



$$L_{HM} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

軸承尺寸的選擇

選擇軸承系統的方法和軸承的可靠度	50
額定負荷和壽命	51
軸承動負荷與壽命	51
軸承靜負荷	51
運用壽命公式選擇軸承的尺寸	52
基本額定壽命	52
SKF 額定壽命	52
SKF 壽命修正係數 a_{SKF}	53
潤滑條件 - 黏度比 κ	59
極壓 (EP) 添加劑的考慮	61
污染係數 η_c	62
特殊情況 - 調整係數 a_{23}	68
變化工作條件下的壽命計算	70
工作溫度的影響	71
所需額定壽命	71
軸承動負荷	73
軸承動負荷的計算	73
等效軸承動負荷	74
所需最小負荷	75
運用靜負載能力選擇軸承的尺寸	76
等效靜負荷	76
所需基本額定靜負荷	77
檢查靜負荷承載能力	77
計算實例	78
SKF 的計算工具/互動工程型錄 (Interactive Engineering Catalogue, IEC)	82
SKF 工具箱 (SKF Toolbox)	82
SKF 軸承專家 (SKF bearing beacon)	82
資料分析程式 (Orpheus)	82
軸承類比系統 (Beast)	83
其他電腦程式	83
SKF 工程諮詢服務	84
先進電腦程式	84
SKF 軸承壽命試驗	85

在選擇軸承的尺寸時，可以根據作用在軸承上的負荷和對工作壽命及可靠度的要求，以軸承的額定負荷初步定出所需的軸承。產品表有提供基本額定動負荷 C 及基本額定靜負荷 C_0 。軸承靜負荷與動負荷的條件必須獨立加以驗算。靜負荷不僅指對軸承在靜止或很低轉速 ($n < 10 \text{ r/min}$) 時所施加的負荷，還應檢查在重衝擊負荷 (很短時間作用的負荷) 下的靜負荷安全係數。在檢查動負荷時，應使用最符合實際情況的負荷模型進行驗算，包括可能出現的最大負荷。

選擇軸承系統的方法與軸承的可靠度

在SKF的額定壽命公式中所考慮的應力包括：外負荷導致的應力，由表面狀況、潤滑情況以及滾動接觸面在運動學上引起的應力。通過綜合考慮這些應力對軸承壽命的影響，在特定的應用；可以對軸承的性能和表現作更準確的預測。

由於涉及十分複雜的計算，理論中詳細的內容已超出本型錄的範圍。因此，在「SKF額定壽命」一節中提供的是經過簡化的「型

錄」計算方法。使用者可以通過這些計算，充分利用軸承應能達到的壽命，合理地把機械縮小化，並認識到潤滑與污染對軸承壽命的影響。

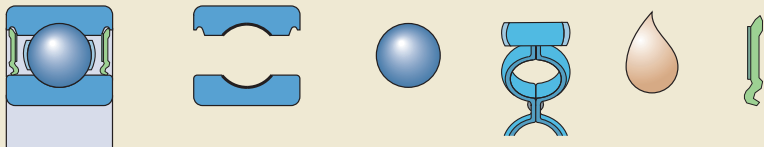
一般來說，滾動接觸面的金屬疲勞是滾動軸承損壞主要的原因。因此對某特定的應用，基於滾道疲勞已足以選出合適的滾動軸承及其尺寸。國際標準 ISO 281 就是以滾動接觸面的金屬疲勞作為基礎。但更重要的是，應把整套軸承視作一個系統，其中可能存在的零件，即保持架，潤滑劑以及密封件 (→圖1)，其壽命對於軸承的耐用性有著同等的作用，在某些情況下還有著主導的作用。理論上，當所有零件達到同樣的壽命，才是最理想的工作壽命。

也就是說，要軸承的實際工作壽命達到計算壽命，其零件的工作壽命也必須至少達到軸承的計算壽命。關鍵的零件包括保持架、密封件以及潤滑劑。在實際應用中，金屬疲勞還是最主要的因素。

圖 1

軸承系統壽命

$$L_{\text{軸承}} = f(L_{\text{滾道}}、L_{\text{滾動體}}、L_{\text{保持架}}、L_{\text{潤滑劑}}、L_{\text{密封件}})$$



額定負荷與壽命

軸承動負荷與壽命

基本額定動負荷 C 用於計算在動態應力下的軸承，即在承受負荷下轉動的軸承。其表示達到 ISO 281:1990 基本額定壽命 1 000 000 轉時的軸承負荷。負荷的大小和方向是假定不變的。對於徑向軸承，負荷為純徑向負荷，對於止推軸承，是作用在軸承中心的軸向負荷。

SKF 軸承的基本額定動負荷是根據 ISO 281:1990 標準規定的程式而定。本型錄提供的額定負荷，適用於在一般工作條件下，經過熱處理，硬度最小達到 58 HRC 的鉻鋼軸承。「SKF 探索者」級軸承在多方面作出改進，包括原材料和生產工藝，並引用更新的係數根據 ISO 281:1990 標準計算出基本額定動負荷。

滾動軸承壽命的定義為，在其中一個軸承軸承圈或滾動體上首次出現金屬疲勞（剝落或斷裂）跡像之前，軸承能夠達到的

- 轉數；或
- 在一定轉速下的工作小時

實務經驗顯示，表面上完全相同的軸承在一樣的工作條件下，仍然會達到不同的壽命。因此在計算軸承尺寸中，必須對「壽命」有一個更明確的定義。SKF 提供的有關基本額定動負荷的所有資訊，是基於某一足夠大數量表面上完全相同的軸承，有 90% 能夠達到或超過的壽命作為依據。

還有幾種不同定義的軸承壽命。其中之一是「工作壽命」，表示軸承在實際工作條件下，發生故障之前實際達到的壽命。請注意，個別軸承的壽命只能通過統計方法進行預測。壽命計算只是對軸承群體和一定程度的可靠度而言，即 90%。在實際使用時出現的故障通常不是疲勞所致，更多的情況是污染、磨損、不對心、腐蝕所致，又或是保持

架、潤滑劑或密封件引起的故障。

另一種「壽命」是「規格壽命」。該壽命由官方部門指定，例如由該官方部門基於某假定的負荷與轉速為工作條件。這基本上是所需的 L_{10} 基本額定壽命，一般是根據類似應用得來的經驗而定。

軸承靜負荷

軸承在下列情況時，應使用基本額定靜負荷 C_0 進行計算：

- 低轉速 ($n < 10 \text{ r/min}$)
- 緩慢地擺動
- 在負荷長時間作用下保持靜止

對於轉動中（承受動態應力）或靜止狀態下的軸承，檢查在很短時間內作用的負荷的安全係數也很重要，包括衝擊負荷或最大負荷。

型錄上的基本額定靜負荷是符合 ISO 76:1987 標準，相當於負載最重的滾動體與滾道接觸的中心位置，其計算的接觸應力：

- 自動調心球軸承為 4600 MPa
- 所有其他球軸承為 4200 MPa
- 所有滾子軸承為 4000 MPa

在這應力下會造成滾動體和滾道永久變形，約為滾動體直徑的 0,0001。對於徑向軸承，負荷為純徑向負荷，對於止推軸承，是作用在軸承中心的軸向負荷。

驗算軸承的靜負荷，是指計算靜負荷安全係數，其定義為：

$$s_0 = C_0 / P_0$$

式中

C_0 = 基本額定靜負荷，kN

P_0 = 等效靜負荷，kN

s_0 = 靜負荷安全係數

計算等效靜負荷時，應把可能出現的最大負荷代入式中。有關靜負荷安全係數的參考值及其計算的詳細資訊，可參見從76頁開始的「運用靜負承能力選擇軸承的尺寸」一節。

運用壽命公式 選擇軸承的尺寸

基本額定壽命

根據 ISO 281:1990 標準，軸承的基本額定壽命是：

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

如果轉速是固定的，軸承的壽命通常以工作小時來表示，公式為：

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

式中

L_{10} = 基本額定壽命 (90% 可靠度) 百萬轉

L_{10h} = 基本額定壽命 (90% 可靠度)，工作小時

C = 基本額定動負荷，kN

P = 等效動負荷，kN

n = 轉速，r/min

p = 壽命公式中的指數
= 球軸承為 3
= 滾子軸承為 10/3

SKF 額定壽命

由於現代軸承的品質提高不少，在某些應用中，軸承的實際工作壽命可能遠高於其基本額定壽命。在某特定應用中，軸承的工作壽命受多種不同的因素影響，包括潤滑、污染的程度、角度誤差、安裝不當和環境條件等。

為此，ISO 281:1990/Amd 2:2000 標準

中加入了一條壽命修正公式，以補充基本額定壽命的不足。這種壽命的計算方法使用一個修正係數，把軸承的潤滑、污染情況以及材料的疲勞極限等因素考慮在內。

ISO 281:1990/Amd 2:2000 標準中還制訂準則，讓軸承製造商自行推薦合適的方法，根據工作條件計算壽命修正係數。SKF 壽命修正係數 a_{SKF} ，應用疲勞負荷極限 P_u 的概念，類似計算其他機械零件的方法。疲勞負荷極限在產品表中提供。此外，SKF 壽命修正係數 a_{SKF} 中還引入潤滑條件 (黏度比 κ) 以及污染係數 η_c ，具體的把工作條件考慮在計算中。

SKF 額定壽命公式符合 ISO 281:1990/Amd 2:2000 標準。

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

如果轉速是固定的，軸承的壽命可以用工作小時來表示，公式為：

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

式中

L_{nm} = SKF 額定壽命
($100 - n^1$ % 可靠度)，百萬轉

L_{nmh} = SKF 額定壽命
($100 - n^1$ % 可靠度)，工作小時

L_{10} = 基本額定壽命
(90% 可靠度)，百萬轉

a_1 = 壽命可靠度調整係數 (→ 表 1)

a_{SKF} = SKF 壽命修正係數 (→ 圖表 1 - 4)

C = 基本額定動負荷，kN

P = 等效動負荷，kN

n = 轉速，r/min

p = 壽命公式中的指數
= 球軸承為 3
= 滾子軸承為 10/3

¹⁾ 參數 n 代表損壞的可能性，也就是所需的可靠度和 100% 之間的差異值

在某些情況下，以其他單位來表示軸承壽命，比百萬轉或工作小時更為方便。例如，用於汽車或鐵路的軸承，壽命通常用公里數來表示。為方便以不同單位換算軸承壽命，58 頁的表 2 提供了較常用的換算係數。

SKF 壽命修正係數 a_{SKF}

SKF 壽命修正係數能表現出疲勞負荷極限比(P_u/P)、潤滑條件(黏度比 κ)以及表示軸承內污染程度的污染係數(η_c)之間的關係。根據不同的軸承類型，SKF 標準軸承或 SKF 探索者軸承的 $\eta_c(P_u/P)$ 和不同的黏度比 κ ，可以從下列的四個圖表中得出係數 a_{SKF} ：

