差		
			P5	P4	P2
圓度	○	t	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT0}{2}$ ^④
傾斜度	∠	t_1	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT0}{2}$ ^④
	∠	t_2	—	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$
振擺	↗	t_3	IT3	IT3	IT2
同軸度	◎	t_4	IT5	IT4	IT3

- ① 主軸的形狀公差和符號及基準面以ISO/R1101規定為準。
- ② 軸承的配合面長度通常對同軸度測定而言，較窄的情況較多。因此，只有在留有充分的幅度時方可將配合面作為基準面。
- ③ 確定形狀精度的允許值時，以軸徑 d_a 和 d_b 為基準尺寸。例如，在軸徑50mm的軸上使用JIS5級的軸承時，圓度的公差為 $t = IT3/2 = 4/2 = 2 \mu m$ 。
- ④ 軸承的配合面直徑公差為IT3時，期望值為IT0。

表3-6主軸用軸承箱的精度



精度	符號	允許值 ^①	允許IT基本公差		
			P5	P4	P2
圓度	○	t	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT1}{2}$
傾斜度	∠	t_1	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT1}{2}$
振擺	↗	t_3	IT3	IT3	IT2
同軸度	◎	t_4	IT5	IT4	IT3

- ① 軸承箱的形狀公差和符號及基準面以ISO/R1101規定為準。
- ② 軸承的配合面長度通常對同軸度測定而言，較窄的情況較多。因此，只有在留有充分的幅度時方可將配合面作為基準面。
- ③ 確定形狀精度允許值時，以軸徑 D_a 和 D_b 為基準尺寸。例如，在軸徑80mm的軸承箱上使用JIS5級的軸承時，圓度的公差為 $t = IT3/2 = 5/2 = 2.5 \mu m$ 。

表3-7 IT基本公差

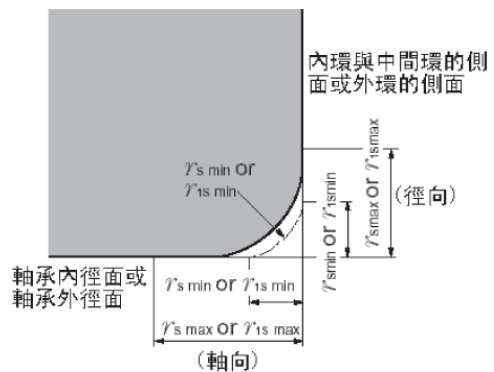
單位：μm

公稱尺寸的區分 mm		IT基本公差的數值小於 μm				
超過	以下	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4
6	10	0.6	1	1.5	2.5	4
10	18	0.8	1.2	2	3	5
18	30	1	1.5	2.5	4	6
30	50	1	1.5	2.5	4	7
50	80	1.2	2	3	5	8
80	120	1.5	2.5	4	6	10
120	180	2	3.5	5	8	12
180	250	3	4.5	7	10	14
250	315	4	6	8	12	16
315	400	5	7	9	13	18
400	500	6	8	10	15	20

在設計軸與軸承箱時，應確保軸和軸承箱的擋肩高度是很重要的，在保持其精度的同時，不至於干涉到軸承的倒角。表3-8為斜角滾珠軸承的倒角及其允許界限值；表3-9則為軸和軸承箱的擋肩高度及拐角。

軸和軸承箱的擋肩高度(h)設計為大於軸承倒角的最大允許尺寸(r_{smax})，從而可使軸承端面與平坦不相接觸。拐角應比軸承倒角的最小允許尺寸(r_{smin})小，以保證不干涉到軸承的定位。當擋肩高度太小或拐角小於軸承倒角尺寸，前者為了加強軸或減緩應力集中，後者則提供足夠接觸表面，可以有效率使用隔環，參考圖3-2之示意圖。對軸或軸承箱的配合面進行研磨時的退刀槽建議尺寸如表3-10所示。

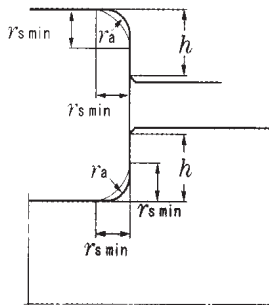
表3-8 斜角滾珠軸承的倒角及其允許界限值



單位 mm

$r's\ min$ ① 或 $r's\ min$	軸承公稱內徑 d		$r's\ max$ 或 $r's\ max$	
	超過	以下	徑向	軸向
0.05	—	—	0.1	0.2
0.08	—	—	0.16	0.3
0.1	—	—	0.2	0.4
0.15	—	—	0.3	0.6
0.2	—	—	0.5	0.8
0.3	—	40	0.6	1
	40	—	0.8	1
0.6	—	40	1	2
	40	—	1.3	2
1	—	50	1.5	3
	50	—	1.9	3
1.1	—	120	2	3.5
	120	—	2.5	4
1.5	—	120	2.3	4
	120	—	3	5
2	—	80	3	4.5
	80	220	3.5	5
	220	—	3.8	6

表3-9 軸和軸承箱的擋肩高度及拐角



單位 mm

$r's\ min$	$r's\ max$	h (最小)
		在通常情況下①
0.05	0.05	0.3
0.08	0.08	0.3
0.1	0.1	0.4
0.15	0.15	0.6
0.2	0.2	0.8
0.3	0.3	1.25
0.6	0.6	2.25
1	1	2.75
1.1	1	3.5
1.5	1.5	4.25
2	2	5
2.1	2	6
2.5	2	6
3	2.5	7
4	3	9
5	4	11
6	5	14
7.5	6	18
9.5	8	22
12	10	27
15	12	32
19	15	42

① 施加大的軸向負荷時，需要取比此值大的軸肩高度。
備註： $r's\ max$ 是指角的弧度的最大允許值。

圖3-2 安裝隔環示意圖

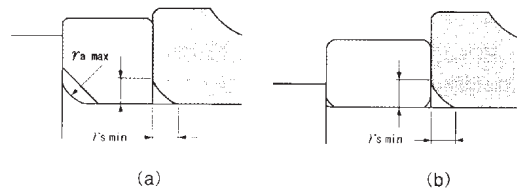
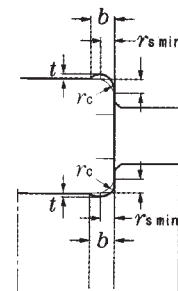


表3-10 退刀槽建議尺寸



單位：mm

r_s min	退刀槽尺寸		
	b	t	r_c
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7

3.4 軸承的配合

為了保證精密軸承的高精度，軸和軸承箱的配合建議採用表3-11，3-12的配合，上述建議是在dmN值在75萬以內(dmN值的定義參考9.2)。當dmN值大於75萬以上時，高速所造成離心力導致的膨脹會影響軸的配合，同時也影響軸承預壓，此時，需藉助詳細的模擬分析如TH-BBAN程式來決定適當的配合，亦即須加大干涉量以滿足該高速與負載下的需求。

軸向負荷用斜角滾珠軸承建議採用表3-13的配合。軸向負荷用斜角滾珠軸承通常與雙列圓柱滾子軸承搭配使用，因此使用與圓柱滾子軸承和軸承箱相同的配合公差。高精度圓柱滾子軸承內環內徑為錐孔，軸承箱的配合建議採用表3-14。

BS 滾珠螺桿支持用軸承的建議軸和軸承箱配合分別為h5與H6配合；軸和軸承箱檔肩垂直度允許值4 μm 以內。

表3-11 斜角滾珠軸承;軸的配合

單位 μm

軸承公稱內徑 d mm		內環和軸的配合
超過	以下	
2.5	10	0 ~ 2T
10	18	0 ~ 2T
18	30	0 ~ 2T
30	50	0 ~ 3T
50	80	1T ~ 4T
80	120	1T ~ 5T
120	180	2T ~ 7T
180	250	2T ~ 8T

備註：將目標值訂為中心值，其中T表緊配合

表3-12 斜角滾珠軸承；軸承箱的配合

單位 μm

軸承公稱外徑 D mm		外環和軸承箱的配合	
超過	以下	固定側軸承	浮動側軸承
18	30	2L ~ 5L	6L ~ 10L
30	50	2L ~ 6L	6L ~ 10L
50	80	2L ~ 7L	6L ~ 12L
80	120	2L ~ 7L	8L ~ 13L
120	150	2L ~ 8L	10L ~ 16L
150	180	2L ~ 8L	11L ~ 17L
180	250	3L ~ 10L	13L ~ 20L
250	315	3L ~ 11L	15L ~ 23L

備註：將目標值訂為中心值，其中L表鬆配合

表3-13 軸向負荷用斜角滾珠軸承;軸的配合

單位 μm

軸承公稱內徑 d mm		內環和軸的配合
超過	以下	
2.5	10	0 ~ 2T
10	18	0 ~ 2T
18	30	0 ~ 2.5T
30	50	0 ~ 3T
50	80	0 ~ 3.5T
80	120	0 ~ 4T
120	180	0 ~ 5T
180	250	0 ~ 6T

備註：1) 將目標值訂為中心值。

2) 在dmN值超過 75×10^4 的高速運轉時，因為需要增加過盈，請向TPI查詢。

T：緊配合

表3-14 圓柱滾子軸承;軸承箱的配合

單位 μm

軸承公稱外徑 D mm		外環和軸承箱的配合
超過	以下	
30	50	0 ~ 3T
50	80	0 ~ 4T
80	120	0 ~ 4T
120	150	0 ~ 5T
150	180	0 ~ 5T
180	250	0 ~ 6T
250	315	0 ~ 7T
315	400	0 ~ 8T
400	500	0 ~ 9T

備註：1) 將目標值訂為中心值。

T：緊配合

4 軸承額定負荷與壽命

軸承即使在正常的條件下使用，軸承環與滾動體的滾動面因重複承受壓縮應力，由於材料的疲勞引起剝脫(Flaking)，以致無法使用。所謂軸承壽命，是指在軌道面及滾動面發生剝脫為止的總迴轉數。

此外，燒熔、磨損、龜裂、卡死、生銹等現象雖會使軸承不能使用，但這些現象僅稱之為軸承故障，與壽命定義是有區別的。軸承的選擇錯誤、安裝不良、潤滑不當及密封不良都是造成這些現象的原因，把這些原因消除掉即可避免軸承的故障。

通常作用在工具機主軸上的負荷相對較小，因此，相較於額定壽命，下述的使用條件對軸承性能(迴轉精度、剛性、發熱等)影響更大，需要特別考慮。

- (1) 軸承高速運轉時
- (2) 預壓大時
- (3) 軸發生較大撓曲時
- (4) 內外環溫差大時

4.1 基本額定壽命與基本動額定負荷

即使將一批同樣軸承以同樣的條件下運轉，壽命也會有相當的差異，這是因為材料疲勞本身就是有差異性所致。因此關於軸承壽命，以統計上考量材料疲勞的差異性，採用下述定義的基本額定壽命。

所謂基本額定壽命：即是一批相同的軸承以同一條件進行運轉時，其中90%的軸承(信賴度90%)不會發生滾動疲勞而剝脫的總迴轉數。若以某固定轉速運轉時，則以總迴轉時間表示。

所謂基本動額定負荷，即是指滾動軸承的負荷能力，也就是說在這種負荷條件下，可以使軸承達到100萬轉的基本額定壽命。在尺寸表中，TPI採用標準材料及製造方法所生產軸承的基本動額定負荷。特別材料及製造方法所生產的軸承基本額定負荷請洽TPI。

基本額定壽命、基本動額定負荷以及軸承負荷之間有如下式的關係，對滾珠軸承而言

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^p$$

其中，

$p=3$ (滾珠軸承)

L_{10} ：基本額定壽命 10⁶轉

C_r ：基本動額定負荷 N或kgf

P ：基本動等值負荷 N或kgf

n ：迴轉數 min⁻¹

在組裝幾個軸承的機械裝置中，任何一個軸承因滾動疲勞而破損為止的壽命視為軸承全體的總合壽命 L ，則可求出

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e} \right)^{1/e}}$$

其中， $e=10/9$ (滾珠軸承)

L ：軸承全體的總合基本額定壽命 h

L_1, L_2, \dots, L_n ：個個軸承 1, 2, ..., n 的基本額定壽命 h

在一定時間比例中負荷條件變化時，壽命 L_m 可求出

$$L_m = \left(\frac{\Phi_1}{L_1} + \frac{\Phi_2}{L_2} + \dots + \frac{\Phi_j}{L_j} \right)^{-1}$$

其中，

Φ_j ：各條件的使用頻率 ($\sum \Phi_j=1$)

L_j ：各條件時的壽命

4.2 修正係數的軸承壽命

軸承的基本額定壽命(可靠度90%)，可依前面所述公式求出，但因不同用途，有時需要高於90%以上的可靠度來求出軸承壽命。此外採用先進的特別材料與製造方法時，可延長軸承壽命。而且根據彈液動潤滑理論(EHL)，使用條件(潤滑、溫度和速度等)亦明顯影響軸承壽命。

考慮到上述因素的軸承壽命，可採用ISO 281規定的壽命修正係數求出。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

其中，

L_{na} ：考慮了可靠度、材料、使用條件等因素的修正壽命10⁶轉

a_1 ：可靠度壽命修正係數

a_2 ：材料、製造方法壽命修正係數

a_3 ：使用條件的壽命修正係數

4.3 新壽命計算公式

傳統軸承壽命計算，是根據Lundberg-Palmgren理論 (L-P理論)，軸承壽命與引發疲勞之最大正交應力(σ)，發生的深度(z₀)，及受應力體積(V)有關，如圖4-1所示

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{N^e \tau_0^c}{z_0^h} V$$

在許多應用場合，用L-P理論配合修正係數，也就是上述修正係數的軸承壽命所得之預測過於保守。這種情況特別在一些輕負荷應用的場合；例如，一些赫茲應力小於1400MPa的應用。

Ioannides-Harris 理論(I-H理論)是L-P理論的衍生，提出疲勞界限應力的概念，同時，受應力體積是由許多單元體積(ΔV_i)所組成壽命體積分

$$\ln \frac{1}{\Delta S_i} \propto \frac{N^e (\sigma_{VM,i} - \sigma_{VM,lim})^c \Delta V_i}{z_i^h}$$

在I-H理論中，最主要的特點是它考慮在滾動件表面下(含)任何位置之總應力(相較於疲勞界限應力)，而這應力採用von Mises應力。藉由數值積分來計算受應力區內 von Mises應力來決定滾珠-軌道面接觸下之壽命，軸承疲勞壽命由內外環、滾動體之壽命在統計上總合來決定。當滾動件之所有應力未超過此應力時，軸承疲勞破壞將不會發生。圖4-2表示軸承亦有類似於機械結構疲勞存在的疲勞界限應力。圖4-3為I-H理論下固定的壽命體積分。

圖4-1 L-P理論下固定的受應力體積

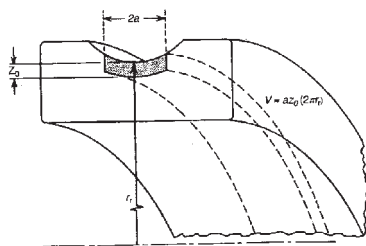


圖4-2 軸承的疲勞界限應力

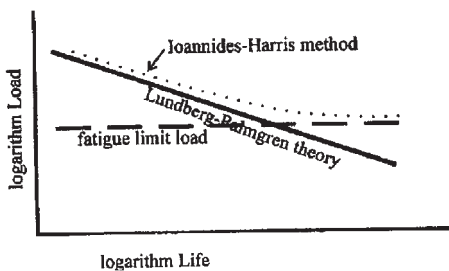
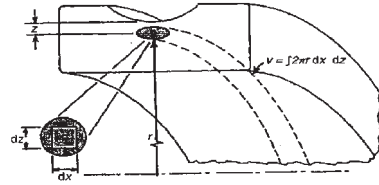


圖4-3 I-H理論下固定的壽命體積分



L-P理論假設只在單純赫茲應力下，然而，在複雜應力下，來決定滾珠-軌道面接觸下之壽命之壽命體積分不再是固定之形狀，尤其當表面考慮有摩擦造成之剪應力時，考慮用von Mises應力來取代最大正交應力時，主要因為最大正交應力的許多限制，如表面剪應力不會影響最大正交應力。

考慮所有作用在接觸表面，以及存在其內部之所有應力之體積分效應。前者包括對疲勞壽命最有影響的赫茲應力，以及因為接觸潤滑的剪應力和當潤滑之油膜厚度不足以分離兩金屬表面所造成之金屬接觸的摩擦力，進一步，硬質異物入侵在軸承軌道面經輾過造成局部應力集中加在赫茲應力及表面剪應力。後者應力來自環旋轉，軸承內環與軸或外環與殼蓋的配合，滾動件的熱處理，或表面成形和研磨製程。利用模擬分析TH-BBAN程式可將上述複雜外力與應力加以計算，可以避免修正係數間可能出現相關影響的因素排除，得到較真確的結果。有關軸承壽命部分，TH-BBAN使用

$$L_{nM} = A_1 A_{SL} \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

其中，

$$A_{SL} = \frac{L_{actual}}{L_{LP}} = \frac{u \left\{ \int_V \frac{(\sigma_{VM,i} - \sigma_{VM,lim})^c}{z^h} dV \right\}^{1/e}_{actual}}{u \left\{ \int_V \frac{(\sigma_{VM,i})^c}{z^h} dV \right\}^{1/e}_{LP}}$$

