

# 基本型線性導向系統-BSCL

## 通用技術資料和計算

### 通用說明

通用技術資料和計算適用於所有的滾珠導軌導向系統 BSCL。即適用於所有的滾珠滑塊和滾珠導軌。針對各滾珠滑塊和滾珠導軌的特殊技術資料單獨列出。

### 預緊等級

鑒於各種不同的使用要求，Rexroth 滾珠滑塊以不同的預緊等級供貨。以下預緊等級可供選擇：

1. 滾珠滑塊無預緊(預緊等級 C0)
2. 滾珠滑塊帶輕微預緊(預緊等級 C1)
3. 滾珠滑塊帶中度預緊(預緊等級 C2)

為了不降低使用壽命，預緊力不應超過軸承載荷  $F$  的  $1/3$ 。

一般情況下，滾珠滑塊的剛度隨著預緊力的提高而增大。在有振動的場合，相應選取較高的預緊(預緊等級 C2)。

### 帶平行導軌的導向系統

當選擇預緊等級時，也要注意導軌的允許平行度誤差(“選擇標準，精度等級”)。在使用精度等級 N 的導軌導向系統時，我們建議選用預緊等級 C0 或預緊等級 C1，以避免由於偏差而引起的扭曲應力。

### 速度

$$v_{\max} : 3 \text{ m/s}$$

### 加速度

$$a_{\max} : 250 \text{ m/s}^2$$

如果取消預緊力  $F_{pr}$ ，則  $a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$   
(當  $F_{comb} > 2.8 \cdot F_{pr}$  時： $a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$ )

### 溫度應用範圍

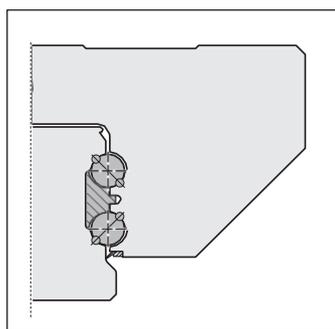
$$t : -10 \text{ 至 } 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