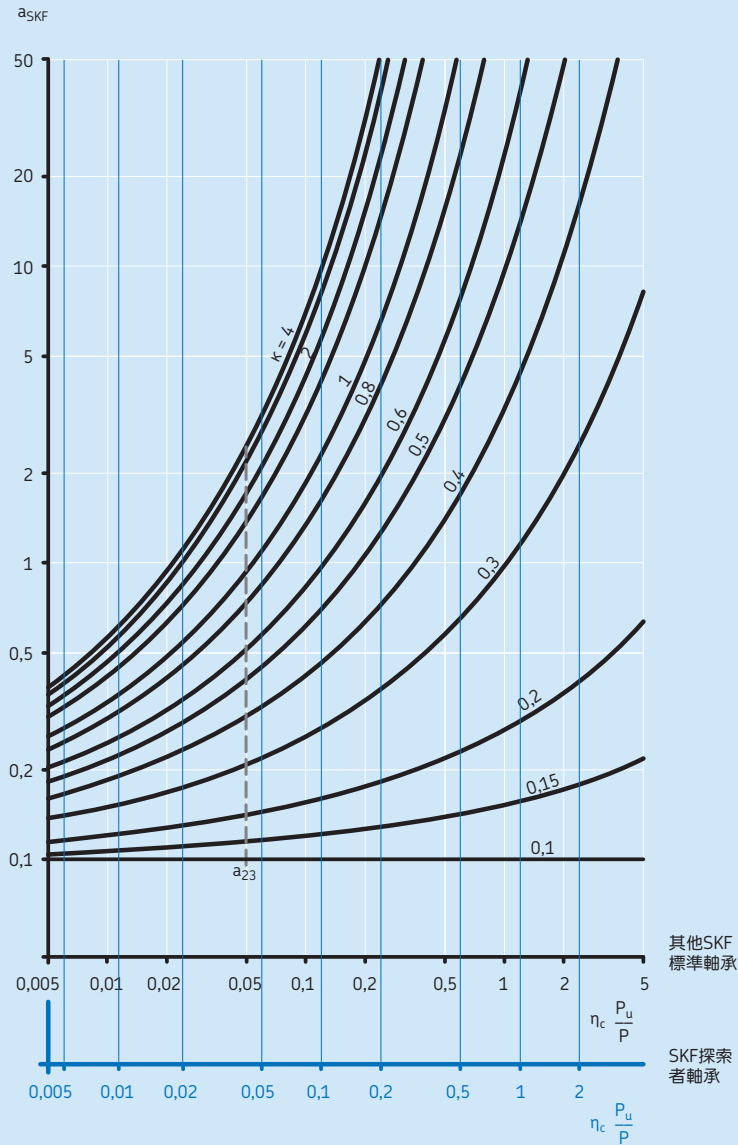
- 圖表 1：徑向球軸承， 54頁
- 圖表 2：徑向滾子軸承， 55頁
- 圖表 3：止推球軸承， 56頁
- 圖表 4：止推滾子軸承， 57頁

圖表的制定是根據與其他機械零件的疲勞負荷極限相關的常見值和安全係數。SKF 額定壽命公式是經過簡化的計算方式，即使準確定出工作條件，假如得出 a_{SKF} 的值大於 50，使用上此值沒有太大的意義。

表 1			
壽命調整係數 a_1			
可靠度 %	故障概率 n %	額定壽命 L_{nm}	係數 a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

圖表 1

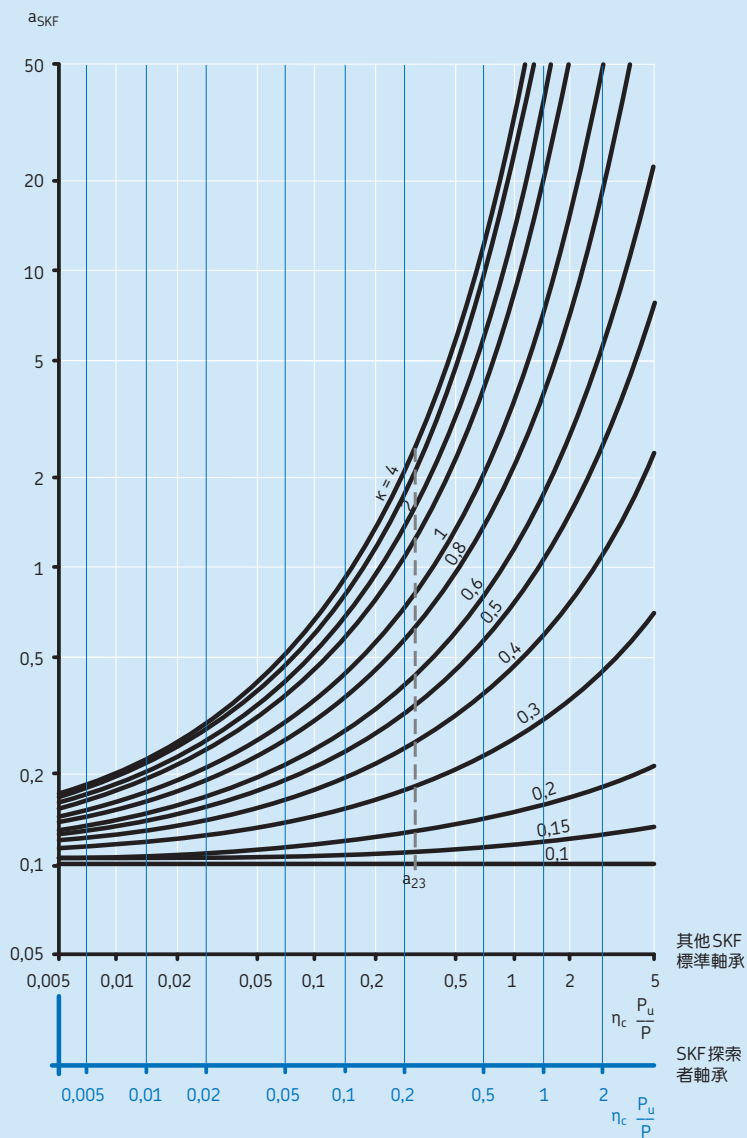
a_{SKF} 係數 - 徑向球軸承



如果 $\kappa > 4$ ，使用 $\kappa = 4$ 的曲線

當 $\eta_c (P_u/P)$ 值趨於 0，對於所有 κ 值的 a_{SKF} 係數都趨於 0.1

虛線標注的位置是相當於以前的調整係數 $a_{23}(\kappa)$ 的刻度，在這位置上， $a_{SKF} = a_{23}$

a_{SKF} 係數 - 徑向滾子軸承

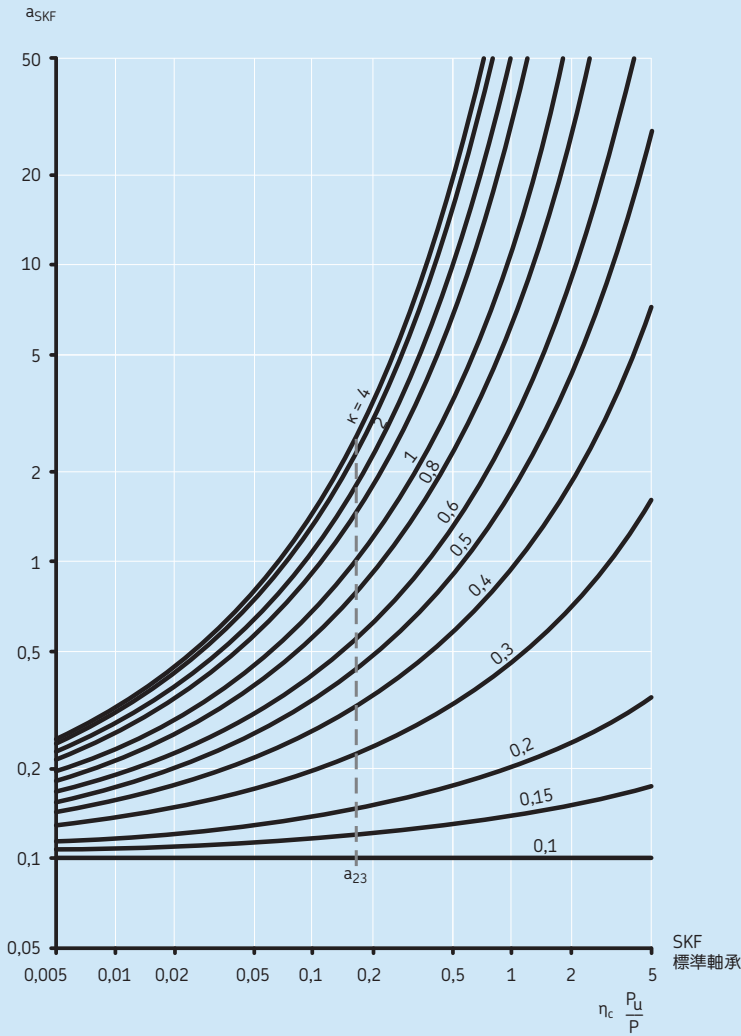
如果 $\kappa > 4$ ，使用 $\kappa = 4$ 的曲線

當 $\eta_c (P_u/P)$ 值趨於 0，對於所有 κ 值的 a_{SKF} 係數都趨於 0.1

虛線標註的位置是相當於以前的調整係數 a₂₃(κ) 的刻度，在這位置上，a_{SKF} = a₂₃

圖表 3

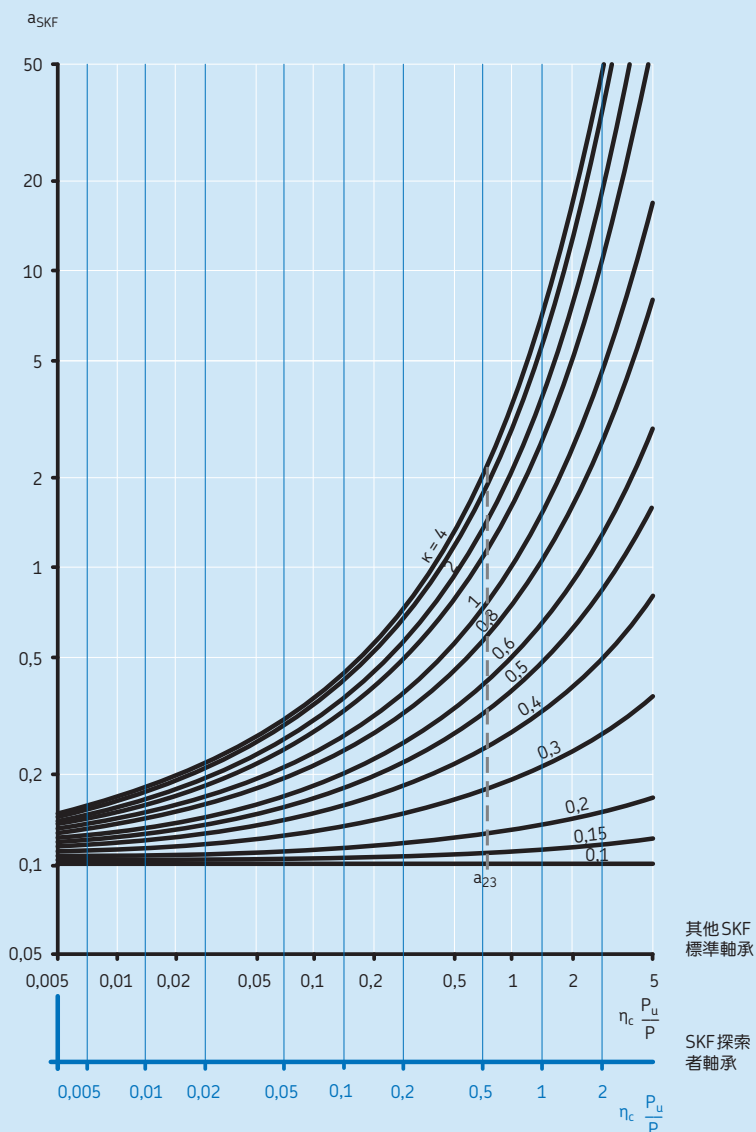
a_{SKF} 係數 - 止推球軸承軸承



如果 $\kappa > 4$ ，使用 $\kappa = 4$ 的曲線

當 $\eta_c (P_u/P)$ 值趨於 0，對於所有 κ 值的 a_{SKF} 係數都趨於 0.1

虛線標注的位置是相當於以前的調整係數 $a_{23} (\kappa)$ 的刻度，在這位置上， $a_{SKF} = a_{23}$

a_{SKF} 係數 - 止推滾子軸承

如果 $\kappa > 4$ ，使用 $\kappa = 4$ 的曲線

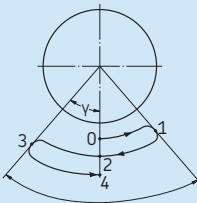
當 $\eta_c (P_u/P)$ 值趨於 0，對於所有 κ 值的 a_{SKF} 係數都趨於 0.1