A_{SL}稱為應力-壽命係數，發展之TH-BBAN也是後來新版ISO 281:2007的基礎，參考文獻。

新版ISO 281:2007 提出新的軸承壽命公式

$$L_{nM} = A_1 A_{ISO} L_{10}$$

L_{nM}：考慮在可靠度(100-n)%下，修正基本額定壽命 10⁶轉

A₁：可靠度-壽命係數

A_{ISO}：整合壽命係數,包括材料特性、疲勞界限應力、異物混入(ISO 4406異物污染程度及潤滑條件)

4.4 靜額定負荷與容許軸向負荷

滾動軸承一旦承受負荷，滾動體和軌道環接觸面就會產生局部性永久變形。這種變形量會隨著負荷的增大而變大，若超過某種程度時還會影響軸承的順暢迴轉。

據經驗所知，承受最大應力的滾動件和軌道的接觸部中央，永久性總變形量最大不超過滾動件直徑的0.0001倍為不影響軸承的順暢迴轉的限度。

所謂基本靜額定負荷即是會到達這種永久性變形量極限值的一定靜負荷，徑向軸承以純徑向負荷表示，施加這樣的負荷時，承受最大負荷的滾動件和軌道接觸部中央的接觸應力值，其中滾珠軸承(不含自動對位滾珠軸承)值為4200MPa或428kgf / mm²。

容許的靜等值負荷通常以前述之基本靜額定負荷為限度，但為達到順暢的迴轉及摩擦的要求，有時採取較大或較小的基本靜額定負荷。一般採下式及安全係數來決定。

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{0\max}}$$

其中，

S_0 ：安全係數(表4-1所示)

$P_{0\max}$ ：徑向軸承之最大靜等值負荷 N或kgf

C_0 ：徑向軸承之基本靜額定負荷 N或kgf

表4-1 安全係數 S_0 的下限值

運轉條件	滾珠軸承	滾子軸承
需要高迴轉精度時	2	3
需要普通的迴轉精度時(通用)	1	1.5
容許迴轉精度稍為惡劣時 (低速迴轉、重負荷用等)	0.5	1

備註：振動、衝擊負荷時，需加上衝擊之負荷係數來求 $P_{0\max}$ 。

工具機主軸用軸承因為要在靜止狀態下更換刀具，可能存在有較大軸向負荷作用的情況。軸承上施加的軸向負荷有一個容許值，稱為容許軸向負荷。這容許軸向負荷定義任一兩種情況發生之最大軸向負荷：1)滾動體與內環或外環的軌道面之接觸橢圓邊緣接觸到內環外徑或外環內徑；2) 滾動體與內環或外環的軌道面之接觸應力達4200MPa或428kgf / mm²。不同型號的軸承之容許軸向負荷可以參考精密軸承尺寸表。

4.5 高速用軸承之壽命

主軸用軸承在高速下運轉，加上外部作用力，軸承內部各滾動體必須考慮因為離心力等的影響，作用在滾動體上的摩擦力和轉矩與油膜厚度、彈液動潤滑、和牛頓流體有關。

對於包含滾珠摩擦和轉速的決定，另外需增加對軸承內環5個力和力矩平衡方程式，以及作用在軸承旋轉平面方向的保持器扭矩，由此可以決定保持器轉速，在這種情形下，共有9Z+6個非線性方程式需數值求解，高速軸承之壽命需由TH-BBAN程式求解。

4.6 混合式軸承之壽命

當計算含陶珠之混合(hybrid)軸承壽命時，可以視為相同內部設計之一般鋼珠軸承。混合軸承中之氮化矽陶珠(Si_3N_4)硬度比鋼珠高，雖然這會造成滾動體和軌道面較大之接觸應力，然而，實際應用上，混合軸承的壽命較鋼珠軸承的來的長。一般相信， Si_3N_4 陶珠有以下之優點：1)低密度的關係，減少因為離心力和慣性的影響；2)陶瓷材料與軸承鋼比軸承鋼間的親和性小，不易產生咬傷磨損(adhesive wear)；3)較佳的表面粗度對潤滑條件有助益。

文獻：

R. Barnsby, T. Harris, E. Ioannides, W. Littmann, T. Loesche, Y. Murakami, W. Needelman, H. Nixon, and M. Webster, "Life Ratings for Modern Rolling Bearings", ASME Paper 98-TRIB-57 (October 26, 1998).

T. A. Harris and M. H. Kotzalas, "Rolling Bearing Analysis: Advanced Concepts of Bearing Technology", pp.209~258, 5th Ed., CRC Press, (2007).

5 軸承預壓和剛性

5.1 主軸的剛性

當設計工具機時，依經驗想得到好的加工結果，選擇容許的靜變形量是不二法門。工具機的主軸剛性分為軸的剛性與軸承剛性。主軸鼻端或加工點之撓曲是討論主軸剛性的重點，影響主軸徑向剛性之參數包括主軸垂懸端、主軸直徑、軸承間跨距、及軸承之徑向剛性等；而影響主軸軸向剛性主要來自預壓下組配軸承之軸向剛性。

軸承剛性是在負荷情況下軌道面與滾動體間的彈性變形所決定，通常軸承會施加預壓以提高剛性。當需要高徑向剛性時，常使用圓筒型滾子軸承，但由於接觸與滑動比滾珠軸承增加，對高速運轉不利。軸向負荷則多使用斜角滾珠軸承來承受，接觸角大的斜角滾珠軸承擁有較大的剛性。滾動體的大小與數量亦會影響軸承的剛性表現。近來， Si_3N_4 陶珠之高楊氏係數特性，使用陶珠混合(hybrid)軸承可以提高軸承的剛性。TPI之高速版HSE軸承是兼顧低摩擦熱產生率或Ball skidding程度與高剛性之內部最佳化設計之軸承。

5.2 軸承的預壓

軸承的預壓方式有定位預壓和定壓預壓兩種，參考圖5-1所示。定位預壓是固定軸承的位置，對提高剛性有效。因為定壓預壓是採用彈簧作預壓，所以在運轉中即使有熱影響及負荷影響而使軸承間位置發生變化，也可保持恒定的預壓量，適用於高速的應用。

圖5-1 軸承定位預壓和定壓預壓方式

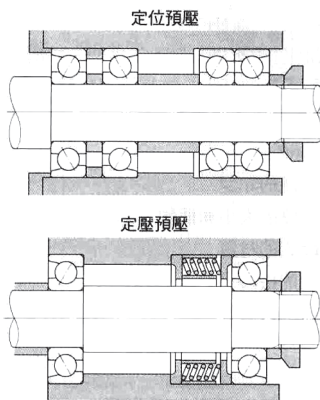
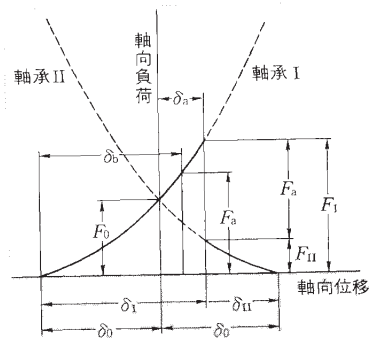
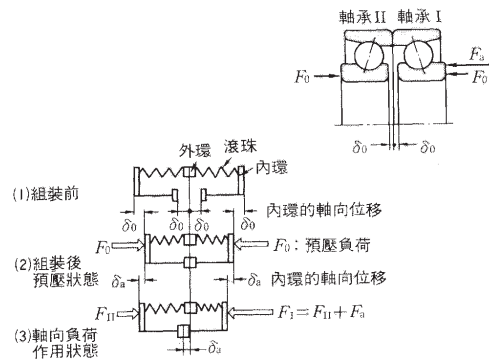


圖5-2用來解釋軸承預壓後剛性增加的效果。如圖中，組合斜角滾珠軸承內環作軸向緊壓密接後，軸承I、II分別產生 δ_0 之軸向位移，即施加了 F_0 之預壓。

此時進一步，從外部再加上軸向負荷 F_a 時，則軸承I的位移量會增加 δ_a 、而軸承II則減少 δ_a ；這時候，施加於軸承I、II的負荷，分別為 F_I 和 F_{II} 。在沒有預壓狀態的軸承I，若施加予軸向負荷 F_a 時的位移量為 δ_0 ；比較施加預壓與否的相同 F_a 軸向負荷狀況下，顯然 δ_a 比 δ_0 小，顯示提高了軸承剛性。當持續施加軸向負荷時使位移量 δ_0 等於 δ_0 時，即 $F_{II}=0$ 或 $F_I=2.83 F_0$ ，這時，軸承II完全沒有預壓，軸承I的負荷 $2.83 F_0$ 稱為界限軸向負荷，此負荷與軸承配列和接觸角有關。

圖5-2 預壓負荷示意圖



5.2.1 軸承標準預壓

斜角滾珠軸承的初始預壓量由裝配後或運轉時所需必要剛性、精度和運轉時的溫度上升等條件決定。根據運轉時所需功能選擇適當的預壓量十分重要，圖5-3列出影響預壓之主要可能因素。其中，在組配後預壓需考慮內環與軸緊配合時所增加之預壓，進一步資料請洽TPI。TPI根據市場使用之需要，以使用實績定出由輕至重L(輕預壓)、N(正常預壓)、M(中預壓)、及H(重預壓)等4種預壓值，其預壓大小與動額定負荷成比例，上述之預設預壓因各廠牌定義不同而異，表5-1以7014C為例各廠牌預設預壓之比較。表5-9為斜角滾珠軸承各型號標準預壓(N)、軸向剛性(N/ μm)、及量測面差(μm)等數據。在測定面差

時，為使預壓值安定，會在軸承施加軸向測定負荷，表5-9所列量測面差是在此測定負荷下—DB或DF組配下的面差；亦即，以圖5-2為例，實際面差為 $-2\delta_0$ ，考慮補正值後即為測量面差。表5-2為不同斜角滾珠軸承之面差測定負荷。(正、負值定義參考附錄IV)

對於HTA軸向負荷用之斜角滾珠軸承與BS滾珠螺桿支持用止推型斜角滾珠軸承之標準預壓參考表5-10。

圖5-3 影響預壓之可能因素

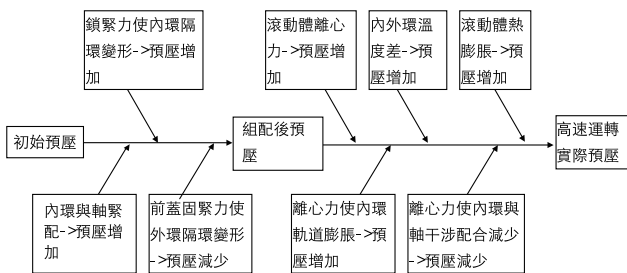


表5-1 7014C各廠牌預設預壓之比較

廠牌 預壓	TPI	NTN	NSK	FAG	SKF	備註
輕預壓	L(0.3)	L(0.2)	EL(0.3)	—	A(0.3)	以7014C 為例,括號 內0.3表 0.3%Cr。
正常預壓	N(0.6)	N(0.6)	L(0.6)	L(0.6)	B(0.8)	
中預壓	M(1.6)	M(1.2)	M(1.6)	M(1.8)	C(1.5)	
重預壓	H(3.1)	—	H(3.1)	H(3.8)	—	

表5-2 不同斜角滾珠軸承之面差測定負荷

軸承外徑 D (mm)		軸向測定負荷 (N)
超過	到	
10(含)	50	24.5
50	120	49
120	200	98

5.2.2 預壓之調整

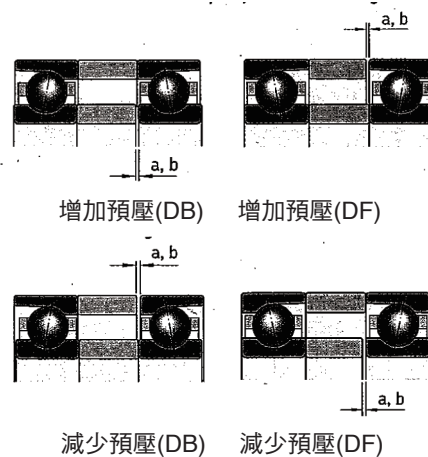
對於單純的背對背DB或面對面DF組配時，當要調整預壓時，可經由間隔環(簡稱隔環)寬度差異來調整。例如，以DB組配來說，隔環寬度縮減做在外隔環會減少預壓；反之，隔環寬度縮減做在內隔環會增加預壓。對於DF組配來說，隔環寬度縮減做在外隔環會增加預壓；反之，隔環寬度縮減做在內隔環會減少預壓，參考圖5-4所示。若是利用不同預設預壓之軸承進行預壓之調整，不建

議直接在軸承上進行調整，還是需要使用隔環來進行調整，預設預壓間之調整量，可利用表5-9上各預壓之面差之差值(正值)，依預壓之增減與圖5-4來調整隔環寬度，參考下例：

表5-2 標準預壓間之調整量

標準預壓間調整	隔環寬度縮減量(正值)	預壓變化
N(正常預壓)->L(輕預壓)	I(L面差)-(N面差)	減少預壓
N(正常預壓)->M(中預壓)	I(M面差)-(N面差)	增加預壓
N(正常預壓)->H(重預壓)	I(H面差)-(N面差)	增加預壓

圖5-4 增減少預壓之隔環調整



若對於並列組配DT的情形，在考慮隔環寬度縮減時必須考慮並列組配下軸向位移會因不同並列組配(1列，2列..)下而所有差異，在考慮相同預壓下的情況參考表5-4。









表5-4 不同並列配列下軸向位移之與DT配列之差異

並列配列之列數	1	2	3	4
軸向位移	δ_a	$0.63 \delta_a$	$0.48 \delta_a$	$0.40 \delta_a$

儘管如此，一般設計上選定軸承之組配方式及其接觸角(含混合接觸角)，在組配負荷下，各軸承之軸向位移是可以計算求得的但不特別指定其值；只要考慮需要之剛性等主軸需求再決定其預壓即可。倒是因為軸承組配之不同，相對於剛性之預壓大小因而不同的情形，可參考表5-5得到該軸承組配下之預壓。

$$P_r = P_i \cdot P_{ro} \quad N$$

表5-5 不同軸承組配下之預壓調整係數 P_1

軸承配置		係數 P_1	
		DB	1.00
		DBT	1.35
		DTTB	1.60
		DTBT	2.00

5.3 軸承的剛性

軸承剛性是在負荷情況下軌道面與滾動體間的彈性變形所決定。對於斜角滾珠軸承，考慮純徑向 F_r 或軸向負荷 F_a 下，其位移分別如下：

$$\delta_r = 5.848 \times 10^{-3} \cdot F_r^{2/3} \cdot (iZ)^{-2/3} \cdot D_w^{-1/3} \cdot \cos \alpha^{5/3}$$

$$\delta_a = 2 \times 10^{-3} \cdot F_a^{2/3} \cdot (iZ)^{-2/3} \cdot D_w^{-1/3} \cdot \sin \alpha^{5/3}$$

在此， δ_r 為受純徑向負荷下的徑向位移 mm

δ_a 為受純軸向負荷下的軸向位移 mm

F_r 為徑向負荷 kgf

F_a 為軸向負荷 kgf

i 為列數

Z 為滾珠數

D_w 為滾珠直徑 mm

α 為接觸角度

在表5-9與表5-10所列之剛性之定義為DB或DF組配下，軸向位移1 μm 所需之軸向負荷，稱為軸向剛性。斜角滾珠軸承承受之軸向負荷在未達到界限軸向負荷之前，可以提供一穩定的剛性特性。軸向剛性藉由上式與其定義可以計算求得近似值，特別是輕與正常預壓；對於中與重預壓的情形下，因為最終接觸角與初始接觸角差別較大，上述軸(或徑)向位移與軸(或徑)向負荷的關係不再適用，需利用較精確的方法並藉數值運算如TH-BBAN程式來達成。

軸承徑向剛性與軸向剛性不同，當接觸角變大時，其剛性反而減小，另外，徑向剛性會因軸向與徑向負荷的比例不同而有明顯的變化。在實際經驗上，表5-5與表5-6列出在不同預壓、接觸角、及軸承組配下，徑向剛性對軸向剛性的比值。

$$R_r = q_1 \cdot q_2 \cdot R_a$$

$$R_a = q_1 \cdot R_a \quad \text{N}/\mu\text{m}$$

其中， q_1 為軸承組配之調整係數，參考表5-6

q_2 為接觸角與預壓之調整係數，參考表5-7

表5-6 軸承組配之調整係數 q_1







軸承配置		徑向	軸向	
		DB	1.00	1.00
		DBT	1.54	1.48
		DTBT	2.00	2.00

表5-7 接觸角與預壓之調整係數 q_2

預壓	L	N	M	H
接觸角				
15°	6.5	6.0	5.0	4.5
18°	4.5			—
25°	2.0			
30°	1.4			

5.4 界限軸向負荷

外部軸向負荷施加在預壓軸承時，負荷使預壓軸承失去滾珠與內外環之接觸狀態之最大負荷稱之為界限軸向負荷，此時若持續增加該負荷可能因滾珠滑動造成表面損傷，甚至失效。

表5-8列出不同軸承組配與接觸角(含混合接觸角)下，得到之界限軸向負荷。其中，混合接觸角可以應用在單軸向方向為主之場合，此舉可增加工作側軸承的界限軸向負荷，而減少非工作側軸承的界限軸向負荷；亦即，增加工作側軸承的剛性，而減少非工作側軸承的剛性。例如，在相同之預壓下，可以將非工作端軸承之接觸角比工作側軸承的減少3~5度，使工作側軸承的界限軸向負荷增加16~32%，主軸的剛性亦增加。