允許短時間至  $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$

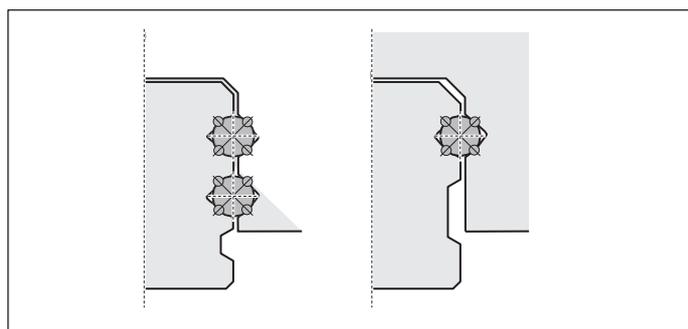
# 基本型線性導向系統-BSCL

## 摩擦

Rexroth 滾珠導軌導向系統的摩擦係數值  $\mu$  約為 0.002 至 0.003(不包括密封件的摩擦)。



2 點接觸

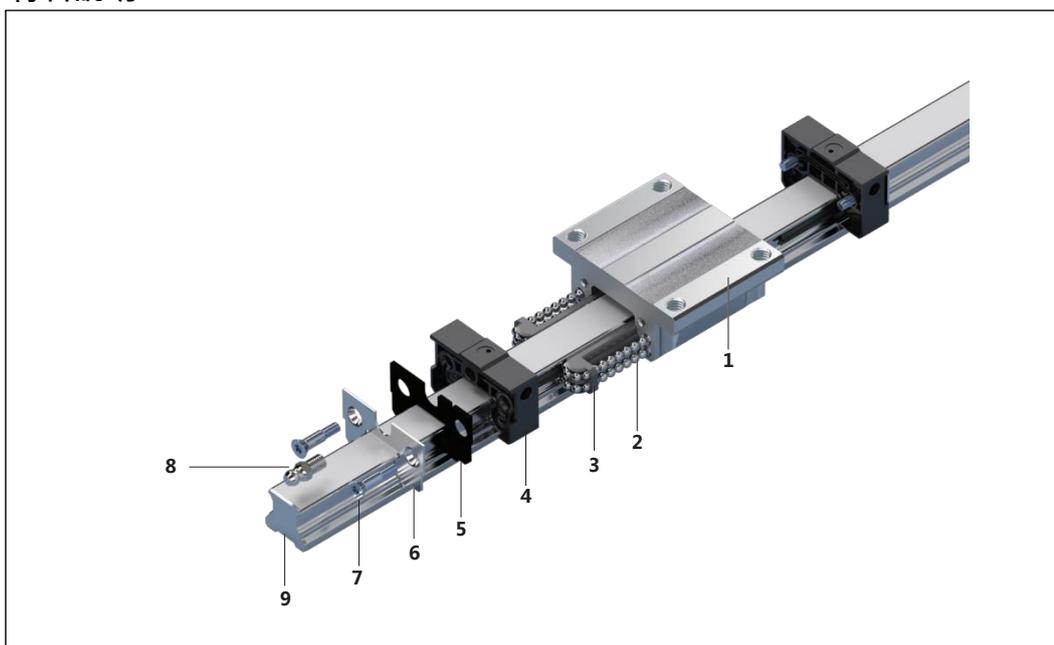


4 點接觸

由於 Rexroth 採用 4 列滾珠設計，無論負載方向如何，滾珠皆為兩點接觸。因此，使摩擦力降至最小。

其他帶有 2 列或 4 列滾珠、4 點接觸式導軌導向系統具有多倍的摩擦：由於滾道具有哥特式斷面形狀，在側向力作用下或在無負載時相當的預緊力作用下，將產生差動滑動，由此而引起摩擦的增加(根據不同的滾道曲面和負載情況，最高可達 5 倍的摩擦值)。這種高摩擦將導致相應的高發熱。

## 材料說明



序號	零件	材料
1	滾珠滑塊體	調質鋼
2	滾珠	耐磨軸承鋼
3	框架	塑膠(TEE-E 醚酯型熱塑彈性體)
4	滾珠導向器	塑膠 POM
5	密封板	彈性塑膠 NBR
6	端面板	耐腐蝕鋼 1.4306
7	內六角螺柱	碳素鋼，鍍鋅
8	潤滑嘴	碳素鋼，鍍鋅
9	滾珠導軌	調質鋼

## 基本型線性導向系統-BSCL

### 力和轉矩

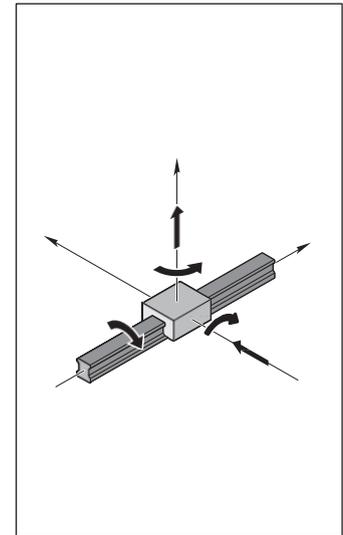
在 Rexroth 滾珠導軌導向系統中，滾道以  $45^\circ$  壓角的形式佈置。這樣就使整個系統在所有四個主載荷方向上都擁有同樣的高承載能力。滾珠滑塊可以承受力和轉矩負載。

#### 1. 在四個主載荷方向上的力

- ▶ 拉力  $F_z$  (正 z 方向)
- ▶ 壓力  $-F_z$  (負 z 方向)
- ▶ 側向力  $F_y$  (正 y 方向)
- ▶ 側向力  $-F_y$  (負 y 方向)

#### 2. 轉矩

- ▶ 扭轉轉矩  $M_x$  (繞 x 軸)
- ▶ 縱向轉矩  $M_y$  (繞 y 軸)
- ▶ 縱向轉矩  $M_z$  (繞 z 軸)



### 額定載荷的定義

#### 1. 額定動載荷 $C_{50}$

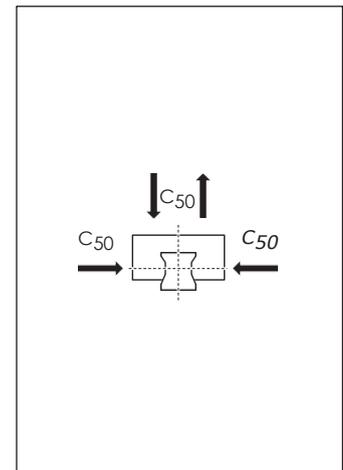
一個線性滾動軸承在額定壽命為運行  $50 \cdot 10^3$  米的條件下，理論上所能承受的大小和方向都不改變的徑向載荷(根據 DIN ISO 14728-1)。