虛線標注的位置是相當於以前的調整係數 a₂₃ (κ) 的刻度，在這位置上，a_{SKF} = a₂₃

壽命修正係數 a_{SKF} 的計算

通過SKF的電腦程式 - CADalog，或「SKF 互動工程型錄」，可以更簡便的算出 a_{SKF} 係數。「SKF 互動工程型錄」有提供光碟，也可以進入 www.skf.com 網站，在網上使用。此外，SKF 還開發出精密和尖端的電腦程式，把滾動接觸應力考慮在SKF 額定壽命的計算中。因此其他會影響到軸承壽命的因素，例如，角度誤差、軸撓曲以及軸承箱變形等，也可以一併考慮。(→參見從 82 頁開始的「SKF 計算工具」一節)。

表 2

軸承壽命單位的換算係數				
 整個擺動 = 4γ， 即由點 0 至點 4				
基本單位	換算係數 百萬轉速	工作小時	行駛公里數	百萬擺動週期 ¹⁾
1 百萬轉	1	$\frac{10^6}{60 n}$	$\frac{\pi D}{10^3}$	$\frac{180}{2 \gamma}$
1 工作小時	$\frac{60 n}{10^6}$	1	$\frac{60 n \pi D}{10^9}$	$\frac{180 \times 60 n}{2 \gamma 10^6}$
1 公里	$\frac{10^3}{\pi D}$	$\frac{10^9}{60 n \pi D}$	1	$\frac{180 \times 10^3}{2 \gamma \pi D}$
1 百萬擺動週期 ¹⁾	$\frac{2 \gamma}{180}$	$\frac{2 \gamma 10^6}{180 \times 60 n}$	$\frac{2 \gamma \pi D}{180 \times 10^3}$	1
D = 車輪直徑，m n = 轉速，r/min γ = 擺動的幅度 (偏離中心位置的最大轉動角度)，度 ¹⁾ 不適用於小幅度 ($\gamma < 10$ 度)				

潤滑條件 - 黏度比 κ

潤滑劑的有效性是取決於滾動接觸面中的兩個表面的分離程度。要形成一個足夠把兩個表面分開的潤滑膜，潤滑劑必須在達到正常工作溫度時，保持有一定的最低黏度。潤滑劑所提供的潤滑條件是用黏度比 κ 來表示，即實際黏度 ν 與能提供充分潤滑的額定黏度 ν_1 的比率。實際黏度和額定黏度是根據潤滑劑在正常工作溫度時的考慮(→參見從252頁開始的「潤滑油的選擇」一節)。

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

式中

- κ = 黏度比
- ν = 潤滑劑的實際工作黏度，mm²/s
- ν_1 = 根據軸承中間直徑和轉速的額定黏度，mm²/s

要在滾動接觸面之間形成一個足夠把兩個表面分開的潤滑膜，潤滑劑必須在正常工作溫度時能保持一定的最低黏度。要確定所需的額定黏度 ν_1 ，可利用軸承中間直徑 $d_m = 0,5 (d + D)$ ，mm，和轉速 n ，r/min，然後通過60頁的圖表5中找出。圖表是重新修訂的，引用了滾動軸承摩擦學最新的研究成果。

當工作溫度根據經驗或者通過其他方法確定時，可以從61頁的圖表6得出國際標準參考溫度40°C時的相對應黏度，或通過計算得出。圖表根據的黏度指數為95。表3列出了依據ISO 3448:1992標準的黏度級數，顯示在40°C時每一等級的黏度範圍。在相近的工作條件下，某些種類的軸承(如球面滾子軸承、圓錐滾子軸承、球面滾子止推軸承)，一般比其他種類的軸承(如深溝球軸承和圓柱滾子軸承)有較高的工作溫度。

表 3

ISO 3448標準的 ISO 黏度級別			
ISO 黏度等級	在 40 °C 時的動黏度極限		
	平均	最小	最大
—	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

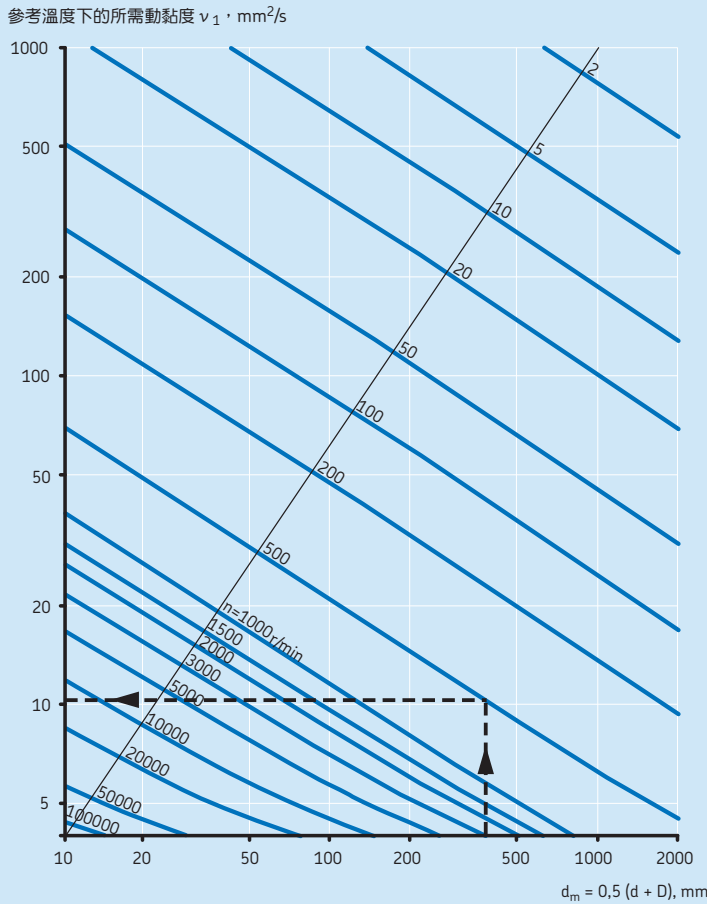
計算實例

軸承的內徑 $d = 340 \text{ mm}$ ，外徑 $D = 420 \text{ mm}$ ，所需的轉速為 $n = 500 \text{ r/min}$ 。軸承中間直徑 $d_m = 0,5 (d + D)$ ， $d_m = 380 \text{ mm}$ ，從圖表 5 得出，在工作溫度下能提供充分潤滑的所需額定黏度 ν_1 大約為 $11 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。假設軸承的工作溫度為 70°C ，從圖表 6 可以查出，

使用的潤滑劑的黏度級數應為 ISO VG 32 或以上，其實際黏度 ν 在參考溫度 40°C 時至少達到 $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

圖表 5

工作溫度下估計的所需最低動黏度 ν_1



極壓(EP)添加劑的考慮

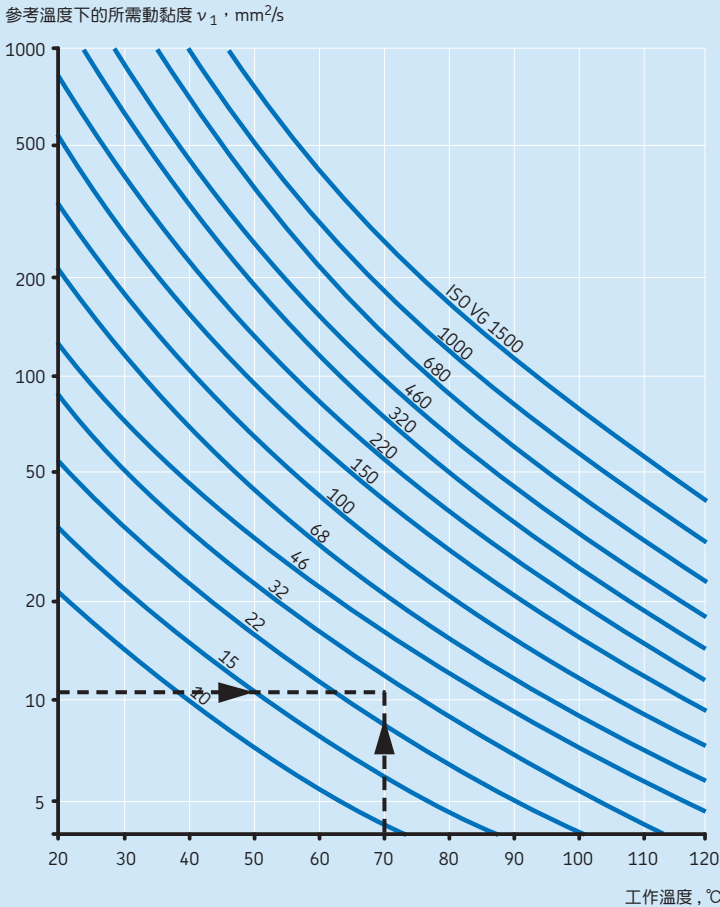
目前已知，在潤滑劑中加入某些極壓(EP)添加劑可延長軸承的工作壽命，否則可能會有不良的潤滑效果，例如當 $\kappa < 1$ 和污染係數 $\eta_c \geq 0,2$ 的情況下，根據 DIN ISO 281 附錄 1:2003，如果在潤滑劑加入經過驗證的極壓添加劑，計算時可使用黏度比 $\kappa = 1$ 。在這情況下，壽命修正係數 a_{SKF} 必須限制在 ≤ 3 ，

但不應低於使用正常潤滑劑的 a_{SKF} 值。

對於其他情況，可以用實際應用得出的黏度比 κ 來確定壽命修正係數 a_{SKF} 。在嚴重污染的情況下，即如污染係數 $\eta_c < 0,2$ ，必須先經試驗，才可以確定加入極壓添加劑的效果。請參考從 229 頁開始的「潤滑」一章中有關極壓(EP)添加劑的資訊。

圖表 6

轉換到動黏度 ν 到參考溫度下的黏度 (ISO 分類)



污染係數 η_c

引入污染係數是為了在軸承壽命計算中考慮潤滑劑的污染程度。污染對軸承疲勞的影響取決於多種因素，包括軸承的尺寸、潤滑膜相對的厚度、固體污染顆粒的大小及其分佈情況、污染的種類(軟、硬等)。這些因素對軸承壽命的影響是很複雜的，其中許多因素難以量化。因此不可能根據個別因素來確定污染係數 η_c 。在表 4 中提供了一些參考值。

如果在某應用中是根據以前的 a_{23} 調整係數來計算壽命，而且有良好的實際效果，可以推導出一個相對應的 η_c 係數(隱含值)。根據這個推導值可以得出一個相當於 a_{23} 調整係數的 a_{SKF} 係數，在 68 頁的「特殊情況 — 調整係數 a_{23} 」一節中有詳細說明。