表5-8 不同軸承組配與接觸角下之界限軸向負荷

單位： $P_m(\text{N})$









軸承配置		界限軸向負荷				
α 表接觸角 1,2表工作側與非工作側軸承		$\alpha_1 = \alpha_2$		$\alpha_1 = 25^\circ,$ $\alpha_2 = 15^\circ$		
		P_{d1}	P_{d2}	P_{d1}	P_{d2}	
		DB	2.83	2.83	5.90	1.75
		DBT	4.16	2.08	9.85	1.45
		DTBB	5.40	1.80	13.66	1.33
		DTBT	2.83	2.83	5.90	1.75

表5-9(1) 斜角滾珠軸承70C系列標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性、與面差值											
		L			N			M			H		
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)
7000C	10	15	14	(2)	30	19	(-2)	85	30	(-10)	165	43	(-19)
7001C	12	15	14	(2)	35	19	(-2)	85	31	(-10)	170	43	(-19)
7002C	15	20	17	(1)	40	23	(-3)	100	37	(-11)	195	51	(-19)
7003C	17	20	19	(1)	40	25	(-3)	105	39	(-11)	205	55	(-19)
7004C	20	35	24	(-2)	65	32	(-6)	180	51	(-17)	345	71	(-28)
7005C	25	35	26	(-2)	70	35	(-6)	185	54	(-17)	360	76	(-28)
7006C	30	45	31	(0)	90	41	(-5)	240	64	(-16)	470	90	(-28)
7007C	35	55	36	(-1)	115	48	(-6)	305	75	(-19)	595	104	(-32)
7008C	40	60	40	(-1)	125	53	(-7)	330	83	(-19)	640	115	(-31)
7009C	45	75	44	(-2)	145	58	(-8)	390	90	(-21)	755	125	(-35)
7010C	50	80	48	(-3)	155	63	(-8)	415	99	(-21)	805	137	(-34)
7011C	55	100	53	(-5)	205	71	(-11)	545	110	(-26)	1060	152	(-42)
7012C	60	105	56	(-5)	210	74	(-11)	560	115	(-26)	1085	159	(-41)
7013C	65	110	61	(-5)	225	80	(-11)	595	124	(-26)	1150	172	(-41)
7014C	70	140	67	(-7)	280	88	(-14)	750	136	(-30)	1455	188	(-48)
7015C	75	145	69	(-7)	290	92	(-14)	770	141	(-30)	1490	195	(-47)
7016C	80	175	75	(-5)	350	99	(-13)	940	153	(-32)	1820	211	(-51)
7017C	85	180	78	(-5)	360	103	(-13)	965	158	(-31)	1865	218	(-50)
7018C	90	215	83	(-7)	430	109	(-16)	1145	169	(-36)	2220	233	(-58)
7019C	95	220	86	(-7)	440	114	(-15)	1175	175	(-36)	2280	241	(-57)
7020C	100	225	90	(-6)	450	118	(-15)	1205	182	(-35)	2335	250	(-56)

(70系列C角度:15° 接觸角,鋼珠)

表5-9(2) 斜角滾珠軸承70AD系列標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性、與面差值											
		L			N			M			H		
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)
7000AD	10	25	34	(0)	45	43	(-2)	140	67	(-9)	270	89	(-16)
7001AD	12	25	34	(0)	45	44	(-2)	140	67	(-9)	275	89	(-16)
7002AD	15	25	40	(0)	55	52	(-3)	160	80	(-9)	315	106	(-16)
7003AD	17	30	44	(0)	55	56	(-3)	170	86	(-9)	335	114	(-16)
7004AD	20	50	57	(-2)	95	73	(-5)	285	112	(-13)	565	149	(-21)
7005AD	25	50	61	(-2)	100	78	(-5)	300	120	(-13)	590	159	(-21)
7006AD	30	65	72	(-1)	130	93	(-4)	390	142	(-13)	765	188	(-22)
7007AD	35	80	85	(-2)	165	109	(-5)	490	166	(-15)	965	220	(-24)
7008AD	40	90	94	(-2)	175	121	(-5)	525	184	(-14)	1035	243	(-24)
7009AD	45	105	103	(-2)	210	132	(-6)	625	201	(-16)	1225	265	(-26)
7010AD	50	110	113	(-2)	220	145	(-6)	665	221	(-16)	1305	290	(-26)
7011AD	55	145	126	(-4)	290	162	(-8)	875	246	(-19)	1715	324	(-31)
7012AD	60	150	131	(-4)	300	169	(-7)	895	257	(-19)	1760	338	(-30)
7013AD	65	160	143	(-4)	315	184	(-7)	945	279	(-18)	1860	366	(-30)
7014AD	70	200	157	(-5)	400	202	(-9)	1200	306	(-22)	2355	402	(-35)
7015AD	75	205	163	(-5)	410	210	(-9)	1225	318	(-21)	2405	418	(-34)
7016AD	80	250	176	(-4)	500	227	(-9)	1500	343	(-23)	2945	451	(-37)
7017AD	85	255	184	(-4)	510	236	(-9)	1535	357	(-22)	3015	469	(-37)
7018AD	90	305	195	(-5)	610	251	(-10)	1830	380	(-26)	3595	499	(-42)
7019AD	95	315	203	(-5)	625	261	(-10)	1875	396	(-25)	3685	519	(-41)
7020AD	100	320	211	(-5)	640	272	(-10)	1920	411	(-25)	3775	538	(-41)

(70系列AD角度:25° 接觸角,鋼珠)

表5-9(3) 斜角滾珠軸承5S1-70C系列標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性、與面差值											
		L			N			M			H		
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)
5S1-7000C	10	20	17	(1)	40	23	(-3)	100	36	(-11)	195	51	(-20)
5S1-7001C	12	20	17	(1)	40	23	(-3)	105	37	(-11)	200	52	(-20)
5S1-7002C	15	25	21	(0)	45	28	(-3)	120	44	(-12)	230	61	(-20)
5S1-7003C	17	25	22	(0)	50	30	(-4)	125	47	(-12)	245	66	(-20)
5S1-7004C	20	40	29	(-2)	80	39	(-7)	210	61	(-18)	410	85	(-29)
5S1-7005C	25	45	31	(-3)	85	41	(-7)	220	65	(-18)	430	90	(-28)
5S1-7006C	30	55	37	(-1)	110	49	(-6)	285	76	(-17)	555	107	(-29)
5S1-7007C	35	70	43	(-2)	135	57	(-7)	360	89	(-20)	705	124	(-33)
5S1-7008C	40	75	48	(-2)	145	63	(-8)	390	98	(-20)	755	137	(-32)
5S1-7009C	45	90	52	(-3)	175	69	(-9)	460	107	(-22)	895	149	(-36)
5S1-7010C	50	95	57	(-4)	185	76	(-9)	490	117	(-22)	955	162	(-35)
5S1-7011C	55	125	63	(-5)	245	84	(-12)	645	131	(-27)	1255	181	(-43)
5S1-7012C	60	125	66	(-5)	250	88	(-12)	665	136	(-27)	1290	188	(-42)
5S1-7013C	65	135	72	(-5)	265	96	(-12)	705	147	(-26)	1370	204	(-41)
5S1-7014C	70	170	79	(-7)	335	105	(-15)	890	162	(-31)	1730	224	(-49)
5S1-7015C	75	175	82	(-7)	345	109	(-15)	915	168	(-31)	1775	232	(-48)
5S1-7016C	80	215	89	(-6)	420	118	(-14)	1120	181	(-33)	2170	250	(-52)
5S1-7017C	85	220	92	(-6)	430	123	(-14)	1145	188	(-32)	2225	260	(-51)
5S1-7018C	90	260	98	(-7)	515	131	(-17)	1365	200	(-37)	2645	276	(-58)
5S1-7019C	95	270	102	(-7)	530	136	(-17)	1405	208	(-37)	2715	287	(-58)
5S1-7020C	100	275	106	(-7)	540	140	(-16)	1435	216	(-36)	2780	297	(-57)

(5S1-70系列C角度:15° 接觸角,陶珠)

表5-9(4) 斜角滾珠軸承HSECE1系列標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性、與面差值											
		L			N			M			H		
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)
HSE000CE1	10	5	12	(5)	10	15	(3)	30	22	(-1)	60	29	(-5)
HSE001CE1	12	5	12	(5)	10	15	(3)	30	22	(-1)	55	29	(-5)
HSE002CE1	15	10	15	(4)	15	19	(2)	40	28	(-3)	80	36	(-7)
HSE003CE1	17	10	16	(3)	15	20	(2)	40	29	(-3)	80	38	(-7)
HSE004CE1	20	15	21	(2)	25	27	(0)	70	39	(-5)	130	51	(-11)
HSE005CE1	25	15	22	(2)	25	28	(0)	70	41	(-5)	135	53	(-11)
HSE006CE1	30	30	30	(3)	55	38	(-1)	150	55	(-8)	290	72	(-17)
HSE007CE1	35	35	33	(2)	70	43	(-2)	185	61	(-11)	355	80	(-20)
HSE008CE1	40	35	37	(1)	75	47	(-2)	195	67	(-11)	380	88	(-20)
HSE009CE1	45	40	40	(1)	75	52	(-3)	205	73	(-10)	400	95	(-20)
HSE010CE1	50	45	44	(0)	95	57	(-4)	250	81	(-12)	485	105	(-23)
HSE011CE1	55	50	49	(0)	100	62	(-3)	270	90	(-12)	520	117	(-22)
HSE012CE1	60	50	51	(0)	105	64	(-3)	275	93	(-12)	530	121	(-22)
HSE013CE1	65	60	56	(-1)	120	70	(-5)	325	102	(-14)	630	132	(-24)
HSE014CE1	70	70	60	(-1)	145	76	(-5)	380	110	(-15)	740	143	(-27)
HSE015CE1	75	80	68	(-2)	155	86	(-6)	420	125	(-16)	810	163	(-27)
HSE016CE1	80	105	74	(0)	205	96	(-5)	545	140	(-16)	1060	182	(-29)
HSE017CE1	85	105	76	(0)	210	99	(-5)	555	144	(-16)	1080	188	(-29)
HSE018CE1	90	110	81	(0)	215	105	(-5)	575	153	(-16)	1120	199	(-28)
HSE019CE1	95	135	87	(-1)	265	112	(-7)	710	163	(-20)	1375	213	(-34)
HSE020CE1	100	135	89	(-1)	270	116	(-7)	725	168	(-19)	1400	219	(-33)

(HSE系列CE1角度:18° 接觸角,鋼珠)

表5-9(5) 斜角滾珠軸承5S1-HSECE1系列標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性、與面差值											
		L			N			M			H		
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)
5S1-HSE000CE1	10	5	14	(4)	15	18	(2)	35	26	(-2)	70	34	(-6)
5S1-HSE001CE1	12	5	14	(4)	15	18	(2)	35	26	(-2)	70	34	(-6)
5S1-HSE002CE1	15	10	18	(3)	20	23	(1)	50	33	(-3)	95	43	(-8)
5S1-HSE003CE1	17	10	18	(3)	20	24	(1)	50	34	(-3)	95	45	(-8)
5S1-HSE004CE1	20	15	25	(1)	30	32	(-1)	80	47	(-6)	155	61	(-11)
5S1-HSE005CE1	25	15	26	(1)	30	34	(-1)	80	48	(-6)	160	63	(-11)
5S1-HSE006CE1	30	35	36	(2)	70	46	(-2)	175	65	(-9)	345	86	(-18)
5S1-HSE007CE1	35	40	40	(1)	85	51	(-3)	215	73	(-11)	425	96	(-21)
5S1-HSE008CE1	40	45	44	(0)	90	56	(-3)	230	80	(-11)	455	105	(-21)
5S1-HSE009CE1	45	45	48	(0)	95	62	(-3)	245	87	(-11)	490	115	(-21)
5S1-HSE010CE1	50	55	52	(-1)	115	67	(-4)	300	96	(-13)	580	125	(-24)
5S1-HSE011CE1	55	60	58	(-1)	115	73	(-4)	320	107	(-13)	630	140	(-23)
5S1-HSE012CE1	60	60	60	(-1)	120	75	(-4)	325	111	(-13)	630	143	(-22)
5S1-HSE013CE1	65	75	67	(-1)	145	84	(-5)	385	121	(-14)	745	156	(-25)
5S1-HSE014CE1	70	90	73	(-2)	170	91	(-6)	455	131	(-16)	880	170	(-27)
5S1-HSE015CE1	75	100	82	(-3)	190	102	(-6)	495	148	(-16)	970	195	(-28)
5S1-HSE016CE1	80	120	88	(-1)	245	114	(-6)	650	166	(-17)	1260	217	(-30)
5S1-HSE017CE1	85	125	91	(-1)	250	118	(-6)	660	171	(-17)	1280	223	(-30)
5S1-HSE018CE1	90	125	96	(-1)	260	125	(-6)	685	181	(-17)	1330	237	(-29)
5S1-HSE019CE1	95	160	103	(-2)	315	133	(-7)	840	193	(-20)	1635	253	(-34)
5S1-HSE020CE1	100	160	106	(-2)	325	137	(-7)	860	200	(-20)	1665	260	(-34)

(5S1-HSE系列CE1角度:18° 接觸角,陶珠)

表5-9(6) 斜角滾珠軸承72C系列標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性、與面差值											
		L			N			M			H		
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	量測 面差 (μ m)
7200C	10	15	14	(2)	30	19	(-2)	85	31	(-10)	170	43	(-19)
7201C	12	20	17	(1)	40	22	(-4)	115	35	(-14)	220	49	(-24)
7202C	15	25	19	(-1)	55	25	(-5)	145	40	(-17)	280	56	(-28)
7203C	17	35	21	(-2)	65	28	(-7)	180	44	(-20)	345	62	(-32)
7204C	20	45	25	(-3)	85	34	(-9)	235	53	(-23)	450	75	(-36)
7205C	25	50	30	(0)	100	40	(-6)	265	62	(-19)	515	87	(-32)
7206C	30	70	35	(-2)	140	47	(-9)	370	74	(-24)	715	103	(-40)
7207C	35	90	40	(-5)	180	54	(-12)	485	85	(-30)	940	118	(-48)
7208C	40	110	46	(-6)	220	62	(-14)	580	96	(-33)	1125	134	(-51)
7209C	45	120	49	(-7)	245	66	(-16)	655	102	(-35)	1265	142	(-55)
7210C	50	130	52	(-7)	255	70	(-16)	685	109	(-35)	1325	151	(-55)
7211C	55	160	58	(-9)	320	78	(-18)	845	121	(-40)	1640	167	(-62)
7212C	60	190	64	(-11)	385	86	(-21)	1025	132	(-45)	1985	184	(-69)
7213C	65	210	67	(-12)	420	90	(-23)	1115	138	(-47)	2165	192	(-72)
7214C	70	230	70	(-8)	455	93	(-20)	1215	144	(-45)	2355	200	(-72)
7215C	75	240	74	(-9)	475	99	(-20)	1270	153	(-45)	2460	212	(-71)
7216C	80	280	80	(-10)	555	107	(-22)	1485	165	(-49)	2875	229	(-78)
7217C	85	310	88	(-11)	625	118	(-24)	1665	181	(-51)	3230	251	(-80)
7218C	90	370	92	(-14)	735	124	(-28)	1960	190	(-59)	3800	263	(-91)
7219C	95	415	98	(-16)	835	132	(-31)	2220	203	(-64)	4305	280	(-98)
7220C	100	445	98	(-17)	895	132	(-33)	2385	203	(-69)	4620	280	(-106)

(72系列C角度:15° 接觸角,鋼珠)

表5-10(1)HTA A軸向負荷用斜角滾珠軸承標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性			
		M		H	
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)
HTA010A DB	50	325	190	650	243
HTA011A DB	55	347	212	695	272
HTA012A DB	60	352	219	704	280
HTA013A DB	65	421	240	841	307
HTA014A DB	70	492	260	984	332
HTA015A DB	75	499	268	998	343
HTA016A DB	80	653	301	1306	384
HTA017A DB	85	663	310	1326	396
HTA018A DB	90	686	329	1372	421
HTA019A DB	95	848	352	1695	449
HTA020A DB	100	861	362	1722	463

表5-10(2)HTA B軸向負荷用斜角滾珠軸承標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性			
		M		H	
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)
HTA010B DB	50	540	339	1080	431
HTA011B DB	55	576	378	1152	481
HTA012B DB	60	582	390	1165	496
HTA013B DB	65	697	427	1393	543
HTA014B DB	70	815	463	1630	589
HTA015B DB	75	826	478	1651	607
HTA016B DB	80	1082	536	2164	681
HTA017B DB	85	1098	553	2196	702
HTA018B DB	90	1134	587	2269	745
HTA019B DB	95	1404	627	2808	797
HTA020B DB	100	1426	646	2851	821

表5-10(3) BS滾珠螺桿支持用止推型斜角滾珠軸承

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性	
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)
BS2047	20	2060	635
BS2562	25	3250	980
BS3062	30	3250	980
BS3572	35	3800	1130
BS4072	40	3800	1130

6 軸承潤滑

滾動軸承除了滾動接觸以外，尚有相當的滑動接觸。所以軸承潤滑的主要目的是，減少軸承各部位的摩擦及磨耗、不產生高溫燒熔。潤滑方法、潤滑劑的適當與否，直接大大地影響到軸承的性能與耐久性。

軸承潤滑使用的油量，造成的摩擦損失，和軸承溫度之間的關係可參考圖6-1。通常在工具機主軸上使用非常少量的潤滑劑，為了儘量減少潤滑帶來的發熱。

軸承潤滑，一般可分滑脂潤滑與油潤滑。滑脂使用方便且密封裝置設計簡單，是滾動軸承使用最多的潤滑劑。然而，在一些如低轉矩需求或高速迴轉之使用條件下，滑脂潤滑無法滿足潤滑需要時，採用油潤滑；油潤滑亦可細分為油霧潤滑、油氣潤滑、和噴射潤滑等。表6-2各種潤滑方法的特徵比較。