注釋：表中所給的額定動載荷要高出 DIN 或 ISO 中的資料。這些資料經過試驗驗證。

#### 2. 額定靜載荷 $C_0$

載荷方向上的靜載荷，它為計算出的載荷，由它在滾珠和滾道間最大載荷接觸面中心產生的擠壓應力為  $4200 \text{ MPa}$ 。

注釋：在該載荷作用的接觸點上，滾動體與滾道產生一個總的永久性變形，其大小相當於  $0.0001$  倍的滾珠直徑(根據 DIN ISO 14728-1)。



### 額定轉矩的定義

#### 1. 額定動扭矩轉矩 $M_{t50}$

繞 x 軸的比較動轉矩，由它引起的載荷相當於額定動載荷  $C_{50}$ 。

#### 2. 額定靜扭矩轉矩 $M_{t0}$

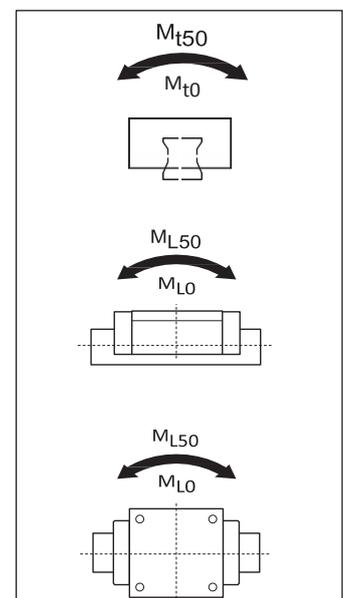
繞 x 軸的比較靜轉矩，由它引起的載荷相當於額定靜載荷  $C_0$ 。

#### 3. 額定動縱向轉矩 $M_{L50}$

繞橫軸 y 軸或繞縱軸 z 軸的比較動轉矩，由它引起的載荷相當於額定動載荷  $C_{50}$ 。

#### 4. 額定靜縱向轉矩 $M_{L0}$

繞橫軸 y 軸或繞縱軸 z 軸的比較靜轉矩，由它引起的載荷相當於額定靜載荷  $C_0$ 。



# 基本型線性導向系統-BSCL

## 額定壽命的定義和計算

單個滾動軸承或一組相同的滾動軸承在相同的條件下有 90% 的概率能夠達到的計算的額定壽命，條件是使用目前通用的材料，正常的生產品質和一般的運行條件(根據 DIN ISO 14728-1)。

### 額定壽命(單位：米)

$$(1) L_{10} = \left( \frac{C_{50}}{f_w \cdot F_m} \right)^3 \cdot 50 \cdot 10^3 \text{ m}$$

由於衝擊載荷和振動，將對滾珠和滾道之間的接觸點施加額外的負載。精確確定該使用條件非常困難。但是運行速度越大，該附加負載越高。負載係數  $f_w$ (見表)考慮的是衝擊和振動對 BSCL 壽命的影響。

使用條件	運行速度	負載係數 $f_w$
無衝擊負載和振動	$v < 15 \text{ m/min}$	1.0...1.2
低衝擊負載和振動	$15 \text{ m/min} \leq v < 60 \text{ m/min}$	1.2...1.5
適中的衝擊負載和振動	$60 \text{ m/min} \leq v < 120 \text{ m/min}$	1.5...2.0
強衝擊負載和振動	$v \geq 120 \text{ m/min}$	2.0...3.5

### 在恒定行程和恒定行程頻率條件下以小時為單位的使用壽命

$$(2) L_{h10} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

如果行程長度  $s$  和行程頻率  $n$  在整個額定壽命期間保持恒定，可以按照公式(2)計算以小時為單位的額定壽命。

### 變速時的額定壽命

$$(3) L_{h10} = \frac{L_{10}}{60 \cdot v_m}$$

按照公式(3)，使用平均速度  $v_m$  來計算以小時為單位的額定壽命。平均速度  $v_m$  由不同的載荷階段相對應的速度與時間  $q_{tn}$  計算獲得(4)。

$$(4) v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \dots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100 \%}$$

### 修正額定壽命

$$L_{na} = a_1 \cdot \left( \frac{C_{50}}{f_w \cdot F_m} \right)^3 \cdot 50 \cdot 10^3 \text{ m}$$

$$L_{ha} = \frac{L_{na}}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

如果 90% 達到壽命的概率不夠可靠，額定壽命值應乘以表中的係數  $a_1$  相應降低。

達到壽命的概率(%)	$L_{na}$	係數 $a_1$
90	$L_{10a}$	1.00
95	$L_{5a}$	0.64
96	$L_{4a}$	0.55
97	$L_{3a}$	0.47
98	$L_{2a}$	0.37
99	$L_{1a}$	0.25

### 說明

DIN ISO 14728-1 將公式(1)的有效性限定為當量動載荷  $F_m < 0.5 C_{50}$ 。但是，根據我們的測試，在理想的運行條件下，使用壽命計算公式可適用於最高為  $F_m = C_{50}$  的載荷。在一定情況下，當行程長度小於 2 倍滾珠滑塊長度  $B_1$ (參見尺寸表)時，需要降低載荷。請詢問。