使用這個方法必須注意，得出的污染係數 η_c 可能只是表示該應用污染程度的大概情況。另一個得出某應用污染係數 η_c 的方法，是將潤滑劑污染程度進行量化，然後才作評估。

表 4

在不同污染程度下 η_c 係數的參考值		
情況說明	η_c 係數 ¹⁾	
	對於以下直徑的軸承 $d_m < 100\text{ mm}$	$d_m \geq 100\text{ mm}$
極度清潔 顆粒尺寸小於油膜厚度 實驗室中的條件	1	1
非常清潔 潤滑油經過極細篩檢程式 具密封圈軸承的一般情況（終身潤滑）	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
一般清潔 潤滑油經過細篩檢程式 具防塵罩軸承的一般情況（終身潤滑）	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
輕度污染 微量污染物在潤滑劑內	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
常見污染 不具任何密封件的軸承的一般情況 潤滑油沒經過細緻過濾，有磨損顆粒從周圍進入	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
嚴重污染 軸承環境高度污染 密封不良的軸承配置	0,1 ... 0	0,1 ... 0
極嚴重污染 在極度污染下， η_c 係數可能已超出可計算範圍， 壽命縮短的程度可能遠遠大於 L_{nm} 計算公式的預測）	0	0

¹⁾ 以上的 η_c 係數參考值僅適用於一般的固體污染物。水或其他對軸承壽命有損害的液體等所造成的污染不包括在內。在極嚴重污染的情況下 ($\eta_c = 0$)，故障可能是由磨損導致，軸承的工作壽命可能比額定壽命要短。

ISO 污染分類與過濾比

潤滑系統中如何將污染程度進行分類的標準方法，在ISO 4406:1999標準(相當於GB/T14039-93)中有所說明。在這個分類體系中，將固體顆粒的數量轉換成以數字代表的等級代號(→表5及圖表7)。

檢查軸承潤滑油污染程度的一種方法是顯微鏡計數法，這種計數法把尺寸 $\geq 5\text{ }\mu\text{m}$ 和 $\geq 15\text{ }\mu\text{m}$ 的顆粒數量分成兩個等級。另一種方法是自動顆粒計數器，把尺寸 ≥ 4

μm 、 $\geq 6\text{ }\mu\text{m}$ 和 $\geq 14\text{ }\mu\text{m}$ 的顆粒數量分成三個等級用來表示污染程度。

在65頁圖表7中有兩個潤滑油污染程度分類的典型例子，-/15/12(A)和22/18/13(B)。

例A中表示每毫升潤滑油含有160到320顆粒是 $\geq 5\text{ }\mu\text{m}$ 和20到40顆粒是 $\geq 15\text{ }\mu\text{m}$ 。不斷的把潤滑油過濾是最理想的，但要視乎配備過濾系統以提高軸承的性能是否符合成本效益。

過濾比是用來表示過濾的效率。篩檢程式效率的定義是對一定尺寸顆粒的過濾比或遞減係數 β 。 β 值越大，表示篩檢程式對指定顆粒尺寸的過濾效率越高。因此， β 值和指定顆粒尺寸必須同時考慮。過濾比 β 是以指定尺寸顆粒在過濾前和過濾後的數量的比來表示，按以下方式計算：

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2}$$

式中

β_x = 對指定顆粒尺寸 x 的過濾比

x = 顆粒尺寸， μm

n_1 = 在篩檢程式上游每體積單位
(100 ml)大於 x μm 顆粒的數量

n_2 = 在篩檢程式下游每體積單位
(100 ml)大於 x μm 顆粒的數量

說明：

過濾比 β 只是針對以 μm 單位的某一顆粒尺寸，並以如 β_3 、 β_6 、 β_{12} 等來表示。例如：一個完整的過濾比“ $\beta_6 = 75$ ”，表示在75顆6 μm 或更大的顆粒中，只有一顆會通過篩檢程式。

表 5

ISO 分類 – 顆粒污染等級代號		
每毫升油液中的顆粒數量 大於	包含	等級代號
2 500 000		> 28
1 300 000	2 500 000	28
640 000	1 300 000	27
320 000	640 000	26
160 000	320 000	25
80 000	160 000	24
40 000	80 000	23
20 000	40 000	22
10 000	20 000	21
5 000	10 000	20
2 500	5 000	19
1 300	2 500	18
640	1 300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1
0,00	0,01	0

在已知污染度下確定 η_c

在油潤滑的情況下，只要能確定其污染程度，如通過在 ISO 4406:1999 標準中說明的顯微鏡計數法或自動顆粒計數器分析，又或者間接從循環油系統的過濾比率得出，便可以用作確定污染係數 η_c 。但污染係數 η_c 不可以單從測量潤滑油的污染程度而推導出來。污染係數 η_c 在很大程度上是取決於潤滑條件，黏度比 κ 和軸承的尺寸。根據 DIN ISO 281 附錄 4:2003，可以用一種簡化的方法來確定某條件下的 η_c 係數。利用油污染代號（或過濾比率）、軸承平均徑 $d_m = 0,5 (d+D)$ mm，和軸承的黏度比 κ ，可以得出污染係數 η_c ，（→參見 66 頁的圖表 8 和 9）。

圖表 8 和 9 是在循環油潤滑的情況下，根據不同程度的過濾比和油污染代號而提供污染係數 η_c 的常見值。在油浴潤滑系統中，如果污染顆粒幾乎沒有任何增加，可以應用相近的污染係數。但如果系統中的顆粒數量由於過度磨損或污染物的進入而不斷增加，則必須按照 DIN ISO 281 附錄 4:2003 中的說明，在確定污染係數 η_c 時適當考慮這種情況。

在脂潤滑的情況下也可按類似方式來確定 η_c 係數，但由於其污染程度可能難以測量，所以是採用一種簡單的定性方法來制定。

67 頁的圖表 10 和 11 是在脂潤滑的情況下，提供在極高清潔度和一般清潔度工作條件下的污染係數 η_c 的常見值。

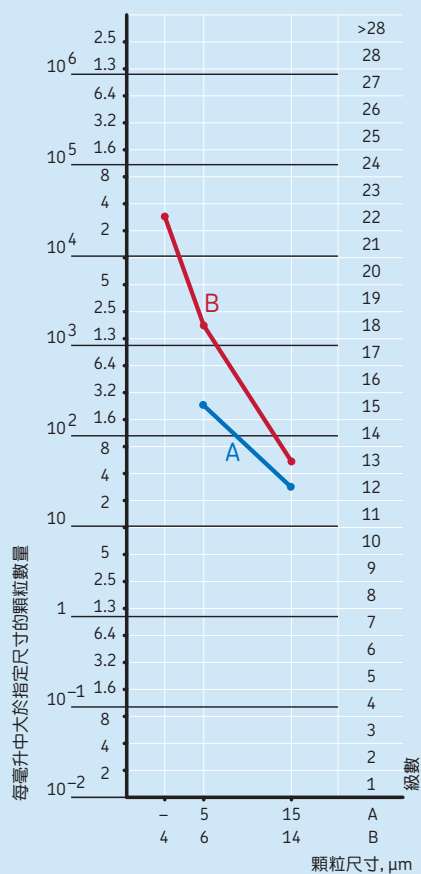
有關在循環油潤滑、油浴潤滑和脂潤滑情況下的其他污染程度的資訊，請參閱 DIN ISO 281 附錄 4:2003，或向 SKF 查詢。

污染程度對疲勞壽命有多大的影響，可從以下試驗結果中看出。對某數量的開放型和具密封的深溝球軸承 6305，在非常污染的環境下（具有相當數量磨損顆粒的變速箱）進行了測試。密封軸承並沒有出現故障，但當其運行時間超過了開放型軸承的實驗壽命

不少於 30 倍之後，出於實際考慮停止了試驗。開放型軸承的實際壽命只有計算壽命 L_{10} 的十分之一，相當於污染係數 $\eta_c = 0$ ，就如 62 頁的表 4 中所示。

從 54 頁開始的圖表 1 至 4 可以看出潤滑系統的清潔度對軸承壽命的重要性；隨著係數 η_c 的遞減，壽命修正係數 a_{SKF} 急劇下降。使用具密封的軸承，是簡單有效的方法以提高軸承的清潔度。

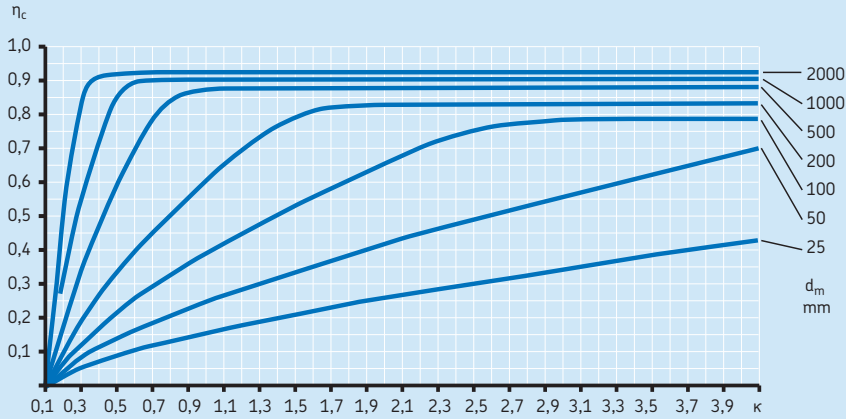
ISO 分類及顆粒讀數的範例



A = 顯微鏡顆粒讀數 (-/15/12)
 B = 自動顆粒計數器 (22/18/13)

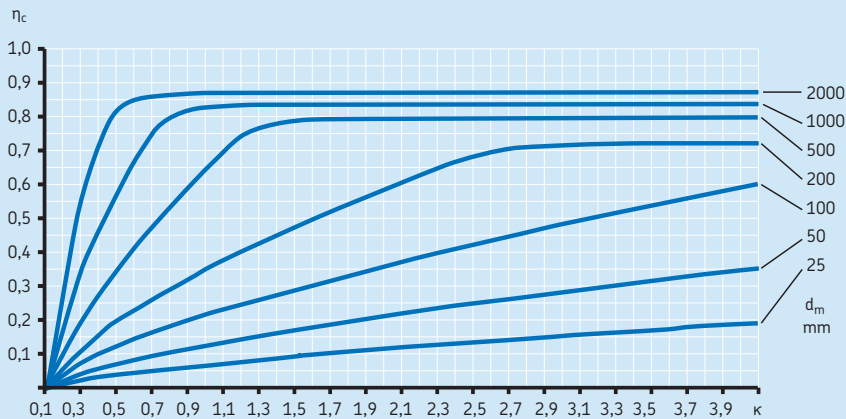
圖表 8

在以下條件的污染係數 η_c
- 循環油潤滑
- 根據 ISO 4406:1999 的固體污染程度 - /15 / 12
- 過濾比 $\beta_{12} = 200$