圖6-1 油量，摩擦損失，和軸承溫度之間的關係

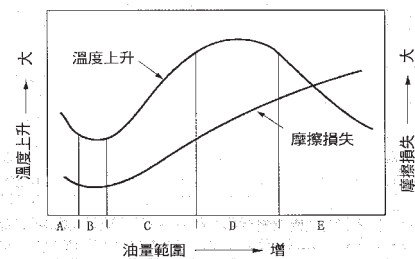


表6-1 各範圍（圖6-1）與潤滑方法

範圍	特徵	潤滑方法例
A	油量非常少時，滾動體和滾動面會產生部分金屬接觸，從而導致軸承磨耗、燒結。	—
B	形成完整的油膜，使摩擦降至最小，溫度也降到最低。	潤滑脂潤滑 油霧 油氣潤滑
C	進一步增加油量時，發熱和冷卻達到平衡。	循環給油
D	溫度的上升幾乎與油量無關，大致相同。	循環給油
E	進一步增加油量可使冷卻效果更加顯著，進一步降低軸承溫度。	強制循環給油 噴射潤滑

表5-10(1)HTA A軸向負荷用斜角滾珠軸承標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性			
		M		H	
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)
HTA010A DB	50	325	190	650	243
HTA011A DB	55	347	212	695	272
HTA012A DB	60	352	219	704	280
HTA013A DB	65	421	240	841	307
HTA014A DB	70	492	260	984	332
HTA015A DB	75	499	268	998	343
HTA016A DB	80	653	301	1306	384
HTA017A DB	85	663	310	1326	396
HTA018A DB	90	686	329	1372	421
HTA019A DB	95	848	352	1695	449
HTA020A DB	100	861	362	1722	463

表5-10(2)HTA B軸向負荷用斜角滾珠軸承標準預壓

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性			
		M		H	
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)	預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)
HTA010B DB	50	540	339	1080	431
HTA011B DB	55	576	378	1152	481
HTA012B DB	60	582	390	1165	496
HTA013B DB	65	697	427	1393	543
HTA014B DB	70	815	463	1630	589
HTA015B DB	75	826	478	1651	607
HTA016B DB	80	1082	536	2164	681
HTA017B DB	85	1098	553	2196	702
HTA018B DB	90	1134	587	2269	745
HTA019B DB	95	1404	627	2808	797
HTA020B DB	100	1426	646	2851	821

表5-10(3) BS滾珠螺桿支持用止推型斜角滾珠軸承

型號	內徑 d	軸承標準預壓、軸向剛性	
		預壓 P_{ro} (N)	剛性 R_{ao} (N/ μ m)
BS2047	20	2060	635
BS2562	25	3250	980
BS3062	30	3250	980
BS3572	35	3800	1130
BS4072	40	3800	1130

6 軸承潤滑

滾動軸承除了滾動接觸以外，尚有相當的滑動接觸。所以軸承潤滑的主要目的是，減少軸承各部位的摩擦及磨耗、不產生高溫燒熔。潤滑方法、潤滑劑的適當與否，直接大大地影響到軸承的性能與耐久性。

軸承潤滑使用的油量，造成的摩擦損失，和軸承溫度之間的關係可參考圖6-1。通常在工具機主軸上使用非常少量的潤滑劑，為了儘量減少潤滑帶來的發熱。

軸承潤滑，一般可分滑脂潤滑與油潤滑。滑脂使用方便且密封裝置設計簡單，是滾動軸承使用最多的潤滑劑。然而，在一些如低轉矩需求或高速迴轉之使用條件下，滑脂潤滑無法滿足潤滑需要時，採用油潤滑；油潤滑亦可細分為油霧潤滑、油氣潤滑、和噴射潤滑等。表6-2各種潤滑方法的特徵比較。

圖6-1 油量，摩擦損失，和軸承溫度之間的關係

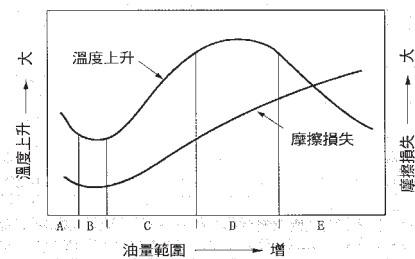


表6-1 各範圍（圖6-1）與潤滑方法

範圍	特徵	潤滑方法例
A	油量非常少時，滾動體和滾動面會產生部分金屬接觸，從而導致軸承磨耗、燒結。	—
B	形成完整的油膜，使摩擦降至最小，溫度也降到最低。	潤滑脂潤滑 油霧 油氣潤滑
C	進一步增加油量時，發熱和冷卻達到平衡。	循環給油
D	溫度的上升幾乎與油量無關，大致相同。	循環給油
E	進一步增加油量可使冷卻效果更加顯著，進一步降低軸承溫度。	強制循環給油 噴射潤滑

表6-2各種潤滑方法的特徵比較

潤滑方法 項目	潤滑脂潤滑	油霧潤滑	油氣潤滑	噴射潤滑
使用	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆
可靠性	☆☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆
減少溫升	☆☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆
冷卻效果	☆	☆☆	☆☆☆	☆☆☆☆
密封結構	☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆
減少功率損耗	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆
降低環境污染	☆☆☆	☆	☆☆	☆☆☆
允許dmN值 ^①	140X10 ⁴	220X10 ⁴	250X10 ⁴	400X10 ⁴

符號說明：

☆☆☆☆：特別有利 ☆☆☆：有利 ☆☆：普通 ☆：差
 ①允許dmN值是概略值 dmN值：滾動體中心直徑mmX轉速min⁻¹

6.1 滑脂潤滑與壽命預測

滑脂是以礦物油或合成油等潤滑油作為基油，加入

表6-3工具機與主軸用軸承滑脂

代號	品名	增稠劑	基油	基油粘度 (40°C) mm ² /S	滴點 (°C)	NLGI 稠度	使用溫度 範圍(°C)	特徵
5K	Multemp SRL	鋰基	ester	26	201	2	-40~+150	泛用,低噪音
15K	Isoflex NBU 15	複合鋇皂	ester+ PAO+礦油	20	>200	2	-40~+130	高速
L712	Kluberspeed BF 72-22	尿素基	ester+ PAO	22	220	2	-50~+120	高速
L433	Asonic Q 74-73	尿素基	ester+ PAO	68	>250	3	-40~+160	高速
L559	Turmogrease Highspeed L252	鋰基	ester	25	>250	2	-40~+150	高速
2AS	Alvania Grease S2	鋰基	礦油	130	>200	2	-25~+120	螺桿支持用

適用範圍：10≤dm≤100, 70≤T≤180, T≤70時,
 T=70; V≥7x10⁶時, V=7x10⁶

鋰基滑脂：

$$\log L = -1.58 \times 10^{-6} \times K \times V \\ - 2.18 \times 10^{-2} T - 9.84 F + 6.33 + K_1$$

適用範圍：10≤dm≤100, 70≤T≤150, T≤70時,
 T=70; V≥7x10⁶時, V=7x10⁶

在此，

L：L50滑脂壽命 小時

K：外環迴轉補正係數(內環迴轉時K=1；外環迴轉

增稠劑而成為半固體狀，以此作載體保持住基油，另為了提高性能而添加各種的添加劑組合而成。

在主軸等在高速要求昇溫較低的情況下，建議使用以油流動性佳、容易油分離之基油，且結構穩定之增稠劑的滑脂，表6-3為泛用與常見使用在主軸用軸承滑脂。

在高速運轉時由於攪拌會導致軸承的發熱量加大，因此，在主軸上應使用較少的滑脂。取決於軸承類型和轉速的封裝滑脂量標準如下。

- 斜角滾珠軸承(dmN值≤65x10⁴):軸承空間容積的15%
 (dmN值>65x10⁴):軸承空間容積的12%
- 圓柱滾子軸承：軸承空間容積的10%
- 圓錐滾珠軸承：軸承空間容積的15%

主軸上使用的典型軸承空間容積一般列於尺寸表中，按上述標準確定封入量。

對於滾珠螺桿上的應用，支持用軸承通常採用滑脂潤滑，建議滑脂參考表6-3，滑脂量為軸承空間容積的25%。

滑脂之壽命預測計算式可參考Kawamura等提出之修正式，計算所得之壽命為L50(信賴度50%)如下：

尿素基滑脂：

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6} \times K \times V \\ - 2.95 \times 10^{-2} T - 8.36 F + 8.50 + K_1$$

時K=根據保持器公轉換算之內環迴轉速度(若在內環迴轉下)/外環迴轉速度)

V：dmN值(定義參考9.2)

$$dm：節圓直徑 \approx \frac{d+D}{2}$$

D：軸承外徑 mm

T：軸承溫度 °C

F：荷重 P/Cr

K1：基油組成時補正係數 (表6-4,6-5)

表6-4 尿素基滑脂K1值

基油	補正係數 K_1
礦油	-0.08
PAO	-0.05
Ester	-0.21
Ether	0.18
礦油+PAO	-0.06
礦油+ Ester	-0.16
PAO+ Ester	0
PAO+ Ether	0
Ester + Ether	0.07

表6-5 鋰基滑脂K1值

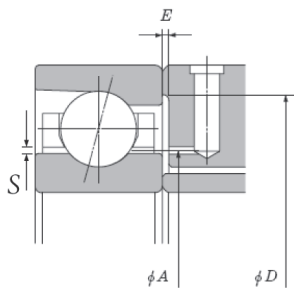
基油	補正係數 K_1
礦油	-0.29
PAO	-0.05
Ester	0.42

6.2 油霧/油氣潤滑

噴霧油潤滑指的是利用壓縮空氣將潤滑油轉為油霧的噴霧潤滑方法。油氣潤滑採用通過壓鎖空氣運送適量的潤滑油，通常採用具有能夠正確計算出所需最小限度的潤滑油並通過定量活塞式分配器以最適當的間隔定時給油作業，油氣潤滑的油粘度為 $10\sim 32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

油氣潤滑建議噴嘴孔徑為 $\phi 1.0\sim 1.5\text{mm}$ ，長度為孔徑的4~6倍。每個軸承設置噴嘴的數量可以每150mm節圓圓周長設置一個噴嘴來以此類推。依表6-6得到使用軸承型號之噴嘴位置，並參考圖6-2之示意圖。

圖6-2 油氣潤滑噴嘴位置示意圖



油氣潤滑是通過大量空氣將潤滑油供給到軸承內部的方法。因此，通過軸承內部的空氣的排放處理非常重要。如果空氣排放不順暢，潤滑油會滯留在軸承內，從而使軸承燒熔。為了提高排氣效率，應擴大排氣側的空間，並設計較大的排氣、排氣孔，從而使空氣得以順暢地流動。另外，在主軸位置在加工時會發生變化時，為了能夠阻止潤滑油因其位置改變發生倒流至軸承內部，應適當設計各部件的擋肩(shoulder)尺寸。不必要的尺寸差異也會造成潤滑油滯留，應該避免。

表6-6 建議採用噴嘴位置

單位：mm

型號	S	ϕA
HSE000CE1	0.80	19.15
HSE001CE1	1.15	22.20
HSE002CE1	1.10	25.65
HSE003CE1	1.00	28.00
HSE004CE1	1.20	33.10
HSE005CE1	1.20	38.10
HSE006CE1	1.20	42.30
HSE007C E1	1.38	48.33
HSE008C E1	1.33	53.68
HSE009CE1	1.33	59.68
HSE010CE1	1.58	64.93
HSE011CE1	1.58	72.43
HSE012CE1	1.58	77.43
HSE013CE1	1.68	82.33
HSE014CE1	1.68	89.33
HSE015CE1	1.88	94.93
HSE016CE1	2.28	102.63
HSE017CE1	2.28	107.63
HSE018CE1	2.28	115.13
HSE019CE1	2.47	119.82
HSE020CE1	2.47	124.82

6.3 噴射潤滑

是從軸承的側面高速噴射潤滑油的潤滑方式，是可靠性最高的潤滑方式，主要應用在噴氣式發動機和燃氣輪機的主軸承等。

作為工具機主軸的潤滑裝置，由於要限制軸承溫度的上升，需要向軸承供給大量的潤滑油，因此，在轉矩損失的主軸驅動的機械上需要大輸出的電動機。使用油料粘度在 $2\sim 3\text{mm}^2/\text{s}$ 的低粘度油。

7 軸承容許轉速

7.1 軸承容許轉速

工具機主軸用斜角滾珠軸承適用於高速、高精度應用。軸承容許轉速列在尺寸表中表示該軸承可以在連續運轉能持續穩定溫度之轉速，參考 dmN 值性能評價。這溫度是在油潤滑下進行的，對於滑脂潤滑，因為潤滑劣化程度較大，容許轉速約油潤滑的65%。

上述軸承的容許轉速的影響因素可分為內在與外在因素；內在因素包括軸承組配、預壓、軸承精度、接觸角、與潤滑方式；外在因素包括軸承箱、主軸配件與軸之精度

表6-4 尿素基滑脂K1值

基油	補正係數 K_1
礦油	-0.08
PAO	-0.05
Ester	-0.21
Ether	0.18
礦油+PAO	-0.06
礦油+ Ester	-0.16
PAO+ Ester	0
PAO+ Ether	0
Ester + Ether	0.07

表6-5 鋰基滑脂K1值

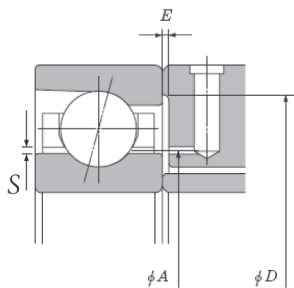
基油	補正係數 K_1
礦油	-0.29
PAO	-0.05
Ester	0.42

6.2 油霧/油氣潤滑

噴霧油潤滑指的是利用壓縮空氣將潤滑油轉為油霧的噴霧潤滑方法。油氣潤滑採用通過壓鎖空氣運送適量的潤滑油，通常採用具有能夠正確計算出所需最小限度的潤滑油並通過定量活塞式分配器以最適當的間隔定時給油作業，油氣潤滑的油粘度為 $10\sim 32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

油氣潤滑建議噴嘴孔徑為 $\phi 1.0\sim 1.5\text{mm}$ ，長度為孔徑的4~6倍。每個軸承設置噴嘴的數量可以每150mm節圓圓周長設置一個噴嘴來以此類推。依表6-6得到使用軸承型號之噴嘴位置，並參考圖6-2之示意圖。

圖6-2 油氣潤滑噴嘴位置示意圖



油氣潤滑是通過大量空氣將潤滑油供給到軸承內部的方法。因此，通過軸承內部的空氣的排放處理非常重要。如果空氣排放不順暢，潤滑油會滯留在軸承內，從而使軸承燒熔。為了提高排氣效率，應擴大排氣側的空間，並設計較大的排氣、排氣孔，從而使空氣得以順暢地流動。另外，在主軸位置在加工時會發生變化時，為了能夠阻止潤滑油因其位置改變發生倒流至軸承內部，應適當設計各部件的擋肩(shoulder)尺寸。不必要的尺寸差異也會造成潤滑油滯留，應該避免。

表6-6 建議採用噴嘴位置

單位：mm

型號	S	ϕA
HSE000CE1	0.80	19.15
HSE001CE1	1.15	22.20
HSE002CE1	1.10	25.65
HSE003CE1	1.00	28.00
HSE004CE1	1.20	33.10
HSE005CE1	1.20	38.10
HSE006CE1	1.20	42.30
HSE007C E1	1.38	48.33
HSE008C E1	1.33	53.68
HSE009CE1	1.33	59.68
HSE010CE1	1.58	64.93
HSE011CE1	1.58	72.43
HSE012CE1	1.58	77.43
HSE013CE1	1.68	82.33
HSE014CE1	1.68	89.33
HSE015CE1	1.88	94.93
HSE016CE1	2.28	102.63
HSE017CE1	2.28	107.63
HSE018CE1	2.28	115.13
HSE019CE1	2.47	119.82
HSE020CE1	2.47	124.82

6.3 噴射潤滑

是從軸承的側面高速噴射潤滑油的潤滑方式，是可靠性最高的潤滑方式，主要應用在噴氣式發動機和燃氣輪機的主軸承等。

作為工具機主軸的潤滑裝置，由於要限制軸承溫度的上升，需要向軸承供給大量的潤滑油，因此，在轉矩損失的主軸驅動的機械上需要大輸出的電動機。使用油料粘度在 $2\sim 3\text{mm}^2/\text{s}$ 的低粘度油。

7 軸承容許轉速

7.1 軸承容許轉速

工具機主軸用斜角滾珠軸承適用於高速、高精度應用。軸承容許轉速列在尺寸表中表示該軸承可以在連續運轉能持續穩定溫度之轉速，參考 dmN 值性能評價。這溫度是在油潤滑下進行的，對於滑脂潤滑，因為潤滑劣化程度較大，容許轉速約油潤滑的65%。

上述軸承的容許轉速的影響因素可分為內在與外在因素；內在因素包括軸承組配、預壓、軸承精度、接觸角、與潤滑方式；外在因素包括軸承箱、主軸配件與軸之精度

公差，正確之迴轉部動平衡，以及充足潤滑條件。

以下是考慮軸承使用時因為上述影響因素而須計算其最大迴轉速 n_{max} ：

$$n_{max} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot n_L \text{ min}^{-1}$$