# 基本型線性導向系統-BSCL

## 用於壽命計算的軸承載荷

### 說明

一般情況下，動載荷比和靜載荷比不得低於最小值 4.0。在較高剛度或較高使用壽命要求的應用中，需要較大的載荷比。拉力載荷時，檢查螺栓強度。

動載荷比

$$\frac{C_{50}}{F_{m,max}}$$

靜載荷比

$$\frac{C_0}{F_{eff,max}}$$

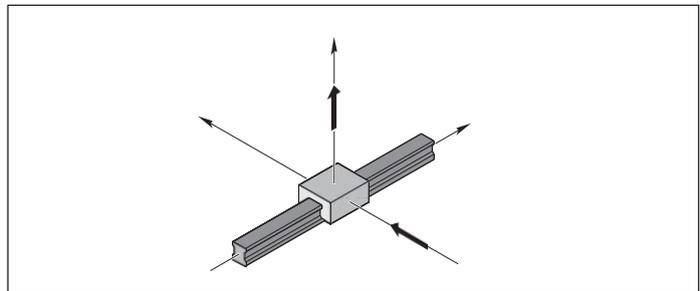
### 組合當量載荷

當外載荷為垂直和水準載荷的組合時，當量動載荷  $F_{comb}$  按公式(5)計算。

### 說明

滾珠導軌導向系統的結構允許用這種簡化方法計算。

$$(5) F_{comb} = |F_y| + |F_z|$$



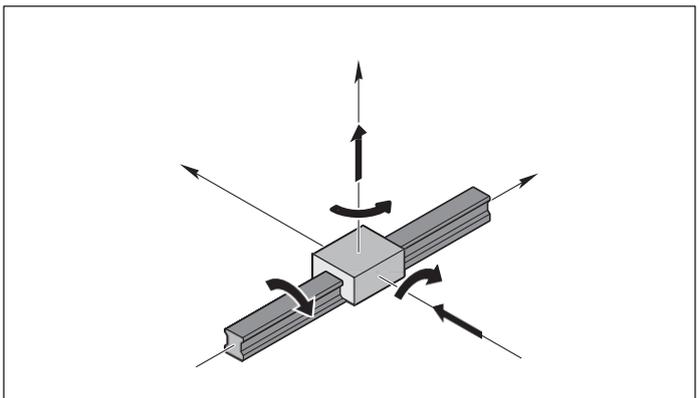
### 說明

當外力以任意角度作用於滾珠滑塊時，先將該外力以正確的正負方向分解為  $F_y$  和  $F_z$ 。然後再將它們的數值代入公式(5)或(6)中計算。

### 組合當量載荷與轉矩

通過使用公式(6)，將所有負載情況匯總為單一的參照負載，即組合當量載荷。

$$(6) F_{comb} = |F_y| + |F_z| + C_{50} \cdot \frac{|M_x|}{M_{t50}} + C_{50} \cdot \frac{|M_y|}{M_{L50}} + C_{50} \cdot \frac{|M_z|}{M_{L50}}$$



### 說明

公式(6)僅適用於使用一根滾珠導軌和一個滾珠滑塊的場合。在其他的組合時公式可以簡化。在坐標系統中畫出的作用力和轉矩也可以相反方向作用。當外力以任意角度作用於滾珠滑塊時，先將該外力分解為  $F_y$  和  $F_z$ ，然後再將它們的數值代入公式(6)中計算。滾珠滑塊的結構允許用這種簡化方法計算。

# 基本型線性導向系統-BSCL

## 考慮內部預緊力

$F_{pr}$  為了提高導向系統的剛度和精度，推薦採用預緊的滾珠滑塊(參見“選擇標準·系統預緊”)。採用預緊等級 C2 的滾珠滑塊時，必須考慮內預緊力的作用，因為，兩個滾珠列 a 和 b 通過一定的過盈配合相互間由一個內預緊力  $F_{pr}$  預緊，並產生一個量為  $\delta_{pr}$  的變形(見曲線圖)。