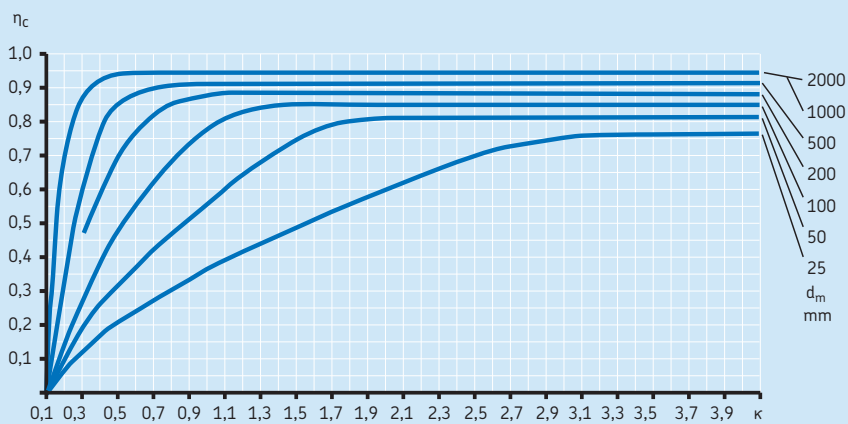


圖表 9

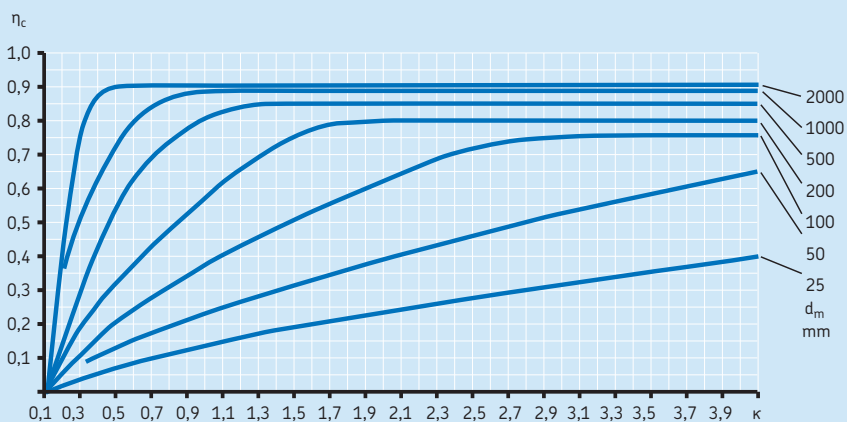
在以下條件的污染係數 η_c
- 循環油潤滑
- 根據 ISO 4406:1999 的固體污染程度 - /17 / 14
- 過濾比 $\beta_{25} = 75$



圖表 10

脂潤滑的污染係數 η_c - 極度清潔

圖表 11

脂潤滑的污染係數 η_c - 一般清潔

特殊情況 — 調整係數 a_{23}

在上一版本的SKF軸承綜合型錄中，引進了調整係數 a_{23} ，針對材料和潤滑的條件，在基本額定壽命的計算中作出了調整。該係數是SKF於1975年提出的。

在ISO 281:1990/Amd 2:2000中提到了這種壽命調整的計算方法，應視為更全面的壽命修正係數 a_{SKF} 的一種特殊情況。調整係數 a_{23} 以一個特定的「污染 - 負荷比」 $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$ ，隱藏在SKF壽命修正係數 a_{SKF} 的圖表中。由於係數 a_{23} 只取決於黏度比 κ ，因此根據不同 κ 值的 a_{23} 是疊置在圖表中(從54頁開始的圖表1至4)不同的 κ 曲線上，並且相當於 $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ 時的 a_{SKF} 係數。在這情況下，污染度係數 η_c 可以寫成：

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P)$$

$\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ 每點的位置用虛線標注，其對SKF標準軸承和SKF探索者軸承的值列在表6中。例如，對於標準的徑向球軸承，相對應的 η_c 為：

$$\eta_c = \frac{0,05}{P_u/P}$$

在54頁的圖表1中「污染 - 負荷比」 $[\eta_c (P_u/P)]_{23} = 0,05$ 的位置， a_{SKF} 相等於 a_{23} ， a_{23} 可以從虛線與不同 κ 值曲線的交點，找出相對應的 a_{SKF} 值。軸承壽命於是可以用簡化的公式算出：

$$L_{nm} = a_1 a_{23} L_{10}$$

式中

L_{nm} = SKF 額定壽命 (100 - n % 可靠度)，
百萬轉

L_{10} = 基本額定壽命 (90 % 可靠度)，
百萬轉

a_1 = 壽命可靠度調整係數
(→53頁的表1)

a_{23} = 材料和潤滑條件調整係數，
當 $\eta_c (P_u/P) = [\eta_c (P_u/P)]_{23}$ 時
(→從54頁開始的圖表1至4)

表 6

污染 - 負荷比 $[\eta_c (P_u/P)]_{23}$		
軸承類型	$[\eta_c (P_u/P)]_{23}$	
	SKF 標準軸承	SKF 探索者軸承
徑向軸承		
球軸承	0,05	0,04
滾子軸承	0,32	0,23
止推軸承		
球軸承	0,16	—
滾子軸承	0,79	0,56

使用調整係數 a_{23} 時，在實際中是指應力條件在 $\eta_c(P_u/P)=[\eta_c(P_u/P)]_{23}$ 的情況下。如果軸承實際的 $\eta_c(P_u/P)$ 值是低於或高於 $[\eta_c(P_u/P)]_{23}$ 值，則表示高估或低估了軸承的壽命。換言之，在實際應用中，如果是重負荷和高污染度、或者是輕負荷和高清潔度的情況下，調整係數 a_{23} 不能充分反映這些工況。

對於標準軸承，在負荷比 C/P 大約為5的情況下，污染係數 η_c 需要大約在0,4至0,5之間，才能滿足 $a_{SKF} = a_{23}$ 。如果實際的清潔度低於一般水平，使用調整係數 a_{23} 的計算方法會高估了軸承的壽命。因此，SKF 建議只運用 a_{SK} 的計算方法以提高軸承尺寸選擇的可靠度。

如果要將之前以調整係數 a_{23} 計算的設計，轉用更全面的 a_{SK} 調整係數計算方法，瞭解調整係數 a_{23} 與 a_{SK} 相對應的關係是很有用的。實際上，以調整係數 a_{23} 計算的應用，如果有良好的運行效果，可以將其輕易地轉換成相當的 a_{SK} 係數。

在實際應用中，基於表6所列的「污染 - 負荷比」 $[\eta_c(P_u/P)]_{23}$ 的計算中，是隱藏著某特定的污染係數 η_c 。利用這種方式推導出的污染係數 η_c ，可以作為一個近似值或實際的 η_c 係數。參照 64 頁開始的「在已知污染下時確定 η_c 」一節，可以對最初估算的 η_c 係數，利用潤滑油清潔度的分級作進一步改善。另可參見78頁的計算實例 2。

變化工作條件下的壽命計算

在某些應用中，軸承負荷的大小和方向會隨著時間而改變，還可能有轉速、溫度、潤滑條件和污染程度等的變化。必須對變化的負荷條件作分階段的等效負荷計算，否則無法直接計算出軸承壽命。考量到系統的複雜性，分階段的參數並不容易確定，且無法簡化計算。

因此，對於變動的工作條件，有必要將負荷變化的模式或工作週期，減至有限數量較簡單的負荷條件（→圖表12）。對於持續變動的負荷，可以將負荷變化的模式，根據每個不同的負荷範圍累加，將其簡化成有恒定負荷段的柱狀圖。每一個負荷段都以運行時間的百分比或分數來表示。由於重負荷與中等負荷消耗軸承壽命的速度要比輕負荷的快。所以在負荷圖中，必須把衝擊負荷和最大負荷獨立分辨出來，即使在這些負荷下作用的時間很短，甚至只有幾轉。

在每一工作時隔內，可以把軸承負荷和工作條件用固定的平均值來表示。然後根據每一負荷段所需的工作小時或轉數，計算該負荷段的壽命份額。例如， N_1 表示某工作時隔在負荷 P_1 下所需的轉數， N 表示該應用工作週期總轉數，即壽命份額 $U_1 = N_1 / N$ 將在負荷條件 P_1 下使用，其計算壽命為 L_{10m1} 。在變化的工作條件下，軸承的壽命可用以下公式估算：

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}} + \dots}$$

式中

L_{10m} = 額定壽命，百萬轉

$L_{10m1}, L_{10m2}, \dots$ = 固定條件 1、2、...

下的額定壽命，百萬轉

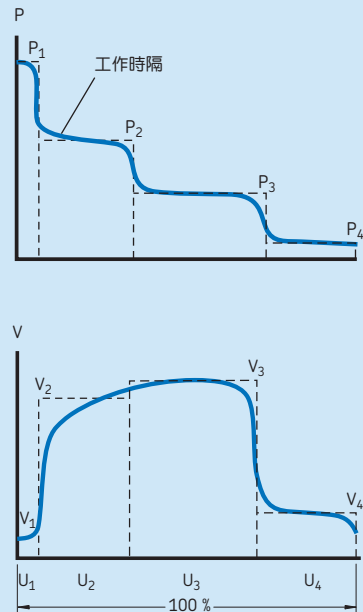
$U_1, U_2, \dots$ = 條件 1、2、...

下的壽命份額，說明：

$U_1 + U_2 + \dots + U_n = 1$

在某特定應用下，必須要得到的負荷詳細的變化情況，才可應用以上的計算方法。利用某些應用常用的工作條件或標準的工作週期，也可推導出負荷變化的模式。

圖表 12



工作溫度的影響

軸承在工作中，其尺寸會因材料內結構的轉變而變化。這種轉變受到溫度、時間及應力的影響。

為避免在工作中因材料的結構轉變而發生不允許的尺寸變化，軸承材料須經過特殊的熱處理（穩定化）過程（→ 表 7）。

根據不同的軸承類型，標準的軸承是以淬透和感應淬火熱處理的鋼製成，建議的最高工作溫度在 120 至 200°C 之間。可以達到的最高工作溫度與熱處理過程有直接的關係。部分類型的軸承有更詳細資訊，可參見其相對應的產品介紹部分。

如果某應用的正常工作溫度高出建議的最高溫度，應選用穩定級數較高的軸承。

如果軸承需要連續在高溫下工作，軸承的動負載能力可能需要作出調整。

有關詳細資訊，請向 SKF 查詢。

要軸承在高溫下保持可靠的運行，必須確保選用的潤滑劑能保持其潤滑特性，還有密封件、保持架等的材料能在相同溫度下工作（→ 參見從 229 頁開始的「潤滑」和從 138 頁開始的「滾動軸承的材料」）。

如果工作溫度條件需要穩定級數高於 S1 的軸承，請先與 SKF 聯繫。

所需額定壽命

在確定軸承尺寸時，通常是以應用的規格壽命來驗證所施加的動負荷。規格壽命一般是根據機器的類型、運行時間和可靠度的要求。在沒有相關應用經驗的情況下，可使用 72 頁的表 8 和 9 的參考值。

表 7

尺寸穩定性	
穩定級數	尺寸穩定可達到的溫度
SN	120 °C
S0	150 °C
S1	200 °C
S2	250 °C
S3	300 °C
S4	350 °C

表 8

不同類型機器的壽命指導方針值	
機器類型	規格壽命 工作小時
家用機器、農業機器、儀器、醫療設備	300 ... 3 000
短期或間歇使用的機械：電動手工具、車間的起重設備、 建築設備和機械	3 000 ... 8 000
短期或間歇使用的機械，但要求較高的運行可靠度： 升降機（電梯）、用於已包裝貨物的起重機，吊索鼓輪等	8 000 ... 12 000
每天工作 8 小時、但並非全部時間運行的機器： 一般的齒輪傳動結構、工業用電機、轉式碎石機	10 000 ... 25 000
每天工作 8 小時且全部時間運行的機器： 機床、木材機械、連續生產機器、重型起重機、 通風設備、輸送帶、印刷設備、分離機、離心機	20 000 ... 30 000
24 小時運行的機器：軋鋼廠用齒輪箱、中型電機、 壓縮機、採礦用起重機、泵、紡織機械	40 000 ... 50 000
風電機械的設備，包括：主軸、擺動結構、齒輪箱、 發電機軸承	30 000 ... 100 000
自來水廠用的機械、轉爐、電纜絞股機、 遠洋輪的推進機械	60 000 ... 100 000
大型電機、發電廠設備、礦井水泵、 礦場用通風設備、遠洋輪的主軸軸承	> 100 000