其中， f_1 為組配與預壓之調整係數，參考圖7-1

f_2 為精度之調整係數，參考表7-1

f_3 為接觸角之調整係數，參考表7-2

n_L 為容許迴轉速，參考尺寸表，不同潤滑方式如滑脂潤滑與油潤滑因為潤滑特性的不同，其值有所差異

圖7-1 軸承配列與預壓之調整係數 f_1

軸承配置		L	N	M	H
	DB	0.85	0.80	0.65	0.55
	DBT	0.75	0.70	0.55	0.40
	DTBT	0.80	0.75	0.60	0.45

表7-1 軸承精度之調整係數 f_2

軸承精度	精度調整係數		
	P2	P4	P5
f_2	1.1	1.0	0.9

表7-2 軸承接觸角之調整係數 f_3

軸承接觸角	接觸角之調整係數		
	15°	18°	25°
f_3	1.00	0.97	0.90

若使用 Si_3N_4 （氮化矽）陶珠，容許迴轉速為使用鋼珠之軸承的1.2倍。若使用樹脂強化型保持器，會受到最高容許轉速dmN值為140萬的限制。

BS止推型斜角滾珠軸承與主軸用斜角滾珠軸承之容許迴轉速不同；主要在於接觸角，預壓等差異造成。計算最大迴轉速 n_{max} 所需之調整係數參考表7-3。

表7-3 BS軸承之調整係數 f_1, f_2, f_3

軸承配列	DF	DFT	DTFT
	DB	DBT	DTBT
f_1	0.58	0.41	0.49
軸承精度	P4		P5
f_2	1.0		0.9
軸承接觸角	60°		
f_3	1.00		

與BS軸承一樣，HTA軸向負荷用斜角滾珠軸承與主軸用斜角滾珠軸承之容許迴轉速不同。計算最大迴轉速 n_{max} 所需之調整係數參考表7-4。

表7-4 HTA B DB軸承之調整係數 f_1, f_2, f_3

軸承預壓	M	H
f_1	1.00	0.85
軸承精度	P4	P5
f_2	1.0	0.9
軸承接觸角	40°	
f_3	1.00	

7.2 軸承摩擦

摩擦是軸承的重要功能之一。通常使用條件下，滾動軸承比滑動軸承摩擦小，特別是起動摩擦低。

滾動軸承摩擦係數以軸承內徑為基準，可用下式來表示。

$$M = \mu P \frac{d}{2}$$

在此，

M ：摩擦力矩(Moment) N·mm 或kgf·mm

μ ：摩擦係數

P ：負荷 N或kgf

d ：軸承內徑 mm

滾動軸承的摩擦係數，除軸承形式外，還因負荷、潤滑及迴轉速度而異，在通常使用條件下，其摩擦係數值參考表7-5所列。

表7-5 各類型軸承之摩擦係數

軸承型式	摩擦係數值 $\mu \times 10^{-3}$
深溝滾珠軸承	1.0 ~ 1.5
斜角滾珠軸承	1.2 ~ 1.8
自動對位滾珠軸承	0.8 ~ 1.2
圓筒型滾子軸承	1.0 ~ 1.5
滾針軸承	2.0 ~ 3.0
滾錐軸承	1.7 ~ 2.5
球面滾子軸承	2.0 ~ 2.5
止推滾珠軸承	1.0 ~ 1.5
止推滾子軸承	2.0 ~ 3.0

8 軸承的使用

8.1 軸承的清洗和滑脂灌入

使用精密滾動軸承時，為了得到最高轉速和較低的溫升效果，軸承的安裝作業十分重要。在安裝這類軸承有清洗、乾燥、灌入滑脂、和溫升跑合等，應在遵守各樣注意事項的基礎上進行。

軸承的清洗即除去防銹油，用精製煤油，或像萘酚高揮發性的溶劑浸泡，再用手轉動清洗後，用苯或乙醇等除去精製煤油，再用噴槍(乾淨的壓縮氣體)吹掉清洗油。(採用油氣潤滑方式時，可直接使用，但建議在清洗後塗上潤滑油或低粘度油後使用)

使用滑脂潤滑時，為了防止滑脂流出，需要使軸承充

分乾燥。另外，應在乾燥後立即封入滑脂，乾燥時可用乾淨的暖空氣或在恆溫槽中進行乾燥。

灌入滑脂的方式可參考以下的照片，如果是斜角滾珠軸承，用注射器或PE塑膠袋對準內環滾動面、滾珠與滾珠之間灌入滑脂。對於是內外環引導之保持器，盡意使用刮刀等塗裝保持器引導面。若由於內環滾動面狹窄無法灌入時，則灌入外環滾動面。此時，應盡量用手轉動使滑脂完全分布在內環側，參考圖8-1、8-2、8-3。

如果是滾子軸承，在滾子表面塗上滑脂時，用指尖轉動滾子，使滾子自轉，使滑脂分布在內環側(或外環側)，參考圖8-4、8-5、8-6之順序。如果在保持器外徑面有滑脂坨，盡量用手指將滑脂塗勻，因為殘留的滑脂坨要能再利用在滾動面，需要花一段時間試運轉。

圖8-1 用注射器或PE塑膠袋對準內環滾動面、球與球之間灌入滑脂

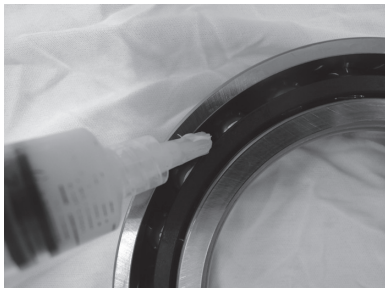


圖8-2 封裝後狀態



圖8-3 用手旋轉使滑脂完全分布在內環側



(斜角滾珠軸承潤滑脂封裝法)

圖8-4 在滾子外徑面側塗上滑脂



圖8-5 在滾子表面塗上滑脂時，用指尖轉動滾子，使滑脂分布在內環側



圖8-6 保持器外徑面有滑脂坨，盡量用手指將滑脂塗勻



(圓柱滾子軸承潤滑脂封裝法)

8.2 軸承跑合運轉(Running In)

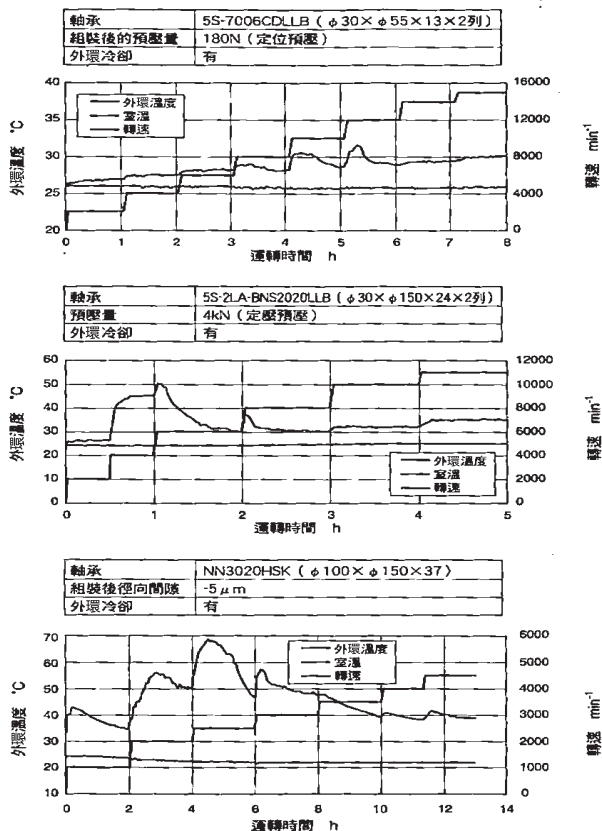
在油潤滑中，由於在較短時間內不會出現峰值溫度且溫度較為穩定，因此跑合相對比較簡單。建議每一個步驟提高轉速2000~3000 min⁻¹，直到接近其最高轉速。每一個步驟的轉速保持 30分鐘左右，但是，對於軸承dmN值超過1百萬的情形時，為了安全考量，每一個步驟提高轉速降為1000~2000 min⁻¹。

在滑脂潤滑中，為使溫度上升穩定，跑合運轉很重要。進行時，在轉速增加時，溫度上升較快，達到峰值後，溫度會緩慢穩定，直到穩定為止需要一定的時間。以滾珠軸承來說，建議每一個步驟提高轉速1000~2000 min⁻¹，而且在溫度穩定後再提高轉速，對於軸承dmN值超過40萬的情形時，每一個步驟提高轉速降為500~1000 min⁻¹。如果是滾子軸承，相對於滾珠軸承，其跑合時的峰值溫度與達到穩定溫度的時間較長。

另外，由於存在因滑脂的起泡作用(whipping)導致溫度上升而產生不穩定的溫升，應在最高轉速下運轉較長的時間。建議每一個步驟提高轉速500~1000 min⁻¹，而且在溫度穩定後再提高轉速，對於軸承dmN值超過30萬的情形時，每一個步驟提高轉速降為500 min⁻¹。

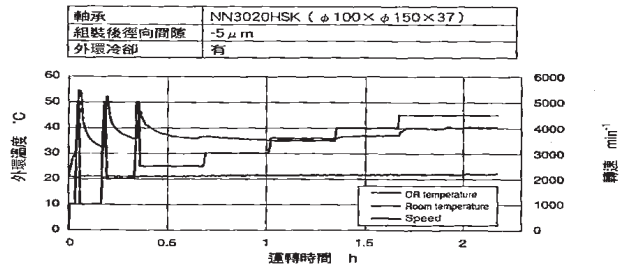
圖8-7從低速開始依次提高轉速，在溫度平衡的狀態下提高轉速。

圖8-7從低速開始依次提高轉速，在溫度平衡的狀態下提高轉速。



另外，亦有方法是主軸運轉數分鐘後達到最高轉速附近，並進行上述步驟數次，參考圖8-8。這種方法好處是可縮短跑合運轉時間，但在開始時因溫度急劇上升，有使滑脂劣化的可能。

圖8-8 運轉數分鐘後達到最高轉速附近，並進行上述步驟數次



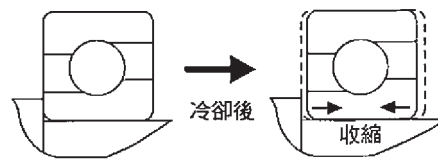
8.3 軸承安裝

在考慮軸與內環干涉的溫度條件下進行，較常用熱壓配合方式組裝，如軸承加熱器。軸承的線膨脹係數為12.5 × 10⁻⁶，加熱溫度為ΔT，內環內徑為φd，配合干涉δ = 12.5 × 10⁻⁶ (d × ΔT)。實際操作，因為接觸軸時，會影響熱平衡，有時需稍微超過計算溫度才容易組裝。

使用樹脂保持器之軸承，加熱溫度以80°C為上限，勿加熱過高溫度，以免損及保持器。

進行熱壓配合方式組裝，由於冷卻時內環產生軸向收縮，軸承和軸肩之間會產生間隙，參考圖8-9。因此當壓配時需確認溫度已降至正常溫度，冷卻後，確認軸承安裝在正確的位置。

圖8-9 熱壓配合後冷卻產生間隙



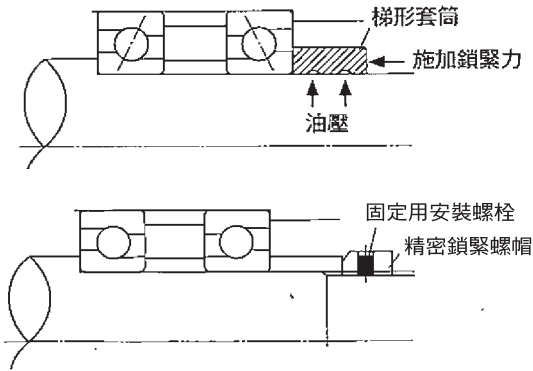
8.4 內環與外環的固定

在主軸上安裝和固定軸承時，通常在內環側用梯形套筒或精密軸承螺帽鎖緊，在外環側用螺栓固緊前蓋。

梯形套筒將因油壓而膨脹的套筒插在軸上，施加所需的壓力(鎖緊力)後，除去油壓，在將套筒固定在軸上的同時向軸承提供鎖緊力，是一種比較容易的固定方法。但是，由於套筒的固定是只通過與軸的干涉實現的，所以，軸產生彎曲及受到力矩負荷時會鬆動。

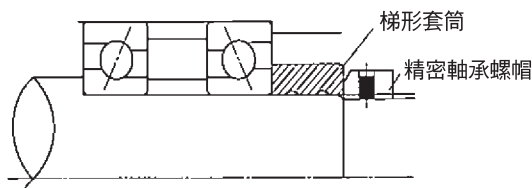
因此，在大多數的情況下採用如圖8-10所示的與軸承螺帽並用的固定方法。

圖8-10 用梯形套筒或精密軸承螺帽鎖緊



用精密鎖緊螺帽鎖緊時，通過控制軸承力矩施加指定的鎖緊力，如圖8-11。另外，使用精密鎖緊螺帽固定軸承時應注意軸承座面與軸之間的垂直度需保持在3 μm以下。

圖8-11 用精密軸承螺帽鎖緊



由於精密鎖緊螺帽的螺紋面與軸的螺紋面，以及精密鎖緊螺帽組成的滑動面，鎖緊力矩與鎖緊力之間關係如下所式，而該關係式會因鎖緊時的摩擦係數發生變化。另外，有必要進一步用測力隔環或相似品確認鎖緊力矩與鎖緊力之間關係。

$$F = \frac{M}{(d/2) / \tan(\beta + \rho) + r_n \mu_n}$$

- F : 螺帽的鎖緊力 N
- M : 螺帽的鎖緊力矩 N · mm
- d : 螺帽的有效直徑 mm
- ρ : 螺紋面的摩擦角

$$\tan \rho = \frac{\mu}{\cos \alpha}$$

β : 螺紋的導角

$$\tan \beta = \frac{\text{螺紋的條數} \times \text{節距}}{\pi d}$$

- r_n : 螺帽啮合面的平均半徑 mm
- μ_n : 螺帽啮合面的摩擦係數 mm μ_n ≅ 0.15
- μ : 螺紋面的摩擦係數 mm μ ≅ 0.15
- α : 螺紋牙型的半形

在主軸上安裝和固定軸承時，內環鎖緊力會導致隔環軸向彈性變形，影響預壓。特別是DB，DBDT，或DBT等背對背組配時，由於內環鎖緊力造成隔環彈性變形使面差增加，因此使得組配後和運轉中之預壓增加；雖然內環鎖緊力有可能同時造成隔環和內環的軸向彈性變形，依經驗只需考慮隔環的彈性變形。內環隔環的鎖緊力根據經驗使用表8-1所示之值。

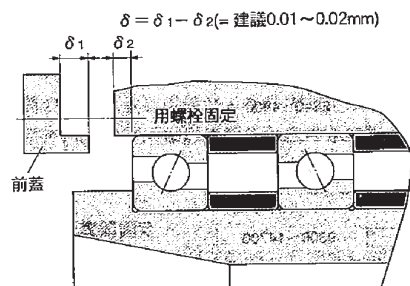
最後，軸承的外環用螺栓在軸承殼的肩部和主軸前蓋間固緊並鎖住。前蓋利用螺栓孔(6~8個)固定，如圖8-12所示。正常的外環壓邊餘量約為0.01~0.02mm，如果壓邊餘量大或鎖緊螺栓少，可能導致軸承環的真圓度變差。因此，為了避免外環軌道面變形，建議軸承箱與軸外徑鬆配合，同時使用較多螺栓孔固定。

表8-1 螺帽鎖緊力與前蓋壓邊餘量

軸承內徑 mm	螺帽鎖緊力 N	前蓋壓邊餘量 mm
20	2940~4900	0.01~0.02
25		
30		
35		
40		
45	4900~9800	
50		
55		
60		
65		
70		
75		
80		
85	14700~24500	
90		
95		
100		
105		
110		
120		
130		
140		24500~34300
150		
160		
170		
180	(34300~44100)	
190		
200		
220		
240		
260		
280		
300		

注1) 根據圖面和到目前為止的實際情況決定螺帽的鎖緊力。但是，因軸承內徑φ220沒有實際應用資料，因此，加上()表示為參考值。
注2) 軸和內環的配合干涉大時，需要取2倍於計算值的鎖緊力。

圖8-12 外環壓邊餘量示意圖



8.5 BS軸承的啟動轉矩

BS軸承為止推型斜角滾珠軸承，接觸角為60度，通常以組配型式之2~4列方式使用。BS組配軸承的啟動轉矩與軸承組配的預壓有關，在標準預壓下，其啟動轉矩之參考值如表8-2。

表8-2 BS軸承啟動轉矩之參考值

配列方式	啟動轉矩(參考值) N-mm			
	DF DB	DFT DBT	DTFT DTBT	DFTT DBTT
BS2047	175	245	355	275
BS2562	305	420	615	470
BS3062	305	420	615	470
BS3572	380	510	755	590
BS4072	380	510	755	590

8.6 圓柱滾子軸承的間隙調整

在NC車床和自動換刀中心加工機等工具機主軸上使用圓柱滾子軸承，在軸承內部間隙0至負值時，通常使用內環內徑表面程錐形孔型的圓柱滾子軸承。

軸承的內部間隙是利用軸承內徑錐形孔和主軸錐體部分相配合，在軸向方面移動使內環膨脹而進行調整。為了調整軸承的內部間隙，有通過調整墊圈的方法和使用安裝後內部間隙調整規等兩種方法進行。

8.6.1 間隙測定-隔環調整法

(a)先計算外環的收縮量，利用以下的公式計算出外環收縮量：

$$\Delta G = \Delta_{def} \cdot \frac{D_n}{D} \cdot \frac{1 - (D/D_1)^2}{1 - (D_0/D)^2 \cdot (D/D_1)^2}$$