a = 受力的(下麵)滾珠列

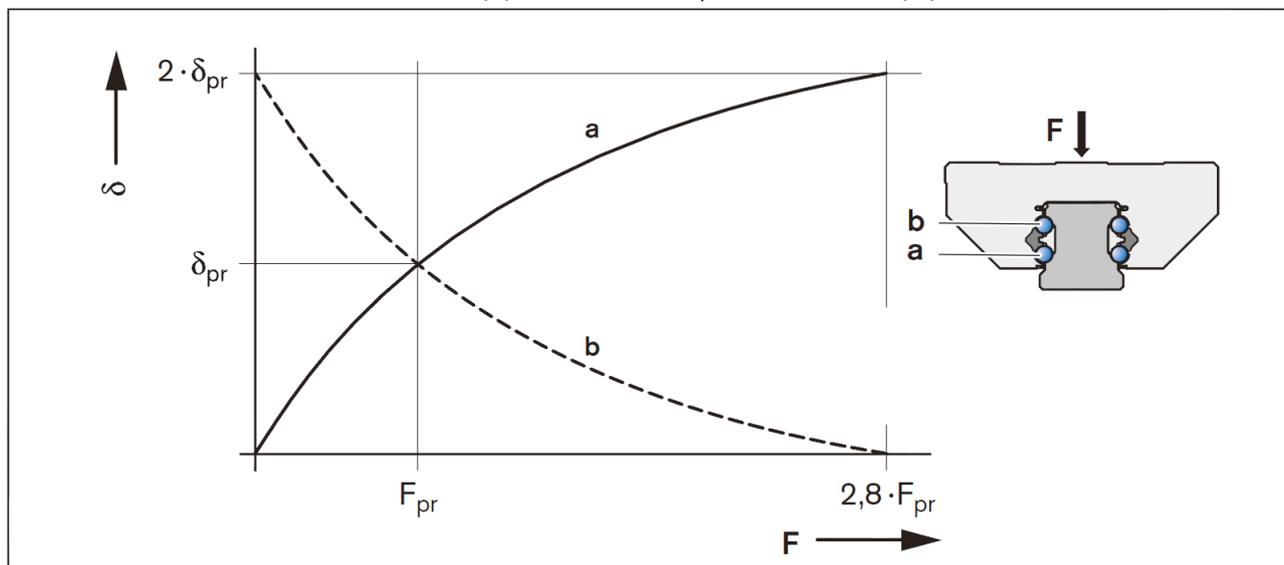
$\delta_{pr}$  = 在  $F_{pr}$  作用下的滾動接觸變形(-)

b = 不受力的(上面)滾珠列

F = 滾珠滑塊的載荷(N)

$\delta$  = 在 F 作用下的滾動接觸變形(-)

$F_{pr}$  = 內預緊力(N)



## 有效當量載荷

在外載荷為 2.8 倍的內預緊力  $F_{pr}$  以上的情況下，其中一列滾珠不再有預緊。

### 說明

在高動態載荷的場合，組合當量載荷應該為  $F_{comb} < 2.8 \cdot F_{pr}$ ，以預防由於滑動而引起滾動軸承損壞。

情況 1

$$(7) F_{eff} = F_{comb}$$

$F_{comb} > 2.8 \cdot F_{pr}$  在此情況時，內預緊力  $F_{pr}$  對壽命沒有影響

情況 2

$$(8) F_{eff} = \left( \frac{F_{comb}}{2.8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{3/2} \cdot F_{pr}$$

$F_{comb} \leq 2.8 \cdot F_{pr}$  在計算軸承有效當量載荷時，須將預緊力  $F_{pr}$  考慮在內。

## 當量動載荷

按公式(9)計算出不同負載階段的當量動載荷。

$$(9) F_m = \sqrt{(F_{eff1})^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\%} + (F_{eff2})^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\%} + \dots + (F_{effn})^3 \cdot \frac{q_{sn}}{100\%}}$$

## 當量靜載荷

當外部靜載荷為垂直和水準載荷的組合，並與靜扭矩或縱向轉矩

$$(10) F_{0\ comb} = |F_{0y}| + |F_{0z}| + C_0 \cdot \frac{|M_{0x}|}{M_{t0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0y}|}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0z}|}{M_{L0}}$$

共同作用時，當量靜載荷  $F_{0\ comb}$  按公式(10)計算。

### 說明

當量靜載荷  $F_{0\ comb}$  不允許超過額定靜載荷  $C_0$ 。公式(10)僅適用於使用一根導軌場合。

當外力以任意角度作用於滾珠滑塊時，先將該外力分解為  $F_{0y}$  和  $F_{0z}$ ，然後再將它們的數值代入公式(10)中計算。

# 基本型線性導向系統-BSCL

## 動載荷比和靜載荷比的定義和計算

根據滾珠滑塊的額定載荷與所受載荷的比值可以對導向系統進行預選。根據具體的應用來選擇合適的動載荷比  $C_{50}/F_{max}$  和靜載荷比

$C_0/F_{0max}$ 。由此計算出所必需的額定載荷。從額定載荷概覽表中找出相應的規格和滑塊類型。

## 載荷比的推薦值

下表列出的是載荷比的推薦值。

這些資料僅供參考，是以具體行業和應用中典型的客戶要求為先決條件的（例如：壽命、精度、剛度）。

情況 1. 靜載荷  $F_{0max} > F_{max}$  :      情況 2. 靜載荷  $F_{0max} < F_{max}$  :