表 9

鐵道車輛的軸承箱軸承與組件的壽命指導方針值	
車輛類型	規格壽命 百萬公里
符合 UIC 規格的貨車，基於連續作用的最大軸負荷	0,8
大眾運輸車輛：郊區列車、地鐵、輕軌和有軌電車	1,5
幹線客運車輛	3
幹線柴油和電動車組	3 ... 4
幹線柴油和電動火車頭	3 ... 5

軸承動負荷

軸承動負荷的計算

作用在軸承上的負荷，在已知或可計算的外力下(如傳動力，工作力，或慣性力)，可以根據機械學的原理來計算。當計算單個軸承負荷的分力時，為了簡化計算，軸是被看成由剛硬和無力矩作用的支點所支撐的梁。軸承、軸承座或機械結構的彈性變形，軸撓曲導致作用在軸承的力矩，完全不考慮在簡化的計算中。

應用簡化的理論，只需要很簡單的輔助工具，如小型計算機，也可以進行計算。實際上，計算基本額定負荷和等效軸承負荷的標準方法，也是根據類似的假設。

利用先進和複雜的計算程式，可以不用上述的假設，而是根據彈性力學理論來計算軸承的負荷。在這些程式中，軸承、軸以及軸承座都是被考慮為系統的中具彈性的部分。

外力方面包括，軸和所承載零件固有的重量、又或者是車輛的重量和其他慣性力等，這些一般都是已知，或能夠通過計算得出。但其他的力，如工作力(碾壓力和機床的切削力等)、衝擊力和額外的動態力(如由於不平衡引起的離心力)，通常要依靠類似機器或軸承配置的經驗才能確定。

齒輪傳動

對於齒輪傳動，齒輪理論上的作用力可以根據傳輸功率以及齒輪的類型算出。但也有其他動態力會由於；齒輪本身、輸入傳動端或功率輸出端產生。此外，齒輪的形狀誤差和旋轉零件的不平衡也會造成額外的動態力。但齒輪一般以很高的精度標準製造，以降低運行時的異音，所以由這種原因產生的力通常很小，在計算軸承負荷時可以忽略不計。

應用齒輪傳動的機器，只有在工作條件已知的情況下，才能確定根據其運行形式和模式所產生的額外作用力。根據不同工作條件，齒輪製造商通常能提供一個關於衝擊負荷和齒輪效率的「工作」係數，利用這個係數，可以用來考慮額外作用力對軸承額定壽命的影響。

皮帶傳動

計算皮帶傳動的軸承負荷時，最主要是考慮有效的皮帶拉力，其取決於傳遞的力矩。皮帶製造商一般會根據不同的皮帶類型、預壓、皮帶的張緊力和其他額外動態力，提供一個用來計算皮帶拉力的係數。若無法得到相關的係數，可使用以下參考值：

- 帶齒皮帶 = 1,1 至 1,3
- 三角皮帶(V型皮帶) = 1,2 至 2,5
- 平皮帶 = 1,5 至 4,5

當軸之間的距離很短、在重負荷或衝擊負荷的作用下、或張緊力很大時，應取用較大的值。

等效軸承動負荷

如果利用上述資訊所得出的計算負荷 F ，能滿足基本額定動負荷 C 的條件，即負荷的大小和方向是固定的，且徑向作用於徑向軸承；或軸向和同心作用於止推軸承，則 $P = F$ ，計算負荷可以直接代入壽命公式。

在所有其他情況下，必須先計算出等效動負荷。等效動負荷是指一個假設的負荷，其大小和方向是固定的，且徑向作用於徑向軸承；或軸向和同心作用於止推軸承。這個假設的負荷與實際作用的負荷，對軸承壽命有著相同的影響（→圖2）。

徑向軸承一般需要承受同時作用的徑向和軸向負荷。如果合成負荷的大小和方向是固定的，等效動負荷 P 可從以下的通用公式得出：

$$P = X F_r + Y F_a$$

式中：

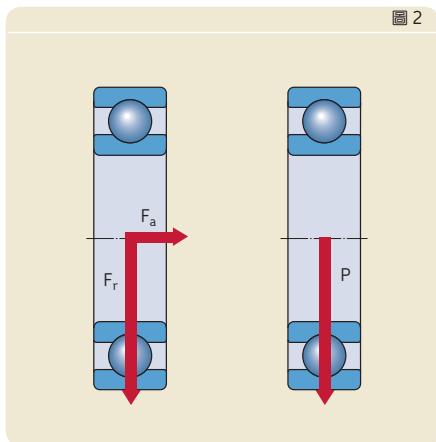
P = 等效動負荷，kN

F_r = 實際徑向負荷，kN

F_a = 實際軸向負荷，kN

X = 徑向負荷係數

Y = 軸向負荷係數



單列徑向軸承只有在軸向負荷與徑向負荷的比 F_a/F_r ，大於某一特定的限制係數 e ，軸向負荷才會影響到等效動負荷 P 。但對於雙列軸承，即使很小的軸向負荷，一般也會造成很大的影響。

以上的通用公式也適用於能同時承受軸向與徑向負荷的球面滾子止推軸承。對於只能承受純軸向負荷的止推軸承，如止推球軸承和圓柱滾子止推軸承，只要負荷是作用在軸承的中心，可用以下簡化的公式：

$$P = F_a$$

在每一相關的產品介紹部分和產品表中，都有提供計算等效動負荷所需的資訊和資料。

變動的軸承負荷

在許多情況下，負荷的大小是會變動的。對於變化的工作條件，應採用相關的壽命公式（→70頁）。

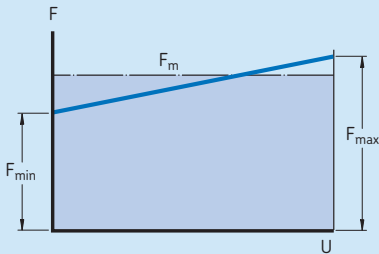
工作時隔內的平均負荷

在每一個工作時隔中，工作條件可與其公稱值有小許偏差。假設某工作時隔的工作條件，如轉速和負荷的方向是較為固定的，而負荷的大小只在最小值 $F_{\min}$ 與最大值 $F_{\max}$ 之間變化（→圖表13），平均負荷可用以下公式計算：

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 F_{\max}}{3}$$

圖表 13

平均負荷



轉動的負荷

如果像圖表14所示，作用在軸承上的負荷包括一個固定大小和方向的負荷 F_1 （如轉子的重量），和一個固定的循環負荷 F_2 （如一個不平衡的負荷），平均負荷可用以下公式計算：

$$F_m = f_m (F_1 + F_2)$$

係數 f_m 的值可參見圖表 15。

所需最小負荷

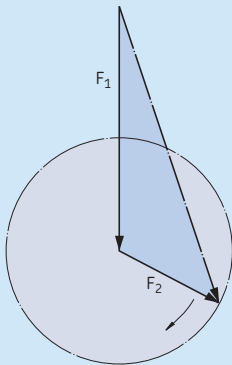
在負荷很低的情況下，負荷對工作壽命的影响並不明顯。除疲勞外的其他故障機理有著決定作用。

為使軸承獲得良好運行，滾動軸承必須承受一定的最小負荷。根據經驗所得，滾子軸承所需的最小負荷應相當於 0,02 C，而球軸承則應相當於 0,01 C。當軸承的加速很高和轉速達到產品表所列的極限轉速的 50% 或更高時，最小負荷就更為重要（參見從 107 頁開始的「轉速和振動」一節）。如果無法滿足最小負荷的要求，可考慮使用 NoWear（永不磨損）軸承（→ 943 頁）。

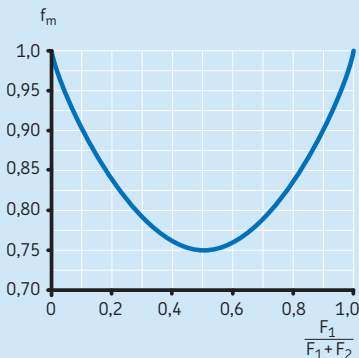
對於不同類型的軸承，在其相關的產品介紹部分中，都有提供計算所需最小負荷的建議。

圖表 14

轉動負荷



圖表 15



運用靜負載能力選擇軸承的尺寸

當有以下任何的其中一種情況，軸承尺寸的選擇應根據額定靜負荷 C_0 而不是軸承的壽命：

- 軸承是靜止的，而且在連續或間斷（衝擊）負荷的作用下
- 軸承在負荷作用下只作緩慢的擺動或調節性的運動
- 軸承在負荷作用下的轉速很低 ($n < 10 \text{ r/min}$) 和只需要很短的壽命（在這情況下，對於給定的等效負荷 P ，根據壽命公式會得出很低的所需基本額定動負荷 C ，因以所選的軸承在實際工作中可能會嚴重過載）
- 軸承是轉動的，但除了需要承受正常的工作負荷外，還要承受很重的衝擊負荷

在以上所有的情況下，軸承的允許負荷並不是取決於材料疲勞，而是根據負荷對滾道造成的永久變形的程度而定。作用在靜止或緩慢擺動的軸承上的負荷，以及作用在轉動軸承上的衝擊負荷，可能會使滾動體的部分位置被壓平和在滾道上造成壓痕。壓痕可能會不規則地分佈在滾道上，也可能以相對應於滾動體之間的距離均勻地分佈。如果負荷作用在軸承轉動若干圈數後，變形會均勻地分佈在整個滾道上。在軸承上的永久變形，可能會導致振動、異音和增加摩擦。而且也可能會導致內部間隙的增加或影響到配合的特性。

這些變化對軸承性能的損害程度取決於對軸承在特定應用中的要求。如果對下列條件有一定的要求，在選擇軸承時，必須要有足夠高的靜負載能力，以確保其不會發生永久變形或只有很輕微的變形：

- 高可靠度
- 靜音運轉（如應用在電機）
- 極低的振動（如應用在機床）
- 衡定的軸承摩擦力矩
（如應用在測量儀器和測試設備）
- 在負荷作用下低起動摩擦
（如應用在起重機）

等效靜負荷

靜負荷必須根據其相對應的徑向和軸向負荷，計算出一個等效靜負荷。等效靜負荷是指當其作用在軸承上（徑向作用於徑向軸承，或軸向作用於止推軸承），會造成與實際負荷作用下，有相同的最大滾動體負荷。等效靜負荷 P_0 可從以下的通用公式得出：

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

式中

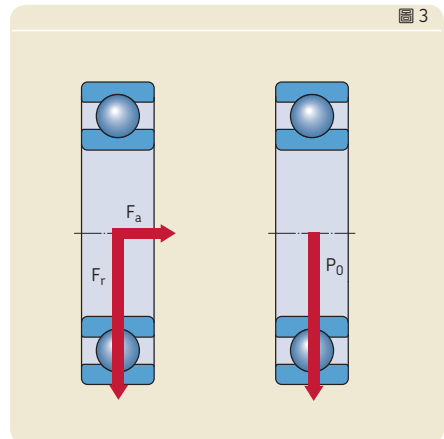
P_0 = 等效靜負荷, kN

F_r = 實際徑向負荷（參見下文），kN

F_a = 實際軸向負荷（參見下文），kN

X_0 = 徑向負荷係數

Y_0 = 軸向負荷係數



說明：

在計算 P_0 時，應取用可能會發生的最大負荷，把其相對應的徑向和軸向負荷（→圖3）代入以上的公式。如果靜負荷以不同方向作用在軸承上，其相對應徑向和軸向負荷的大小會改變。在這些情況下，應使用會產生最大等效靜負荷 P_0 的相對應徑向和軸向負荷。