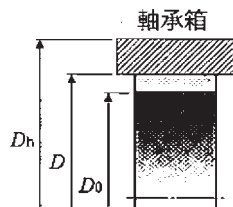
在此， ΔG 為外環收縮量 mm

D_1 為軸承箱外徑尺寸 mm

D 為軸承外環外徑尺寸mm

D_0 為軸承外環內徑尺寸 mm

Δ_{def} 為配合干涉量 mm



(b)在軸的錐面上安裝含有保持器和滾子的軸承內環，如圖8-13，完成組入使表面完全配合，確認軸承端面與主軸中心垂直度。在此狀態下安裝外環，用手上下移動外環，測定安裝後保證內部間隙。以下式計算外環壓入軸

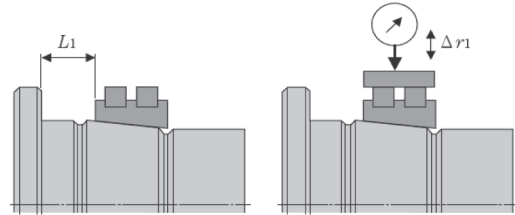
承箱後的軸承間隙，即考慮外環收縮量時的情況：

$$\Delta_1 = \Delta_{r1} - \Delta G$$

在此， Δ_1 為外環壓入軸承箱後的軸承間隙 μm

Δ_{r1} 為測定安裝後保證內部間隙 μm

圖8-13 軸承位置與內部間隙的測定



(c)為使軸承在安裝主軸後的間隙目標值 δ ，隔環的寬度可由下式決定，公式中的f值參考8-3表。

$$L_n = L_1 + f(\delta - \Delta_1)$$

($n=2, 3, 4, \dots$)

在此， L_1 為軸肩和端面的距離 mm

L_n 為隔環的寬度 mm

圖8-14 組入隔環後的間隙測定

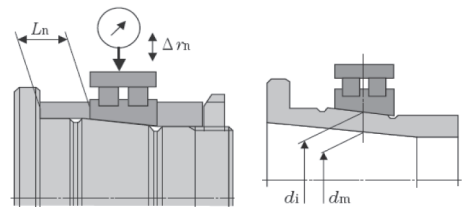


表8-3 f值

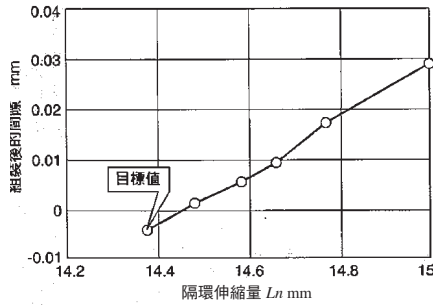
dm / di 值	f 值
0 ~ 0.2	13
0.2 ~ 0.3	14
0.3 ~ 0.4	15
0.4 ~ 0.5	16
0.5 ~ 0.6	17
0.6 ~ 0.7	18

(d)組入在上述求出之隔環寬度的隔環，安裝軸承內環使隔環不會移動。參考圖8-14然後，用手上下活動外環，測定安裝後的內部間隙，再接著計算外環壓入軸承箱後的軸承間隙：

$$\Delta_n = \Delta_{rn} - \Delta G$$

(e)通過反覆進行上述步驟，使組裝後的軸承間隙接近最終的目標間隙值。如圖8-15所示，隔環寬度和安裝後的內部間隙的關係，最後得出最終目標間隙值。

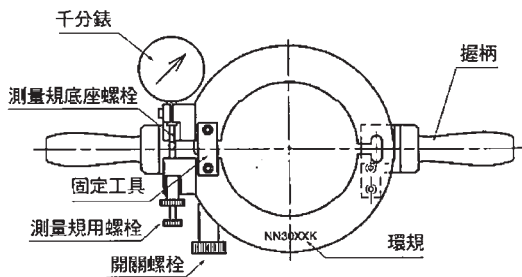
圖8-15 隔環寬度與組裝後的間隙之關係



8.6.2 間隙測定-使用間隙測量規方法

安裝後內部間隙測量規為有切口的圓柱環為本體，可以打開或關閉該環。以圓柱環的內徑表面作為測定部，測定部的間隙與千分錶的顯示值呈一定比例，其結構參考圖8-16，這間隙調整規含環規，針盤量規，及附屬裝置等組成。

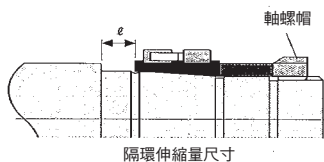
圖8-16 組入隔環後的間隙測定



利用此規的內徑調整成外環壓入軸承箱後的尺寸，將間隙調整規組入含有保持器和滾子的軸承內環如圖8-17所示。在軸承不受衝擊的狀況下，精密鎖緊主軸測量軸的軸螺帽直到間隙調整規之設定值，再次輕晃間隙調整規，確認測定值正確無誤後，鎖緊關閉螺絲取出間隙調整規。內環位置上，用塊規測定三點以上從內環端面到軸肩高度的尺寸

需注意的是，操作上必須依照間隙測量規之操作方法來歸零以及調整。另外，間隙調整規在構造上以特定比例（間隙顯示係數）顯示軸承測定部和千分錶的間隙顯示值（即內部間隙的該特定倍率作為千分錶的間隙讀取顯示）。

圖8-17 組入隔環



9 主軸軸承性能評價

9.1 剛性與預壓力

對於主軸軸承靜剛性的量測，係利用施力治具模擬靜態力，以位移計量取相對變形，並同時記錄測力計與位移計的訊號，經由軟體處理後得到機台的受力、變形曲線或靜剛性資料。剛性和預壓力之測量方式參考圖9-1之示意圖。實際測量架構如圖9-2所示。

圖9-1剛性和預壓力之測量方式

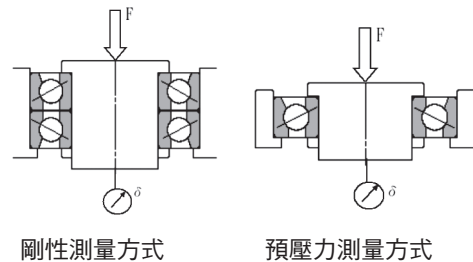
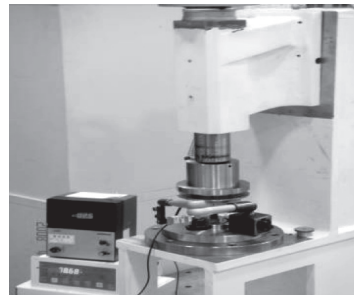


圖9-2實際測量架構照片

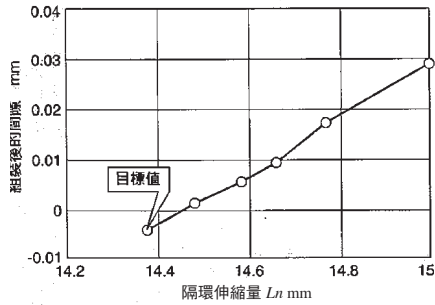


以7014C之預壓力量為例如表9-1，平面差 $8 \mu\text{m}$ 時皆滿足計算之預壓力130N以上，符合設計之規格。因為預壓力與剛性在斜角軸承的特性上是有相關性，又業界通常以剛性來規範此一特性，表9-2以7014C靜剛性測試結果為例，剛性量測在DB或DF組配下，剛性皆滿足 $50 \text{ N}/\mu\text{m}$ 以上的設計規格。

表9-1 7014C平面差、預壓力、與實際軸承荷重量測

軸承編號 (SER.NO)	軸承平面差 (μm)	量測之預壓力 (N)	實際量測軸承荷重 (N)
0001	8	110.8	137.1
0002	8	112.1	138.4
0003	8	112.3	138.6
0005	8	115.8	142.1
0006	8	114.1	140.4
0016	8	120.1	146.4
0018	8	112.5	138.8
0043	8	109.9	136.2
0046	8	112.9	139.2
0053	8	116.0	142.3

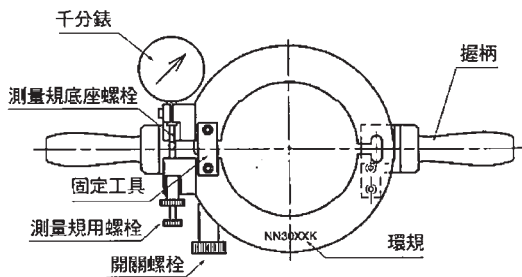
圖8-15 隔環寬度與組裝後的間隙之關係



8.6.2 間隙測定-使用間隙測量規方法

安裝後內部間隙測量規為有切口的圓柱環為本體，可以打開或關閉該環。以圓柱環的內徑表面作為測定部，測定部的間隙與千分錶的顯示值呈一定比例，其結構參考圖8-16，這間隙調整規含環規，針盤量規，及附屬裝置等組成。

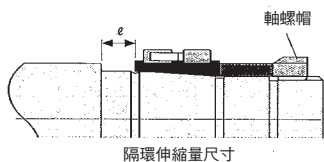
圖8-16 組入隔環後的間隙測定



利用此規的內徑調整成外環壓入軸承箱後的尺寸，將間隙調整規組入含有保持器和滾子的軸承內環如圖8-17所示。在軸承不受衝擊的狀況下，精密鎖緊主軸測量軸的軸螺帽直到間隙調整規之設定值，再次輕晃間隙調整規，確認測定值正確無誤後，鎖緊關閉螺絲取出間隙調整規。內環位置上，用塊規測定三點以上從內環端面到軸肩高度的尺寸

需注意的是，操作上必須依照間隙測量規之操作方法來歸零以及調整。另外，間隙調整規在構造上以特定比例（間隙顯示係數）顯示軸承測定部和千分錶的間隙顯示值（即內部間隙的該特定倍率作為千分錶的間隙讀取顯示）。

圖8-17 組入隔環



9 主軸軸承性能評價

9.1 剛性與預壓力

對於主軸軸承靜剛性的量測，係利用施力治具模擬靜態力，以位移計量取相對變形，並同時記錄測力計與位移計的訊號，經由軟體處理後得到機台的受力、變形曲線或靜剛性資料。剛性和預壓力之測量方式參考圖9-1之示意圖。實際測量架構如圖9-2所示。

圖9-1 剛性和預壓力之測量方式

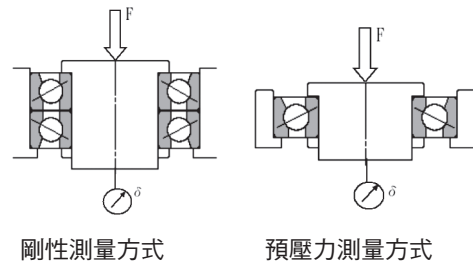
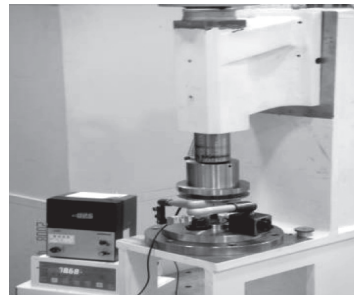


圖9-2 實際測量架構照片



以7014C之預壓力量為例如表9-1，平面差8 μm 時皆滿足計算之預壓力130N以上，符合設計之規格。因為預壓力與剛性在斜角軸承的特性上是有相關性，又業界通常以剛性來規範此一特性，表9-2以7014C靜剛性測試結果為例，剛性量測在DB或DF組配下，剛性皆滿足50 N/ μm 以上的設計規格。

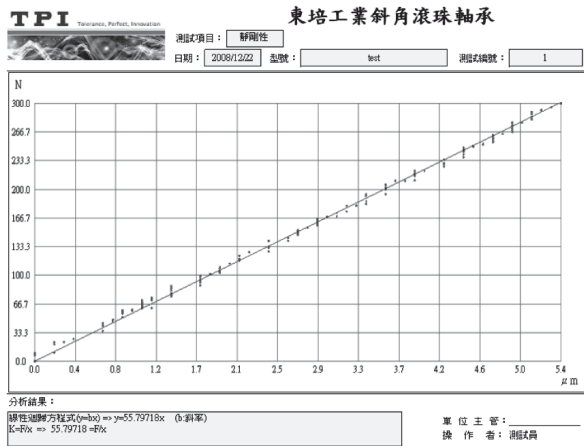
表9-1 7014C平面差、預壓力、與實際軸承荷重量測

軸承編號 (SER.NO)	軸承平面差 (μm)	量測之預壓力 (N)	實際量測軸承荷重 (N)
0001	8	110.8	137.1
0002	8	112.1	138.4
0003	8	112.3	138.6
0005	8	115.8	142.1
0006	8	114.1	140.4
0016	8	120.1	146.4
0018	8	112.5	138.8
0043	8	109.9	136.2
0046	8	112.9	139.2
0053	8	116.0	142.3

表9-2 圖1剛性測量下7014C靜剛性值

配對軸承(SER NO.) / 次數	靜剛性值 (N / μm)			
	1	2	3	平均值
7 μm & 7 μm				
(0037 & 0062)	53.5	51.9	52.6	52.7
(0046 & 0043)	55.4	54.8	55.8	55.3
(0037 & 0053)	58.9	59.0	58.7	58.9
(0053 & 0043)	53.2	56.8	55.7	55.2
(0046 & 0053)	58.9	53.9	54.4	55.7

圖9-3 7014C軸承剛性量測之施力變形曲線



9.2 dmN值

主軸高速性能的指標是以dmN值來表示。dmN值中的dm指的是軸承滾動體的軌跡直徑，或稱軸承的P.C.D. (pitch diameter)，單位為mm，N代表軸承的轉速，單位為min⁻¹。dmN值為上述兩者之乘積，軸承的dmN值會因軸承的形式與潤滑的方式而有差異。dmN值測試方法是採油氣潤滑系統其參數設定條件：

- a. 噴油量：0.01 ml / 噴油1次
- b. 噴油間隔：8 min
- c. 空氣流量：40 L/min

dmN值測量使用溫升跑合模組平台，參考圖9-4實際測量架構。軸承依標準預壓設定其施力進給機構，跑合模組程式監控主軸溫度與轉速。最高轉速設為30,000 min⁻¹，共分30段，從初始1000 min⁻¹，每段轉速為1000 min⁻¹，每段運轉20分鐘，溫度未超過溫度穩定範圍，自動變換轉速。當達過溫轉速，降至前一轉速，運轉120min，若未達溫度上限65°C，跑合結束，此轉速即為軸承極限轉速，且極限轉速溫度需穩定於55°C以下。

以5S1-HSE013CE1軸承為例，圖9-5為該軸承實際轉速與軸承外環溫度曲線；圖9-6為該軸承轉速與外環溫度上升曲線圖。表9-3試驗結果顯示5S1-HSE013CE1軸承皆可以滿足dmN值200萬或極限轉速25,000 min⁻¹以上，符合設計之規格。

圖9-4 dmN值實際測量架構照片

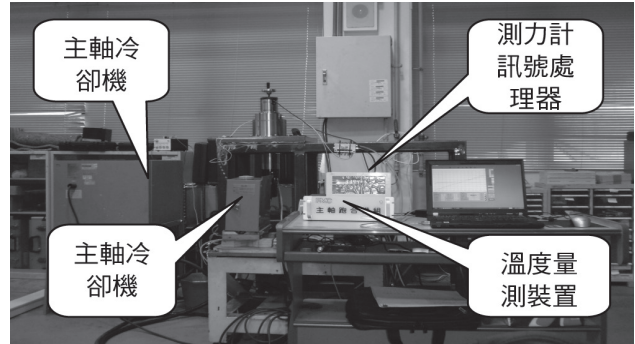


圖9-5 5S1-HSE013CE1軸承實際轉速與軸承外環溫度曲線

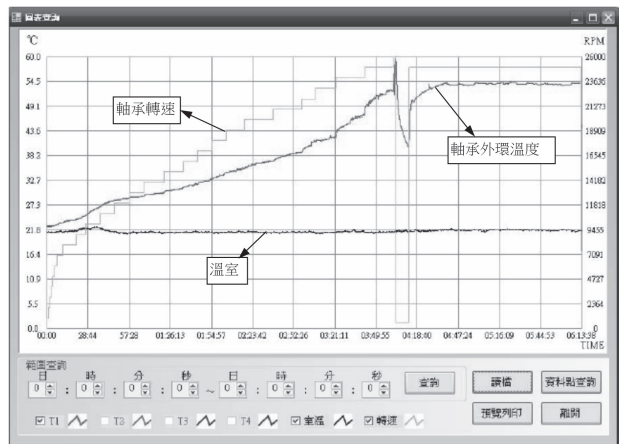


圖9-6 運轉數分鐘後達到最高轉速附近，並進行上述步驟數次

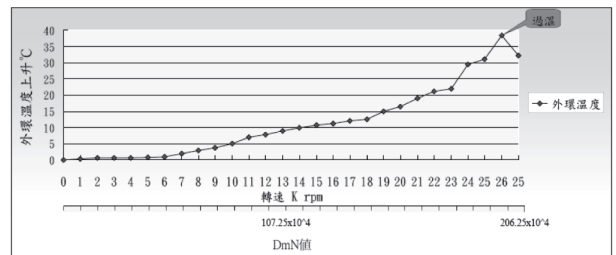


表9-3 5S1-HSE013CE1軸承之dmN值

軸承編號	極限轉速(rpm)	dmN值
5S1-HSE013 CEI T1 G/GL P42 0001	25000	206.25X10 ⁴
	25000	206.25X10 ⁴
5S1-HSE013 CEI T1 G/GL P42 0002	25000	206.25X10 ⁴
	25000	206.25X10 ⁴
5S1-HSE013 CEI T1 G/GL P42 0003	25000	206.25X10 ⁴
	25000	206.25X10 ⁴
5S1-HSE013 CEI TIX9 G/GL P42 0001	25000	214.5X10 ⁴
	25000	214.5X10 ⁴
5S1-HSE013 CEI TIX9 G/GL P42 0002	25000	206.25X10 ⁴
	25000	206.25X10 ⁴
5S1-HSE013 CEI TIX9 G/GL P42 0003	25000	206.25X10 ⁴
	25000	206.25X10 ⁴