$\text{動載荷比} = \frac{C_{50}}{F_{max}}$	$\text{靜載荷比} = \frac{C_0}{F_{0max}}$	$\text{靜載荷比} = \frac{C_0}{F_{max}}$
--	--------------------------------------	-------------------------------------

機器類型/領域	應用舉例	$C_{50}/F_{max}$	$C_0/F_{0max}$
機床	通用機床	7...11	> 4
	車削	7...9	> 4
	銑削	7...9	> 4
	磨削	11...13	> 4
	雕銑機	6	> 3
橡膠和塑膠加工機床	注塑機	10	> 2
木材加工和木材處理機械	鋸床，銑床	6	> 3
裝配技術、搬運技術和工業機器人領域	搬運	6	> 3
液壓和氣動領域	升降應用	7	> 4

## 靜載荷安全係數 $S_0$

任一帶有滾動接觸的結構設計必須對靜載荷安全係數進行計算加以驗證。直線導軌的靜載荷安全係數由以下公式得出：

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

$F_{0max}$  在此代表可能作用在直線導軌上的最大載荷。如果僅是短時施加此載荷，則不重要。其可以是動態載荷的峰值。詳細解釋詳見表中說明。

靜載荷安全係數 $S_0$	使用條件
過頭倒懸安裝或可能存在高風險的應用。	$\geq 20$
機器處於靜止狀態時承載高動態應力，污染環境。	8-12
正常設計的設備和系統，但部分負載參數及連接精度的要求缺失。	5-8
所有載荷參數完全已知。設備運行無衝擊。	3-5

# 基本型線性導向系統-BSCL

## 公式說明

公式符號	單位	名稱
$a_1$	—	使用壽命係數
$C_{50}$	N	額定動載荷
$C_0$	N	額定靜載荷
$F_{max}$	N	最大動載荷
$F_{0\ max}$	N	最大靜載荷
$F_{comb}$	N	組合當量載荷
$F_{0\ comb}$	N	當量靜載荷
$F_{eff}$	N	有效當量載荷
$F_{eff\ 1-n}$	N	統一的有效單一載荷
$F_m$	N	當量動載荷
$F_{pr}$	N	預緊力
$F_y$	N	由在 y 方向上的合成力形成的外載
$F_{0y}$	N	由在 y 方向上的靜力形成的外載
$F_z$	N	由在 z 方向上的合成力形成的外載
$F_{0z}$	N	由在 z 方向上的靜力形成的外載
$f_w$	—	負載係數
$M_{t50}$	Nm	額定動扭轉轉矩 <sup>1)</sup>
$M_{t0}$	Nm	額定靜扭轉轉矩 <sup>1)</sup>
$M_{L50}$	Nm	額定動縱向轉矩 <sup>1)</sup>

公式符號	單位	名稱
$M_{L0}$	Nm	額定靜縱向轉矩 <sup>1)</sup>
$M_x$	Nm	由繞 x 軸的合成轉矩形成的載荷
$M_{0x}$	Nm	由繞 x 軸的靜轉矩形成的載荷
$M_y$	Nm	由繞 y 軸的合成轉矩形成的載荷
$M_{0y}$	Nm	由繞 y 軸的靜轉矩形成的載荷
$M_z$	Nm	由繞 z 軸的合成轉矩形成的載荷
$M_{0z}$	Nm	由繞 z 軸的靜轉矩形成的載荷
$L_{10}$	m	額定壽命(運行行程)
$L_{h\ 10}$	h	額定壽命(時間)
$L_{na}$	m	修正額定壽命(運行行程)
$L_{ha}$	h	修正額定壽命(時間)
$n$	轉/分鐘	行程頻率(雙行程)
$q_{t1}...q_{tn}$	%	階段 1...n $v_1...v_n$ 的時間百分比
$S$	m	行程長度
$S_0$	—	靜載荷安全係數
$V_m$	m/分鐘	平均線速度
$v_1 \dots v_n$	m/分鐘	階段 1...n 的運行速度
$v$	m/分鐘	運行速度