在每一相關的產介紹部分和產品表中，都有提供計算等效靜負荷所需的資訊和資料。

所需基本額定靜負荷

根據靜負載能力確定軸承的尺寸時，需要一個給定的安全係數 s_0 ，其表示基本額定靜負荷 C_0 與等效靜負荷 P_0 之間的比例；以計算所需的基本額定靜負荷。

所需基本額定靜負荷 C_0 ，可從以下的公式得出：

$$C_0 = s_0 P_0$$

式中：

C_0 = 基本額定靜負荷，kN

P_0 = 等效靜負荷，kN

s_0 = 靜負荷安全係數

表10提供的是根據經驗的靜負荷安全係數 s_0 參考值，適用於不同應用中，要求穩定運行的球軸承和滾子軸承。在高溫工作下，靜負載能力會下降。有關詳細資訊，請向 SKF 查詢。

檢查靜負荷承載能力

對於承受動態負荷的軸承，在等效靜負荷 P_0 已知的情況下，建議用以下公式來檢查靜負載能力是否足夠：

$$s_0 = C_0/P_0$$

如果得出的 s_0 值是低於建議的參考值（→表10），應選用一個有較高基本額定靜負荷的軸承。

表 10

靜負荷安全係數 s_0 的參考值

運行情況

轉動的軸承
對靜音的要求
不重要

正常

高

不轉動的軸承

球軸承

滾子軸承

球軸承

滾子軸承

球軸承

滾子軸承

球軸承

滾子軸承

平穩，無振動

0,5

1

1

1,5

2

3

0,4

0,8

正常

0,5

1

1

1,5

2

3,5

0,5

1

顯著的衝擊負荷¹⁾

≥ 1,5

≥ 2,5

≥ 1,5

≥ 3

≥ 2

≥ 4

≥ 1

≥ 2

對於球面滾子止推軸承，建議採用 $s_0 \geq 4$

¹⁾ 在不知道衝擊負荷大小的情況下， s_0 值不應小於以上的參考值。如果能確定衝擊負荷實際大小，可以用較小的 s_0 值。

計算實例

例題 1

SKF 探索者深溝球軸承 6309，純徑向負荷 $F_r = 10 \text{ kN}$ ，轉速為 3 000 r/min，以油潤滑。潤滑油在正常工作溫度時的實際黏度 $\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。要求 90% 的可靠度，假設工作條件非常清潔，試計算基本額定壽命和 SKF 額定壽命。

a) 根據 90% 可靠度的基本額定壽命為：

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

從產品表得到，6309 的基本額定動負荷 $C = 55,3 \text{ kN}$ 。由於是純徑向負荷， $P = F_r = 10 \text{ kN}$ 。（→74 頁「等效動負荷」）。

$$L_{10} = (55,3/10)^3$$

$$= 169 \text{ 百萬轉}$$

或利用以下公式以工作小時表示

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10}$$

$$L_{10h} = 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 169$$

$$= 940 \text{ 工作小時}$$

b) 根據 90% 可靠度，SKF 額定壽命為：

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

- 按照 90% 可靠度的要求，以 $a_1 = 1$ 計算額定壽命 L_{10m} （→ 53 頁的表 1）
- 從產品表可得出 6309 的軸承平均徑 $d_m = 0,5 (d + D) = 0,5 (45 + 100) = 72,5 \text{ mm}$
- 從 60 頁的圖表 5 可得出，在轉速 3 000 r/min 下，在工作溫度的額定黏度 $\nu_1 = 8,15$

mm^2/s 。因此， $\kappa = \nu / \nu_1 = 20 / 8,15 = 2,45$

- 從產品表， $P_u = 1,34 \text{ kN}$ ， $P_u/P = 1,34 / 10 = 0,134$ 由於工作條件非常清潔， $\eta_c = 0,8$ ， $\eta_c P_u/P = 0,107$

從 54 頁的圖表 1，使用 SKF 探索者等級的刻度，當 $\kappa = 2,45$ 時， $a_{SKF} = 8$ 。根據 SKF 額定壽命公式，可以得出：

$$L_{10m} = 1 \times 8 \times 169 \\ = 1352 \text{ 百萬轉}$$

或以工作小時表示

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 n} L_{10m}$$

$$L_{10mh} = 1\,000\,000 / (60 \times 3\,000) \times 1352 \\ = 7\,512 \text{ 工作小時}$$

例題 2

在例題 1 中的 SKF 探索者深溝球軸承 6309，其壽命是幾年前利用調整係數 a_{23} 計算得出。在實際應用中表現良好，並能完全滿足要求。現要求根據調整係數 a_{23} 和 a_{SKF} 係數重新計算軸承的壽命，由於有實際應用經驗，即 $a_{SKF} = a_{23}$ 。另外，在 $a_{SKF} = a_{23}$ 的條件下，反算出該應用的相對應污染係數 η_c 。

- 接例題 1，黏度比 $\kappa = 2,45$ ，並考慮到實際應用經驗完全滿足要求，可以有把握地假設 $a_{SKF} = a_{23}$ ，從 54 頁的圖表 1，可以用 κ 值得出 SKF 壽命修正係數 $a_{SKF} = a_{23}$ 係數 $\approx 1,8$ ，因此：

$$L_{10mh} = a_{23} L_{10h} = a_{SKF} L_{10h}$$

即

$$L_{10mh} = 1,8 \times 940 = 1\,690 \text{ 工作小時}$$

- 根據68頁的表6，SKF探索者軸承6309的疲勞極限負荷比 $P_u/P = 0,134$ ，相對應以上的壽命調整係數，污染係數為：

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P) = 0,04/0,134 = 0,3$$

例題 3

本例是要複算某應用的計算結果。具密封圈和潤滑脂的6309-2RS1深溝球軸承，工作條件與例題2中的相同($\kappa = 2,45$)。現需要檢查其污染程度，以確定是否能達到最低所需壽命3 000 工作小時的情況下，同時能降低成本。

- 使用具密封圈和潤滑脂的軸承，有很高的清潔度，根據62頁的表4，污染係數 $\eta_c = 0,8$ 。同例題2， $P_u/P = 0,134$ ， $\eta_c (P_u/P) = 0,107$ ，以及 $\kappa = 2,45$ 。根據54頁的圖表1，使用SKF探索者等級的刻度，可以得出 $a_{SKF} = 8$ 。

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ 工作小時}$$

- 另一個成本可能較低的方案，是以相同的軸承配置，選用具防塵蓋的SKF探索者軸承6309-2Z。其清潔度為一般，根據62頁的表4，污染係數 $\eta_c = 0,5$ 。同例題2， $P_u/P = 0,134$ ， $\eta_c (P_u/P) = 0,107$ ，以及 $\kappa = 2,45$ 。根據54頁的圖表1，使用SKF探索者等級的刻度，可以得出 $a_{SKF} \approx 3,5$ 。

$$L_{10mh} = 3,5 \times 940 = 3\,290 \text{ 工作小時}$$

結論：在其他條件允許的情況下，用具防塵蓋的軸承代替具密封圈的軸承，可以達到更好的成本效益。

假如運用調整係數 a_{23} 來計算額定壽命，將不能得出以上結果。就是所需壽命也不能達到(→例題2，以調整係數 a_{23} 計算的額定壽命只會得出1 690 工作小時)。

例題 4

在例題1中的SKF探索者深溝球軸承6309，其壽命是幾年前利用調整係數 a_{23} 計算得出。在實際應用的時候，經常有軸承故障的投訴。現需要重新評估該軸承應用的設計，以確定提高其可靠度的可行辦法。

- 軸承的壽命是以 a_{23} 係數計算。黏度比 $\kappa = 2,45$ 。根據54頁的圖表1，從SKF壽命修正係數的軸上得出調整係數 $a_{23} = 1,8$ 。

$$\begin{aligned} L_{10mh} &= a_{23} \times L_{10h} = 1,8 \times 940 \\ &= 1\,690 \text{ 工作小時} \end{aligned}$$

- 根據68頁的表6，SKF探索者軸承6309的疲勞極限負荷比 $P_u/P = 0,134$ ，相對應以上的壽命調整係數，污染係數為

$$\eta_c = [\eta_c (P_u/P)]_{23} / (P_u/P) = 0,04/0,134 = 0,3$$

- 從應用中取出潤滑油的樣本，用顯微鏡計數法得出根據ISO 4406:1999標準的污染程度 - /17/14。污染是來自系統的磨損顆粒。根據62頁的表4，是屬於「常見污染」的類別。另外，從66頁的圖表9可以得出污染係數 $\eta_c = 0,2$ 。已知 $P_u/P = 0,134$ ，所以 $\eta_c (P_u/P) = 0,0268$ 。根據黏度比 $\kappa = 2,45$ ，從54頁的圖表1，可以得出 $a_{SKF} \approx 1,2$ 。

$$L_{10mh} = 1,2 \times 940 = 1\,130 \text{ 工作小時}$$

- 如果使用具接觸密封圈的SKF 探索者軸承 6309-2RS1，污染程度可以改善至「非常清潔」。從62頁的表4得出污染係數 $\eta_c = 0,8$ 。已知 $P_u/P = 0,134$ ，所以 $\eta_c (P_u/P) = 0,107$ 。根據黏度比 $\kappa = 2,45$ ，從54頁的圖表1，以SKF 探索者等級的刻度，可以得出 $a_{SKF} = 8$ 。

$$L_{10mh} = 8 \times 940 = 7\,520 \text{ 工作小時}$$

結論：在這應用中的污染程度，比在調整係數 a_{23} 隱含的污染係數 $\eta_c = 0,3$ 更嚴重。而在實際應用中，是工業齒輪箱常見的污染情況，在運用 SKF 壽命修正係數 a_{SKF} 的計算方法時，污染係數 η_c 應為 0,2。

這就可以解釋為何在應用中容易發生故障。而改用具接觸密封圈的SKF 探索者軸承 6309-2RS1，將可解決上述問題，並大大提高其可靠度。

例題 5

某鋼廠的重型運輸設備使用的是SKF 探索者密封球面滾子軸承24026-2CS2/VT143，其工作週期內的工作條件詳列在下表中。

靜負荷的計算考慮了裝載過程中負荷的慣性和裝卸物意外拋下時產生的衝擊負荷，因此假設其足夠精確。

現需要驗證該應用的動負荷和靜負荷，是否能滿足所需工作壽命 60 000小時；和最小靜負荷安全係數 1,5。

- 從產品表和球面滾子軸承的介紹部分：

額定負荷：

$$C = 540 \text{ kN} ; C_0 = 815 \text{ kN} ; P_u = 81,5 \text{ kN}$$

尺寸：

$$d = 130 \text{ mm} ; D = 200 \text{ mm} ,$$

$$\text{因此 } d_m = 0,5(130 + 200) = 165 \text{ mm}$$

潤滑脂：極壓礦物油鋰皂潤滑脂，NLGI稠度級別2，工作溫度範圍在 -20至 +110 °C 之間，基礎油黏度為在40時，200 mm²/s 和在 100 °C 時，16 mm²/s