9.3 壓力角

軸承壓力角量測是將軸承置放於刻度盤治具中，使用測定負載砝碼壓於軸承內環，如圖9-7所示。於刻度盤、軸承保持器及內環標上記號為起點，轉動測定負載砝碼1圈、10圈、20圈後，軸承保持器及內環記號會有所變化，如圖9-8所示。再將此記號所對應的角度求得軸承壓力角。

以5SI-HSE014AD軸承為例，表9-4為該軸承實際測量的壓力角。

圖9-7 壓力角量測示意圖（一）

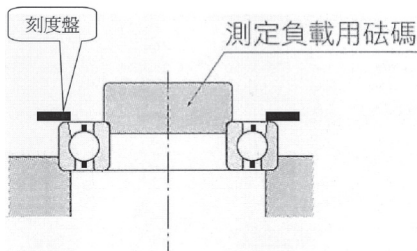


圖9-8 壓力角量測示意圖（二）

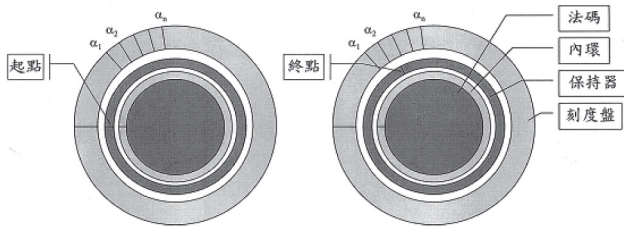


表9-4 5S1-HSE014AD軸承之壓力角

軸承編號	旋轉圈數	接觸角角度
0001	20	26
0002	20	25.5
0003	20	26
0007	20	26
0008	20	26
0010	20	27
0011	20	26
0012	20	26
0013	20	25
0074	20	26

9.4 急加減速

工具機主軸漸漸朝向高精度、低振動、高動態反應的特性發展。對主軸軸承來說，為達到上述特性，軸承瞬間啟動和停止的性能或急加減速性佳。在這狀況運轉下，軸承承受極嚴苛的試驗條件，圖9-9為急加減速測試條件例。

急加減速測試亦是採油氣潤滑系統，與dmN值測試相

似，其參數設定條件：

- a.噴油量：0.03 ml / 噴油1次
- b.噴油間隔：8 min
- c.空氣流量：40 L/min

以5S1-HSE013CE1軸承為例，圖9-10為該軸承實際轉速與軸承外環溫度曲線；圖9-11為該軸承轉速與外環溫度上升曲線圖。試驗結果顯示5S1-HSE013CE1軸承在10萬週期下維持可接受的溫升範圍內，試驗後之軸承內外環、鋼珠及保持器經檢視均在可繼續使用的狀況，顯示設計之軸承可滿足該試驗之要求。

圖9-9 急加減速測試條件例

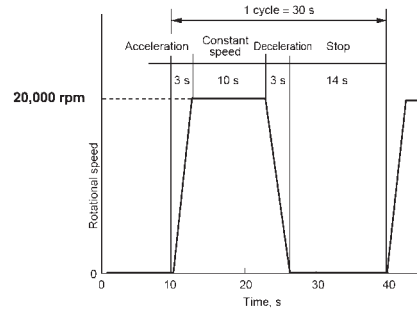


圖9-10 5S1-HSE013CE1軸承實際急加減速測試下轉速與軸承外環溫度曲線

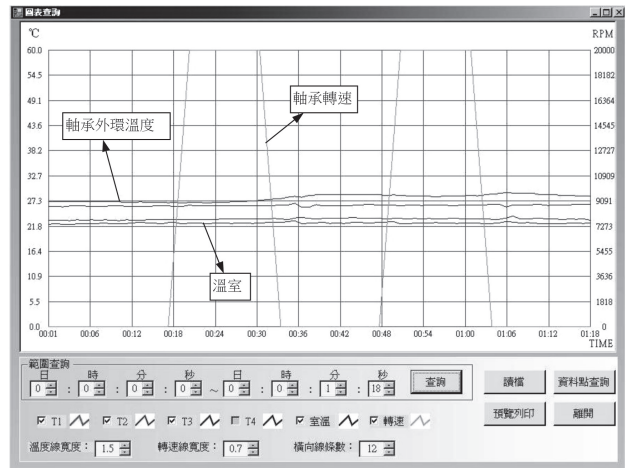
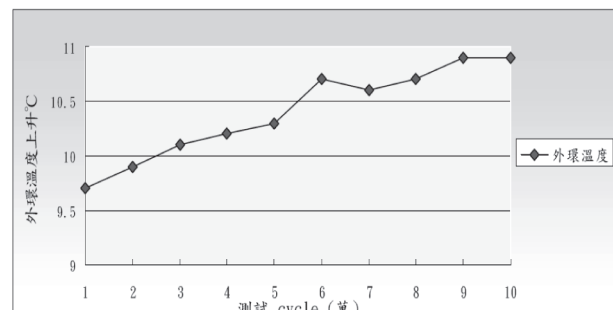


圖9-11 5S1-HSE013 CE1軸承測試週期與軸承外環溫度曲線圖



9.5 主軸運轉特性量測

主軸運轉特性量測包含動態迴轉精度、溫升熱變位、振動以及噪音等量測。為考慮主軸運轉特性主要來自軸承、心軸及殼蓋，此試驗主軸設計基本上盡量簡化，軸承組配方式為DTBT組配，並以滑脂潤滑，及主軸皮帶方式驅動。設計之目的希望利用上述主軸運轉特性，來了解與軸承特性參數之關係，以及不同設計之軸承間之特性比較。因此，各種特性量測結果可作為參考基準，作為日後調查與量測之參考。

主軸動態迴轉精度量測方面，自主開發迴轉精度量測系統，配合Lion電容式非接觸式位移計， $\phi 25.4$ mm 精密圓球及固定座進行量測，參考圖9-12；圖9-13則為迴轉精度量測系統介面。以5S1-HSE014AD軸承為例，圖9-14為該軸承在各轉速下的迴轉精度量測結果。使用同一系統亦可量測溫升熱變形情形，在量測X、Y、Z軸之熱漂移量方面，一般溫升熱變形測試觀察的重點有幾項：最大溫升與變形量、穩定時間以及達到最大變形量之後的穩定情況等。圖9-15為5S1-HSE014AD軸承溫升熱變形測試結果。

圖9-12 主軸迴轉精度量測架構照片

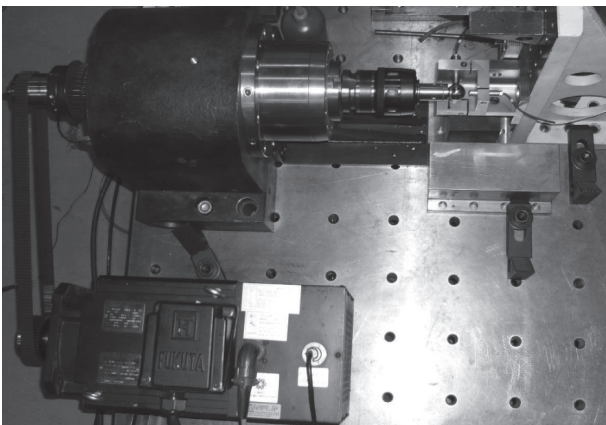


圖9-13 主軸迴轉精度量測系統介面

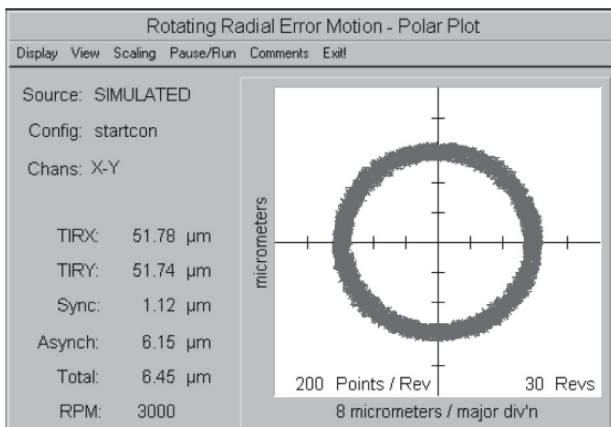


圖9-14 5S1-HSE014AD軸承各轉速下的迴轉精度量測結果

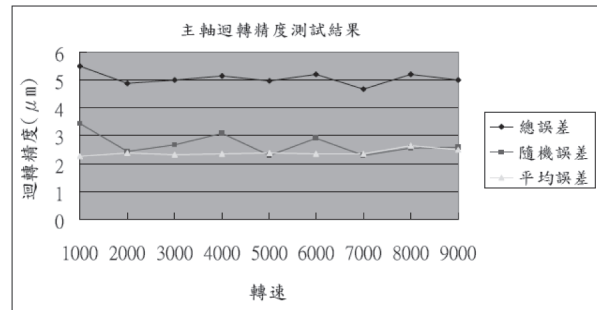
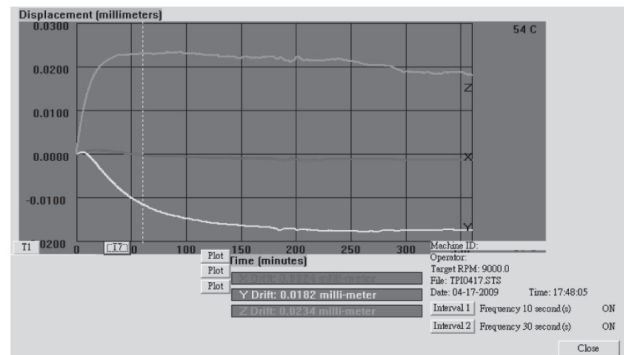


圖9-15 5S1-HSE014AD軸承溫升熱變形測試結果



在振動量測方面，在不同轉速下分別量測主軸徑向與軸向的加速度值；而在噪音量測方面，在不同轉速下分別量測主軸徑向與軸向的音壓值。

10 軸承的檢測與診斷

10.1 軸承的檢測

滾珠軸承噪音可經由結構傳導或空氣媒介傳出。轉動中的滾動軸承本生就是音源或振動之來源，造成軸承振動或噪音之發生來自軸承之自然振動和軸承內部之相對運動產生之振動。

在轉動機械或裝置上，軸承因為異常所產生之噪音有時候會被周圍的背景噪音所掩蓋。幸好這些異音在振動信號上有其特性，可以利用信號分析技術來加以處理。軸承振動可利用包括安德魯測定器 (Andersonmeter) 等振動檢測儀器和噪音檢測設備來確保軸承之噪音品質。軸承一旦在轉動機械或裝置上，其維護和保養，可利用振動感測器和頻譜分析設備來監控機台之振動狀態。以軸承內環缺陷所產生之振動為例，滾動體接觸缺陷時會產生連續性短暫的脈衝(pulses)，這微弱信號會激發在不同的頻帶上，可以從幾百Hz到幾百kHz。這信號經過低通濾波器，利用包絡法分析和 FFT，可以檢視出軸承缺陷之頻率。

TPI建立攜帶式之軸承檢測系統如圖10-1所示。在資料擷取介面中，包含加速度規、溫度、及電容式位移計等

9.5 主軸運轉特性量測

主軸運轉特性量測包含動態迴轉精度、溫升熱變位、振動以及噪音等量測。為考慮主軸運轉特性主要來自軸承、心軸及殼蓋，此試驗主軸設計基本上盡量簡化，軸承組配方式為DTBT組配，並以滑脂潤滑，及主軸皮帶方式驅動。設計之目的希望利用上述主軸運轉特性，來了解與軸承特性參數之關係，以及不同設計之軸承間之特性比較。因此，各種特性量測結果可作為參考基準，作為日後調查與量測之參考。

主軸動態迴轉精度量測方面，自主開發迴轉精度量測系統，配合Lion電容式非接觸式位移計， $\phi 25.4$ mm 精密圓球及固定座進行量測，參考圖9-12；圖9-13則為迴轉精度量測系統介面。以5S1-HSE014AD軸承為例，圖9-14為該軸承在各轉速下的迴轉精度量測結果。使用同一系統亦可量測溫升熱變形情形，在量測X、Y、Z軸之熱漂移量方面，一般溫升熱變形測試觀察的重點有幾項：最大溫升與變形量、穩定時間以及達到最大變形量之後的穩定情況等。圖9-15為5S1-HSE014AD軸承溫升熱變形測試結果。

圖9-12 主軸迴轉精度量測架構照片

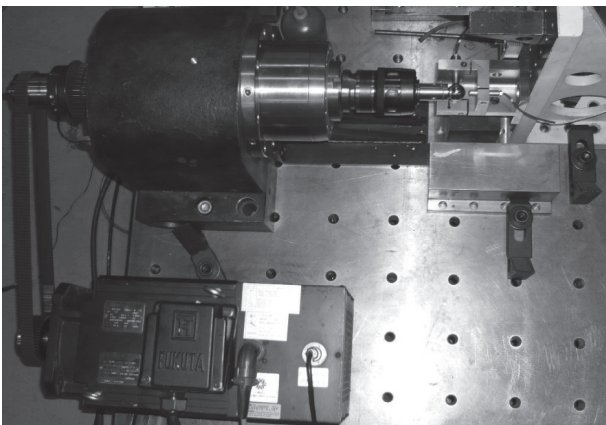


圖9-13 主軸迴轉精度量測系統介面

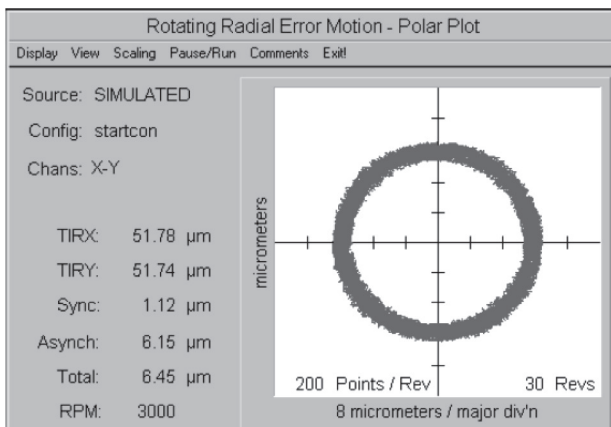


圖9-14 5S1-HSE014AD軸承各轉速下的迴轉精度量測結果

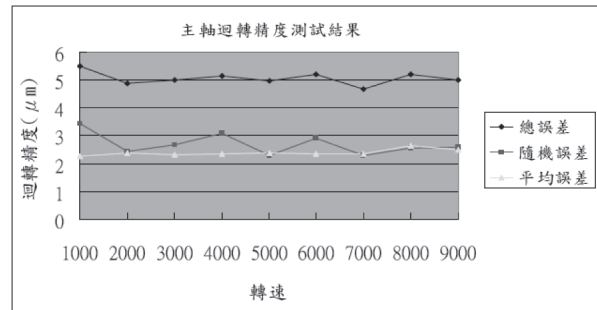
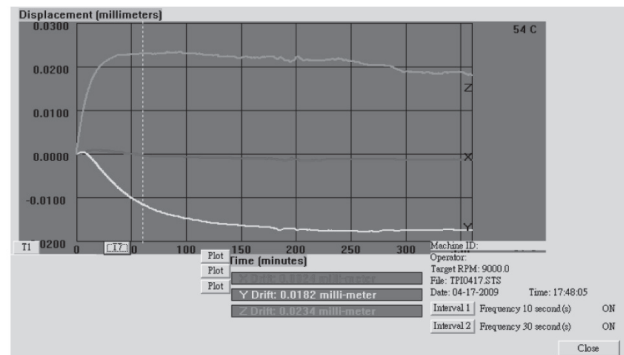


圖9-15 5S1-HSE014AD軸承溫升熱變形測試結果



在振動量測方面，在不同轉速下分別量測主軸徑向與軸向的加速度值；而在噪音量測方面，在不同轉速下分別量測主軸徑向與軸向的音壓值。

10 軸承的檢測與診斷

10.1 軸承的檢測

滾珠軸承噪音可經由結構傳導或空氣媒介傳出。轉動中的滾動軸承本生就是音源或振動之來源，造成軸承振動或噪音之發生來自軸承之自然振動和軸承內部之相對運動產生之振動。

在轉動機械或裝置上，軸承因為異常所產生之噪音有時候會被周圍的背景噪音所掩蓋。幸好這些異音在振動信號上有其特性，可以利用信號分析技術來加以處理。軸承振動可利用包括安德魯測定器 (Andersonmeter) 等振動檢測儀器和噪音檢測設備來確保軸承之噪音品質。軸承一旦在轉動機械或裝置上，其維護和保養，可利用振動感測器和頻譜分析設備來監控機台之振動狀態。以軸承內環缺陷所產生之振動為例，滾動體接觸缺陷時會產生連續性短暫的脈衝(pulses)，這微弱信號會激發在不同的頻帶上，可以從幾百Hz到幾百kHz。這信號經過低通濾波器，利用包絡法分析和 FFT，可以檢視出軸承缺陷之頻率。