## 系統預緊

### 預緊的定義

預緊滾珠滑塊可提高剛度。因此在壽命計算時應當將內部預緊力考慮在內。可以根據應用範圍選擇預緊等級。預緊力  $F_{pr}$  請參見表格。

可根據需求提供剛度圖表

代碼	預緊	應用範圍
C0 <sup>1)</sup>	無預緊(間隙)	應用於極小摩擦和允許較高安裝誤差的特別輕便運行導向系統。間隙款式僅以精度等級 H 和 N 供貨。
C1	輕微預緊	應用於較小的外載和對整體剛度有高要求的精確導向系統。
C2	中度預緊	應用於同時有大的外載和對整體剛度有高要求的精確導向系統；也可應用於單導軌系統。能在沒有明顯彈性變形的條件下，承受超過平均水準的轉矩負載。在只有中等程度的轉矩負載時，整體剛度將進一步提高。

1) 在無預緊(預緊等級 C0)的滾珠滑塊內，滾珠滑塊和導軌之間存在一個 1 至 10  $\mu\text{m}$  的間隙。在使用兩根導軌，並在每根導軌上至少配用兩個滾珠滑塊時，大多數情況下，這個間隙被平行度誤差所抵消。

## 基本型線性導向系統-BSCL

預緊力  $F_{pr}$

部件號	類型	預緊等級	規格					
			15	20	25	30	35	45
			預緊力 $F_{pr}(N)$					
R205A	FNS	C1	150	230	350	500	690	990
R205C	SNS SNH	C2	590	950	1,420	2,030	2,790	4,030
R205E								
R205B	FLS SLS	C1	180	290	450	620	880	1,270
R205D	SLH	C2	750	1,180	1,820	2,540	3,580	5,150
R205F								

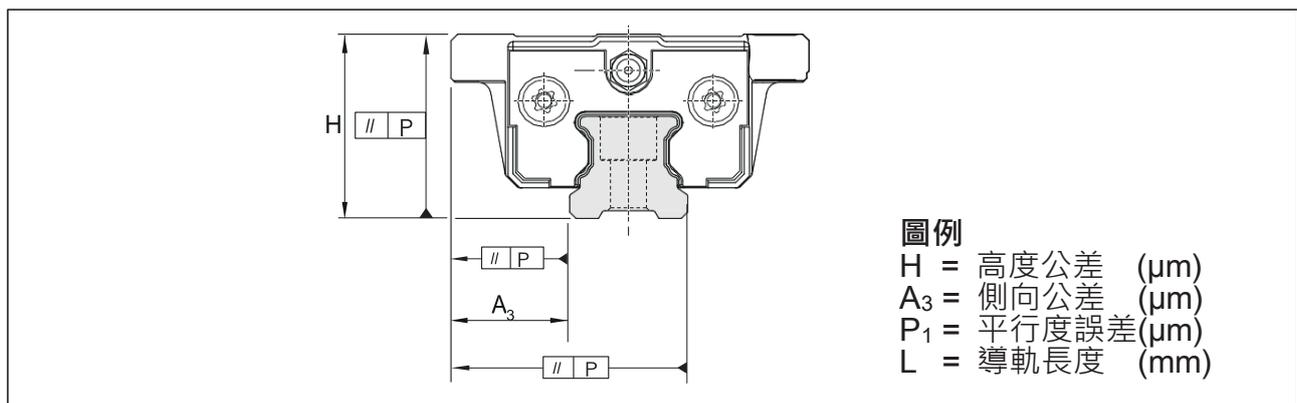
### 舉例

- ▶ 應用範圍：應用於較小外載和對整體剛度有高要求的精確導向系統。因此，預緊等級為 C1。
- ▶ 選擇滾珠滑塊 FNS R205A 314 20
- ▶ 使用選定的滾珠滑塊，按照表格確定預緊力  $F_{pr}$ 。
- ▶ 在本示例中，安裝後的內部預緊力  $F_{pr}$  為 690 N。

### 精度等級

#### 精度等級及其公差

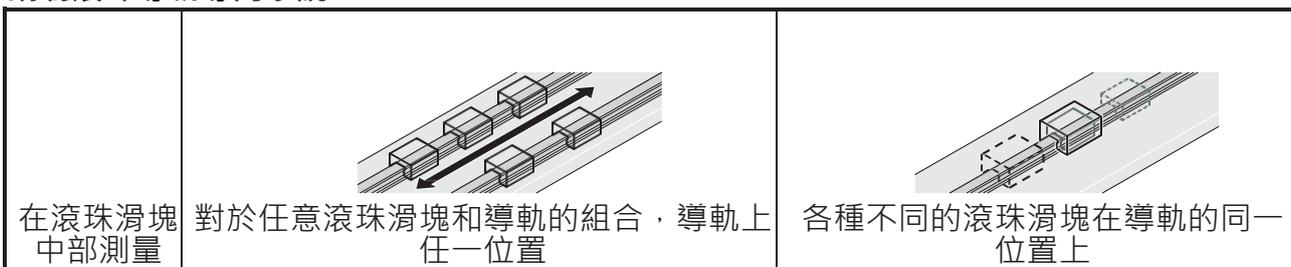
BSCL 滾珠導軌導向系統可提供三種精度等級。可供貨滑塊、導軌詳細資訊參見“部件號”表格。