例題 5/1

工作條件					
工作 時間 間隔	等效 動負荷	時間 間隔	轉速	溫度	等效 靜負荷
-	kN	-	r/min	°C	kN
1	200	0,05	50	50	500
2	125	0,40	300	65	500
3	75	0,45	400	65	500
4	50	0,10	200	60	500

• 進行以下計算或確定以下值：

1. v_1 = 額定黏度， mm^2/s
根據不同的 d_m 和轉速 n ，在 60 頁的圖表 5 得出相對應的額定黏度

2. v = 實際工作黏度， mm^2/s
根據潤滑脂基礎油在 40°C 時的黏度，在 61 頁圖表 6 可得出在不同工作溫度下的黏度

3. κ = 黏度比， v/v_1

4. η_c = 污染係數
根據 62 頁的表 4，密封軸承屬於非常清潔參考值為 0.8

5. L_{10h} = 基本額定壽命
根據不同的 C 、 P 和 n ，代入 52 頁基本額定壽命公式，可計算出相對應的基本額定壽命

6. a_{SKF} = SKF 壽命修正係數
根據不同的 η_c 、 P_u 、 P 和 κ ，從 55 頁的圖表 2，在 SKF 探索者軸承的刻度可得出相對應的係數

7. $L_{10mh1,2..}$ = 在不同條件下的 SKF 額定壽命根據得出各條件下的 a_{SKF} 和 L_{10h} ，代入 53 頁的 SKF 壽命公式，可計算出相對應的 SKF 額定壽命

8. L_{10mh} = 在變化工作條件下的 SKF 額定壽命根據 70 頁的公式，代入 L_{10mh1} 、 L_{10mh2} 和 U_1 、 $U_2, \dots$ ，可計算出在綜合條件下的 SKF 額定壽命

在綜合條件下的 SKF 額定壽命為 84 300 小時，超過所需的工作壽命，因此軸承動負荷條件得到驗證。
最後，核算應用中的靜負荷安全係數。

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{815}{500} = 1,63$$

$s_0 = 1,63 > s_{0 \text{ req}}$
(最小靜負荷安全係數的要求)

因此靜負荷條件也得到驗證。由於靜負荷的確定有足夠的精確性，計算與所需靜負荷安全係數之間相對較小的差異不會造成影響。

例題 5/2

計算值										
工作 時間 間隔	等效 動負荷	所需 黏度 v_1 ~	工作 黏度 v ~	$\kappa^{1)}$ ~	η_c ~	基本 額定 壽命 L_{10h}	a_{SKF}	SKF 額定 壽命 L_{10mh}	時間 份額 U	綜合 SKF 額定壽命 L_{10mh}
–	kN	mm^2/s	mm^2/s	–	–	h	–	h	–	h
1	200	120	120	1	0,8	9 136	1,2	11 050	0,05	84 300
2	125	25	60	2,3	0,8	7 295	7,8	57 260	0,40	
3	75	20	60	3	0,8	30 030	43	1 318 000	0,45	
4	50	36	75	2	0,8	232 040	50	11 600 000	0,10	

¹⁾ 使用加入極壓 (EP) 添加劑的潤滑脂

SKF 的計算工具

在軸承工業界中，SKF是擁有整套最全面、功能最強大的模型化及類比系統的其中一家公司。所涉及的範圍包括，從SKF綜合軸承型錄的計算公式的簡易工具，到在大型電腦上運行的最先進的計算和類比系統。

SKF的理念是要開發出一系列能滿足廣泛用戶需求的程式和軟體。從相對較簡單的設計檢驗工作，到一般複雜程度的研究，以至軸承和機械設計最先進的類比試驗。並儘量能在現場使用，比如在客戶或SKF工程師的筆記型電腦、桌上型電腦上，或在工作站上運行。此外，SKF還特別注重在不同系統之間的整合和相容性。

互動工程型錄 (Interactive Engineering Catalogue, IEC)

互動工程型錄 (IEC) 是軸承選型和計算的簡易工具。其他用途包括按型號或尺寸來檢索軸承，也可以對簡單的軸承配置進行評估。互動工程型錄中的公式和資料與本綜合軸承型錄所用的一致。

互動工程型錄還可以用來製作軸承的電子圖像，輸出到客戶的電子應用圖紙中。適用於最普遍使用的電腦輔助設計 (CAD) 軟體。

除了全系列的滾動軸承之外，互動工程型錄還包括其他 SKF 產品，包括軸承單元、軸承座、平面軸承和密封件等。

SKF 互動工程型錄有提供光碟，也可以在 www.skf.com 網站中直接使用。

SKF 工具箱 (SKF Toolbox)

SKF 工具箱是在 SKF 網站 (www.skf.com) 上提供的一系列工程計算程式。向客戶提供一些基本的計算工具，全是引用 SKF 軸承綜合型錄和基本機械工程的理論和計算公式。其中包括；計算緊配合和因工作溫度



導致的軸承間隙減量、污染係數和或某些軸承配置在安裝時所需的資料。

SKF 軸承專家 (SKF bearing beacon)

SKF 軸承專家是最新的軸承應用程式，也是 SKF 工程師專用和主要使用的程式，可以用來幫助客戶設計最理想的軸承配置。SKF 軸承專家是用來取代「軸承顧問」(BEACON) 的程式，其先進的技術可以結合客戶的軟體，利用三維圖形來進行彈性系統的模式。SKF 軸承專家可以對一般機械系統 (如軸、齒輪、軸承座等) 模型化，結合精確的軸承模型，對整個軸承系統在一個虛擬環境中作深入的分析。並特別使用 SKF 額定壽命對軸承滾動疲勞進行評估和分析。SKF 軸承專家是 SKF 經歷數年專門研究得出的成果。

資料分析程式 (Orpheus)

Orpheus 是一個資料分析程式，用於異音和振動是關鍵因素的軸承應用 (如電機和變速箱)，研究和最佳化這些方面的動態特性。表達軸承及其它鄰接零件 (包括齒輪、軸及軸承座) 運動的非線形方程式，也可以通過 Orpheus 來解出。

對於應用中包括軸承的形狀偏差(波度)和安裝失誤(對準誤差)的一些動態特性，Orpheus能闡明其原因和建議。因此可以幫助 SKF工程師確定最合適的軸承類型和尺寸，並針對某應用，提出相對應安裝與預壓的條件。

軸承類比系統(Beast)

Beast是一個類比程式，可以幫助 SKF工程師用來類比軸承內複雜的動態特性。並可以作為一個虛擬測試台，在任何負荷條件下，對軸承內部的力和力矩等進行詳細的研究。與傳統的實物試驗比較，它能在較短時間裏「試驗」新的概念與設計，並能得到更多的資料。

其他電腦程式

除了上述的程式之外，SKF還有一些專用的電腦程式。幫助SKF的科學家開發出表面粗糙度經過最佳化的軸承，可以在惡劣條件有更長的工作壽命。這些程式能夠計算出在彈性液動潤滑的情況下，其接觸面的油膜厚度。此外，通過這些程式可詳細計算出；因接觸部位出現三維表面的變形而導致有局部油膜厚度的情況，解釋了軸承疲勞壽命縮短的原因。

為了提高研究和開發的能力，SKF工程師運用一些現有的程式進行部分的計算，如有限元分析或通用的系統動力分析。結合 SKF專有的系統和這些現有的程式，可以更快和更有效地連接客戶的資料和模型。

SKF 工程諮詢服務

本型錄已提供了計算和設計軸承配置時所需的基本資訊。但在某些應用中，可能因為類似軸承配置的經驗不足，或生產成本和/或運行的可靠度非常重要，因而需要儘量精確地預測軸承的壽命。SKF 的工程諮詢服務，擁有 SKF 在旋轉機械近百年的全球經驗，加上先進的電腦程式，可以進行精確的計算和類比試驗。

通過 SKF 豐富的應用技術和知識。SKF 的應用專家可以提供：

- 對於技術問題的分析
- 建議合適的系統解決方案
- 選擇合適的潤滑和最佳的維護方法

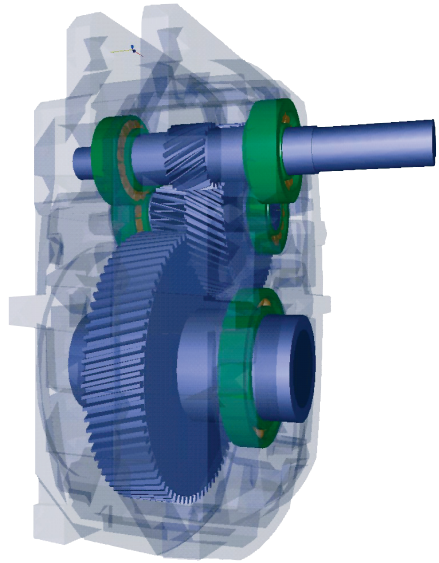
SKF 工程諮詢服務為原設備生產商 (OEM) 和最終用戶提供一種新的服務方式，分別對其製造的設備和軸承的安裝以及維護等，可以帶來以下的好處：

- 加快開發過程，縮短產品推出市場的時間
- 通過生產前的類比試驗，降低實施的成本
- 通過降低異音和振動的水平，改善軸承配置的表現
- 通過軸承提高的性能，可以把機械縮小化
- 通過改進潤滑或密封，延長軸承的工作壽命

先進電腦程式

SKF 工程諮詢服務擁有先進和精確的電腦程式，可用於多種研究和分析：

- 對整個軸承配置，包括軸、軸承座、齒輪和聯軸器等，進行模型分析
- 靜態分析，如機械系統零件的彈性變形及應力的分佈



- 動態分析，如確定系統在工作條件下的振動特性 (虛擬試驗)
- 以視像和動畫的形式演示結構和零件偏擺情況
- 最佳化系統的成本、工作壽命、振動和異音

SKF 工程諮詢服務用於計算與類比試驗的先進電腦程式，在「SKF 的計算工具」一節中有簡要的介紹。

有關 SKF 工程諮詢服務的更詳細資訊，請向就近的 SKF 公司或辦事處查詢。

SKF 軸承壽命試驗

SKF 對軸承壽命試驗的工作，主要是在荷蘭的SKF工程與研究中心(SKF Engineering & Research Centre, ERC)進行。中心內的試驗設施，在先進程度和試驗台數量方面，在軸承工業中是獨一無二的，中心同時也對SKF主要工廠的研究工作提供支援。

SKF 進行壽命試驗的主要目的是要不斷改善產品的品質和性能。關鍵是對於影響軸承性能的內在和外變數，必須要有充分的瞭解，並以基本的物理定律闡明這些變數與軸承性能的關係。這些變數可能包括材料的性能、軸承內部幾何及一致性、保持架的設計、對準誤差、溫度和其他工作條件。但許多影響因素並不是靜態，而是動態的。例如工作接觸面的狀況、材料的結構、內部幾何和潤滑劑的特性等，在軸承運行過程中會不斷的改變。

SKF 進行壽命試驗，還有其他的原因：

- 確保產品能滿足型錄所作的性能承諾
- 審查 SKF 標準軸承的品質
- 研究潤滑劑和潤滑條件對軸承壽命的影響
- 支援滾動接觸疲勞方面的理論發展
- 與競爭對手的產品進行比較

有效而嚴格控制的壽命試驗程式，加上運用現代和先進的設備對的試驗後的軸承進行研究，可以更有系統地研究各種因素之間的相互關係。

通過分析數學模型和進行類比試驗，再以實驗來驗證結果。在零件和整個軸承的層面上，最佳化對軸承壽命有影響的因素。

SKF探索者軸承 (SKF Explorer Bearings) 是成功實施的其中一個例子。