TPI建立攜帶式之軸承檢測系統如圖10-1所示。在資料擷取介面中，包含加速度規、溫度、及電容式位移計等

介面。自行開發之監控軟體可偵測軸承振動相關之各種可能來源，結果顯示可能來源的機率，參考表10-1所示；監控軟體之顯示畫面則參考圖10-2，其中在圖10-2(2)，顯示該振動或音響是屬性以及可能缺陷的位置(內環、外環、滾珠或保持器)。

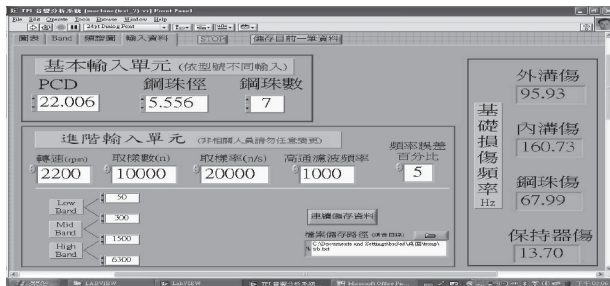
圖10-1軸承檢測系統



監控軟體與硬體 資料擷取與處理介面

圖10-2監控軟體之顯示畫面

(1) 軸承參數輸入畫面



(2) 振動波形畫面



(3) 振動頻譜與包絡分析畫面

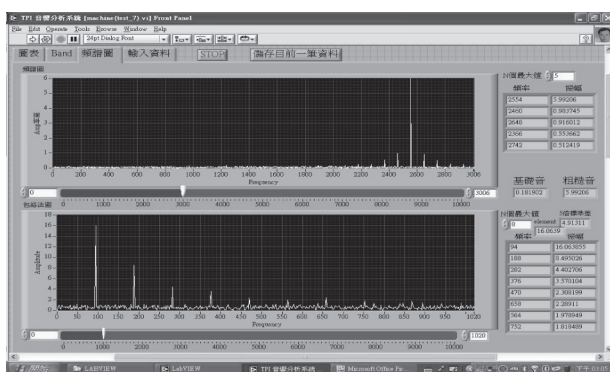


表10-1軸承振動監測範圍

振動形式		振動來源	檢測結果%
軸承	軸承缺陷異常振動	內環缺陷	
		外環缺陷	
		鋼珠缺陷	
	因波紋度造成的震動	內環	
		外環	
		鋼珠	
因保持器造成的振動	保持器碰撞等		
	因滾動體造成的振動	預壓過小等	
	因密封板造成的振動	密封板摩擦等	
馬達	轉子造成的振動	動不平衡 對位不良或轉子彎曲	
	電磁效應造成的振動	電樞槽溝	

10.2.1 軸承內部之相對運動產生之振動

內外環和鋼珠表面的真實表面幾何形狀，如波度 (Waviness) 會影響軸承的音質和振動，其中以鋼珠表面的影響最大。影響波度之因素有1)內外環之角數；2) 滾動件之角數；3)軸與與軸承箱之角數。所謂角數是指圓周上的振幅次數，以正整數表示。波度所引起之振動，僅存在於時域圖與頻譜圖中。軸承中波度與其對應頻率之計算如表10-2所示。

表10-2 軸承各主要部件波度與其對應頻率之計算公式

		波度	引起之振動頻率
內環	徑向	$nZ \pm 1$	$nZf_i \pm f_a$
	軸向	nZ	nZf_i
外環	徑向	$nZ \pm 1$	nZf_o
	軸向	nZ	
滾珠	徑向	$2n$	$2nZf_b \pm f_o$
	軸向		$2nZf_b$

其中 n :角數

Z :鋼珠數

f_a :主軸轉動頻率

f_i :內環與保持器之相對轉動頻率

f_o :外環與保持器之相對轉動頻率

f_b :鋼珠轉動頻率

圖10-3與圖10-4分別表示滾珠軸承因為波紋度所引起的振動實例，此不合格品為刻意製作為說明之用。

圖10-3 滾珠軸承（外徑22mm）外環波度不合格品*¹（呈橢圓），振動量測方向為軸向（* 為調查所需加工而成，非正常生產品）

($n = 2, Z = 7, f_o = 13.65 \text{ Hz}$, 振動頻率為 $2 \times 7 \times 13.65 = 191.1 \text{ Hz}$)

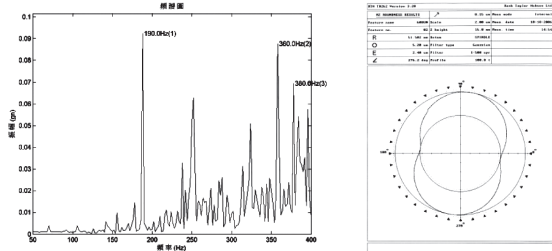
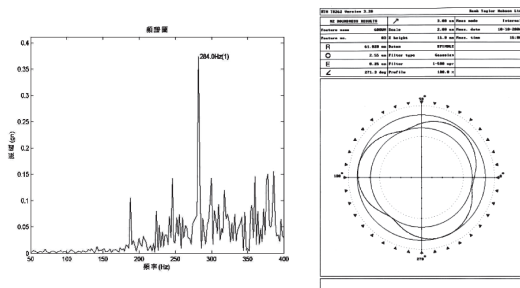


圖10-4 滾珠軸承（外徑22mm）外環溝不合格品*（呈三角形），振動量測方向為軸向（* 為調查所需加工而成，非正常生產品）

($n = 3, Z = 7, f_o = 13.65 \text{ Hz}$, 振動頻率為 $3 \times 7 \times 13.65 = 286.7 \text{ Hz}$)



10.2.2 軸承內部缺陷所產生之振動

除此之外，軸承本身若因在使用上造成軌道環或滾動物產生缺陷，如表面壓痕等，會使運轉中的軸承產生噪音。這些因軸承滾動表面缺陷所產生的噪音或振動頻率與軸轉動頻率有關。在考慮純滾動的狀態下，假設內環轉動（頻率 f_{iR} ），內外環鋼珠，保持器不平衡的轉動頻率：

$$\text{內環 } f_i = \frac{Z}{2} f_{iR} (1 + \gamma \cos \beta)$$

$$\text{外環 } f_o = \frac{Z}{2} f_{iR} (1 - \gamma \cos \beta)$$

$$\text{滾珠 } f_b = \frac{f_{iR}}{\gamma} (1 - \gamma^2 \cos^2 \beta)$$

$$\text{保持器不平衡 } f_o = \frac{f_{iR}}{2} (1 - \gamma \cos \beta)$$

在此，

$$\gamma = D_w / d_m$$

D_w ：鋼珠直徑

d_m ：軸承節圓直徑

β ：軸承接觸角

圖10-5與圖10-6表示滾珠軸承因外環有缺陷而引起之振動實例（內環轉動，轉速 1800 min^{-1} ，振動量測方向為徑向）。此一振動時域信號經包絡法分析、FFT後之頻譜，顯示缺陷頻率(=132Hz)和其倍頻。

圖10-5 滾珠軸承（外徑22mm）外環缺陷下之振動時域信號

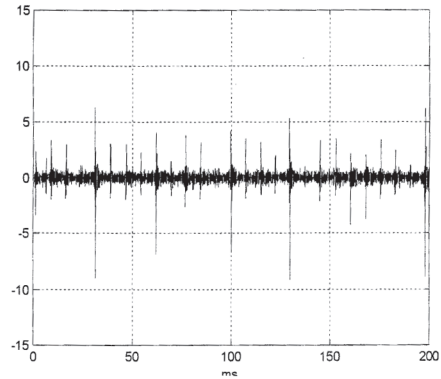
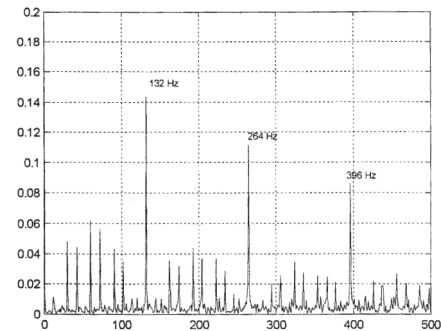


圖10-6 滾珠軸承（外徑22mm）外環缺陷下經包絡法分析、FFT後之頻譜



關於保持器音，若是因為保持器契合不良造成，會引起保持器與滾珠之間的撞擊。圖10-7表示滾珠軸承於 2100 min^{-1} 轉速下之保持器與鋼珠撞擊之頻率為13Hz，從時域圖上可看到異常之振幅。經包絡法後可解析出頻率為12Hz(頻率解析度2Hz)，可證明為保持器與鋼珠之撞擊。

圖10-7 滾珠軸承（外徑35mm）保持器碰撞之振動時域信號

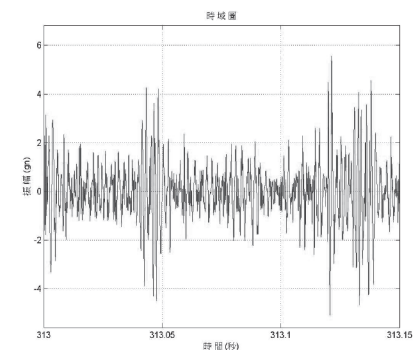


圖10-8 滾珠軸承（外徑35mm）保持器碰撞經包絡法分析、FFT後之頻譜

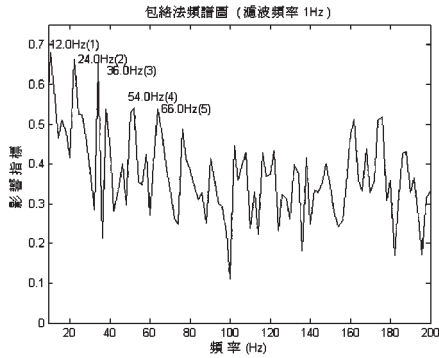


圖10-9在不同條件下，滾珠軸承之運轉磨耗痕

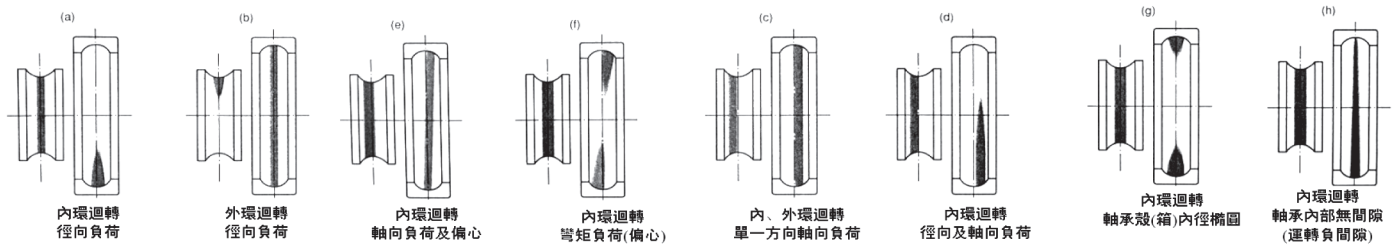



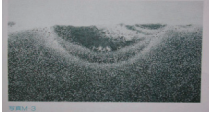

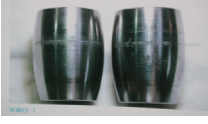
表10-3 軸承的損傷與對策

項 目	現 象	原 因	對 策
剝脫 (Flaking)	滾動面剝離。剝離後出現明顯凹凸狀  	<ul style="list-style-type: none"> 負荷過大，疲勞壽命，使用不當安裝不良 軸或軸承殼(箱)精度不良 間隙過小 異物侵入 生銹異常 高溫造成硬度降低 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討使用條件 重新選擇軸承 檢討軸、軸承殼(箱)的加工精度 重新檢討間隙 檢討軸承周邊設計 檢討組裝工作方法 檢討潤滑劑及潤滑方法
燒熔 (Seizure)	軸承發熱變色，進而燒熔不能迴轉。  	<ul style="list-style-type: none"> 間隙過小（包括變形造成的部分間隙小） 潤滑不足或潤滑劑不適當 負荷過大（預壓過大） 滾子歪斜 	<ul style="list-style-type: none"> 設定適當間隙（增大間隙） 檢討潤滑劑及確保足夠的量 檢討使用條件 防止定位誤差（Misalignment） 檢討軸承周邊設計（包括軸承受熱） 改善裝配方法
龜裂和崩裂 (Cracking and Notching)	部分缺口。有裂紋。龜裂。  	<ul style="list-style-type: none"> 衝擊負荷過大 緊度過大 大剝脫現象 摩擦龜裂（Friction Crack） 安裝對象精度不良（拐角圓度大） 使用不良（如使用銅錘或有大異物夾入） 	<ul style="list-style-type: none"> 檢討使用條件 重新設定適當的緊度及檢討材質 安裝方法的改善及謹慎使用 防止摩擦龜裂（重估潤滑劑） 重估軸承周邊設計
保持器破損 (Retainer Damage)	鉚釘鬆動或斷裂。保持器斷裂。  	<ul style="list-style-type: none"> 力矩過大 高速迴轉或迴轉變動大 潤滑不良 捲入異物 振動大 安裝不良（傾斜狀態安裝） 異常溫度上升（樹脂保持器） 	<ul style="list-style-type: none"> 檢討使用條件 檢討潤滑條件 檢討保持器的選擇 謹慎使用軸承 檢討軸、軸承殼(箱)的剛性
擦傷污斑 (Smearing and Scuffing)	表面粗糙，有細小熔傷。軌道環肋面和滾子端面的擦損稱為擦傷。  	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑不良 異物侵入 軸承傾斜造成的滾子歪斜 大軸向負荷造成的肋面缺油 表面粗糙 滾動體的滑動大 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討潤滑劑、潤滑方法 再檢討使用條件 設定適當預壓 強化密封性能 正確的使用方法

10.3 軸承的損傷與對策

滾動軸承在不同負荷條件下之運轉下的正常或非正常磨耗痕跡來協助判定軸承異常之可能原因。軸承受負荷運轉後，內環與外環之溝徑面因與鋼珠(滾動體)在正常的潤滑油膜下，會有一滾動磨耗痕跡留在軌道面上。透過此種痕跡之狀態判定，得知軸承運轉時之負荷條件。因此，在軸承拆下取出分解後對軸承軌道面之滾動痕跡以顯微鏡放大予以深入觀察，圖10-9為在不同條件下，滾珠軸承之運轉磨耗痕跡。

表10-3為軸承的損傷與對策，是依軸承損傷類別的整理，附上案例照片，供作判斷時的參考之用

項 目	現 象	原 因	對 策
生銹腐蝕 (Rust and Corrosion)	表面一部份或全部生銹。 有滾動體之節距 (Pitch) 間 隔生銹的情形。  	<ul style="list-style-type: none"> 保管狀況不良 包裝不當 防銹劑不足 水份、酸 (含氣體) 等侵入 光著手拿軸承 (手汗) 	<ul style="list-style-type: none"> 保管期間的防銹對策 強化密封性能 潤滑油的定期檢查 注意軸承的使用
磨蝕 (Fretting)	配合面產生紅銹色磨損粉粒。 在滾動面以滾動體節距呈凹 陷磨蝕痕。  	<ul style="list-style-type: none"> 緊度不足 軸承搖動角小 潤滑不足 (無潤滑狀態) 變動負荷 運輸中的振動, 停止中的振動 	<ul style="list-style-type: none"> 檢討緊度及塗敷潤滑劑 對運送發生問題採取內外環分離包 裝, 不可分離時, 施予預壓 重新選擇潤滑劑 重新選擇軸承
磨損 (Wear)	表面磨損造成尺寸變化。多 呈粗糙、磨傷狀。  	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑劑中有異物侵入 潤滑不良 滾子的歪斜 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討潤滑劑, 潤滑方法 強化密封性能 防止定位誤差
電蝕 (Electrolytic Corrosion)	滾動面有噴火口狀的凹陷, 進一步發展則呈波浪狀。  	<ul style="list-style-type: none"> 滾動面通電 	<ul style="list-style-type: none"> 設置電流旁通路(bypass circuit) 加強絕緣以免電流通過軸承
輾壓傷 (Dents and Scratches)	固體異物的輾壓, 或由衝擊 造成的表面凹陷及組裝時的 擦傷。  	<ul style="list-style-type: none"> 固體異物的侵入 輾壓剝脫片 安裝不當所造成撞擊、掉落 傾斜狀態下組裝 	<ul style="list-style-type: none"> 使用及組裝方法的改善 防止異物侵入 若係金屬片所引起, 則需檢查其他 部位
滑移 (Creeping or Slipping)	內徑面、外徑面打滑, 造成 鏡面或雙色。 有時會有咬傷現象。  	<ul style="list-style-type: none"> 配合處的緊度不足 套筒鎖的不夠緊 異常溫升 負荷過大 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討緊度 再檢討使用條件 再檢討軸、軸承殼 (箱) 的精度
表面 (Surface Matting)	軌道面表面光澤失去;表面變 粗糙、霧面, 以及/或凹面。 表面佈滿微小凹痕  	<ul style="list-style-type: none"> 固體異物的侵入 潤滑不足 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討潤滑劑, 潤滑方法 再檢討密封機構防止異物侵入 調查潤滑劑之清潔度(過濾器可能太 髒等)
微小剝離 (Peeling)	微小剝離為約10 μ m大小的微 小碎片密集之部份 亦可能包含細小龜裂,此小 龜裂有可能造成大之破碎情 形。  	<ul style="list-style-type: none"> 滾子軸承較易發生。 另在配合部品若表面較粗,潤滑性能 較不好時,亦容易發生微小剝離之 現象。有時微小剝離可能會發展為 剝離之狀況 	<ul style="list-style-type: none"> 再檢討潤滑劑, 潤滑方法 清潔度上之管理改善防止異物侵入 選擇合適之潤滑劑, 適切之裝入