採用精密加工，可以方便地進行互換 Rexroth 生產的滾珠導軌及滑塊具有很高的精度，尤其是在滾道區域，每個元件可以隨時互換。例如，任一滑塊可以安裝在相同規格的不同導軌上。同樣的，任一導軌可以與相同規格的不同滾珠滑塊配套。

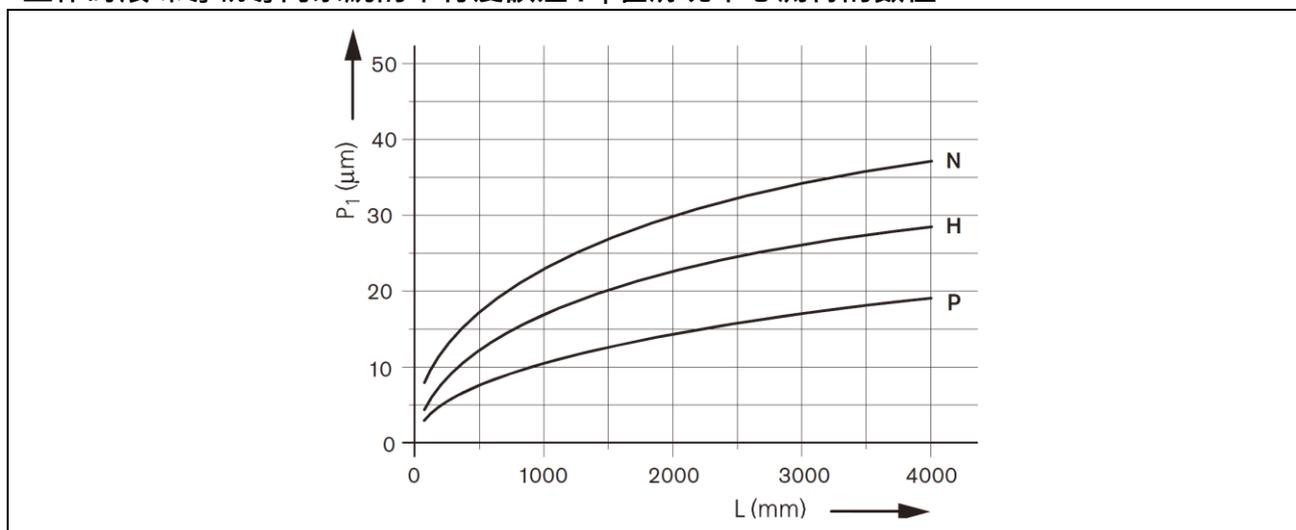
# 基本型線性導向系統-BSCL

## 鋼制滾珠導軌導向系統



精度等級	尺寸的公差(μm)		在一根導軌上尺寸 H 和 A <sub>3</sub> 的最大偏差(μm) ΔH, ΔA <sub>3</sub>
	H	A <sub>3</sub>	
N	±100	±40	30
H	±40	±20	15
P	±20	±10	7

### 工作時滾珠導軌導向系統的平行度誤差 P<sub>1</sub> 在滑塊中心測得的數值



### 不同精度等級組合的公差

滾珠滑塊		滾珠導軌		
		N (μm)	H (μm)	P (μm)
N	尺寸 H 的公差 (μm)	±100	±48	±32
	尺寸 A <sub>3</sub> 的公差 (μm)	±40	±28	±22
	在一根導軌上尺寸 H 和 A <sub>3</sub> 的最大偏差 (μm)	30	30	30
H	尺寸 H 的公差 (μm)	±92	±40	±24
	尺寸 A <sub>3</sub> 的公差 (μm)	±32	±20	±14
	在一根導軌上尺寸 H 和 A <sub>3</sub> 的最大偏差 (μm)	15	15	15
P	尺寸 H 的公差 (μm)	±88	±36	±20
	尺寸 A <sub>3</sub> 的公差 (μm)	±28	±16	±10
	在一根導軌上尺寸 H 和 A <sub>3</sub> 的最大偏差 (μm)	7	7	7

### 對精度等級組合的推薦

當滾珠滑塊間距比較大·行程比較長時推薦：滾珠導軌的精度等級高於滾珠滑塊的精度等級。  
 當滾珠滑塊間距比較小·行程比較短時推薦：滾珠滑塊的精度等級高於滾珠導軌的精度等級。