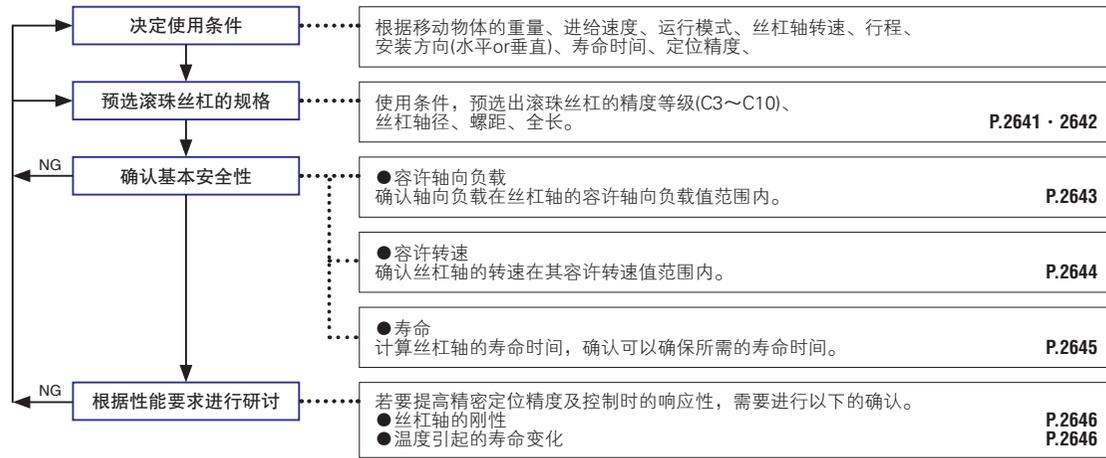


【技术计算】滚珠丝杠的选型方法 1

使用技术计算软件http://download.misumi.jp/mol/fa_soft.html可简化复杂的计算。

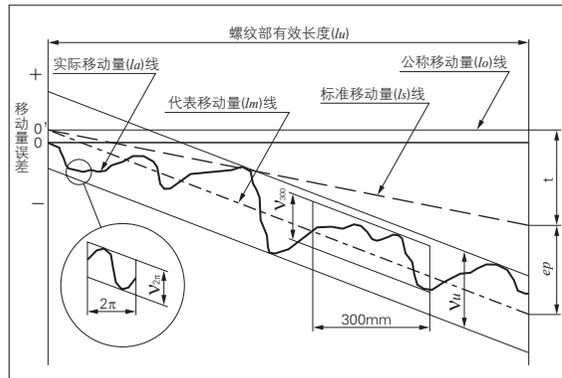
1. 滚珠丝杠的选型步骤

滚珠丝杠的基本选型步骤及必要的研讨事项如下所示。



2. 滚珠丝杠的螺距精度

JIS的特性项目(ep、vu、 $\sqrt{300}$ 、 $\sqrt{2\pi}$)规定了滚珠丝杠的螺距精度。各特性的定义和容许值如下所示。通常，在确认滚珠丝杠的代表移动量误差在所需定位精度范围内之后，再选择要使用的滚珠丝杠精度等级。



用语	符号	意义
代表移动量误差	ep	代表移动量减去基准移动量后的数值。
变动	U_u	根据与代表移动量平行的2条直线所截取的最大实际移动量，规定了以下3个项目。
	U_{300}	螺距部有效长度对应的最大宽度
	$U_{2\pi}$	相对于螺距部有效长度内任意1圈(2πrad)的最大宽度
基准移动量	ls	相对于公称移动量(lo)，因温度上升及负载而产生的位移量的补偿轴向移动量
基准移动的目标值	t	螺距部有效长度对应的基准移动量减去公称移动量后的数值。考虑因温度变化和外部负载导致丝杠轴伸缩时，需补偿位移后再确定。其值可由实验或经验得出。
实际移动量	la	实际测量出的移动量
代表移动量	lm	代表实际移动量倾向的直线。根据表示实际移动量的曲线，用最小二乘法或简单适当的近似方法计算出的直线。

■表1.定位用(C系列)的代表移动量误差(±ep)与变动(Vu)的容许值 单位: μm

螺距部有效长度 (mm)	精度等级				
	C3		C5		
大于	以下	代表移动量误差	变动	代表移动量误差	变动
315	315	12	8	23	18
400	400	13	10	25	20
500	500	15	10	27	20
630	630	16	12	30	23
800	800	18	13	35	25
1000	1000	21	15	40	27
1250	1250	24	16	46	30
1600	1600	29	18	54	35

■表2.定位用(C系列)相对于位移300mm的变动(V300)和螺距周期性误差(V2π)的标准值 单位: μm

精度等级	C3		C5	
	项目	V300	V2π	V300
标准值	8	6	18	8

■表3.传送用(Ct系列)相对于位移300mm的变动(V300)的标准值 单位: μm

精度等级	Ct7		Ct10	
	项目	V300	V300	V300
标准值	52	210		

传送用(Ct系列)的代表移动量误差(ep)可根据 $ep=2 \cdot Lu/300 \cdot \sqrt{V300}$ 计算。

3. 滚珠丝杠的轴向间隙

轴向间隙并非单方向进给时定位精度的主因，但在进给方向反转或轴向负载反转时，将作为背隙而影响定位精度。请根据所需定位精度，选择滚珠丝杠的轴向间隙。

■表4.压轧滚珠丝杠的轴向间隙

种类	代表Type	丝杠轴径	螺距	轴向间隙 (mm)		
标准型螺帽 精度等级C7	BSST	8	2	0.03以下		
			4			
			4			
		15	5			
			10			
			20			
		20	5		0.05以下	
			10			
			20			
			25			5
10						
10	0.07以下					
标准型螺帽 精度等级C10		8	2	0.05以下		
			4			
	2					
	4					
	10	4				
		10				
		10				
		10				
	12	4	0.10以下			
		10				
		10				
		15			5	0.15以下
					10	
					20	
20						
20	5	0.10以下				
	10					
	10					
	10					
	10					
	10					
紧凑型螺帽 精度等级C10	BSSC	8	2	0.05以下		
			2			
			4			
		15	5		0.10以下	
			10			
			10			
		20	5		0.10以下	
			10			
			10			
			10			
25	5	0.10以下				
	10					
	10					
	10					
	10					
	10					
块状螺帽 精度等级C10	BSBR	15	5	0.10以下		
			10			
			10			
		20	10			
			15			
			25			

■表5.精密滚珠丝杠的轴向间隙

种类	代表Type	丝杠轴径	螺距	轴向间隙 (mm)	
标准型螺帽 精度等级C3	BSX	6	1	0 (预压件)	
			1		
			2		
		10	2		
			2		
			5		
标准型螺帽 精度等级C5	BSS (BSL)	8	2	0.005以下	
			2		
			4		
		12	4		
			5		
			10		
		15	5		0.010以下
			10		
			20		
			40		
20	5		0.005以下		
	10				
	20				
	40				
	5				
	10				
标准型螺帽 精度等级C7	BSSE	8	2	0.030以下	
			2		
			4		
		12	2		
			5		
			10		
		15	5		0.030以下
			10		
			20		
			20		
20	10	0.030以下			
	10				
	10				
	20				

螺距精度的选择范例

- <使用条件>
 ・丝杠轴径 φ15 螺距 20
 ・行程 720mm
 ・定位精度 ±0.05mm/720mm

<选择内容>

请求出符合使用条件的滚珠丝杠螺距精度后，选择精度等级。

- 研讨螺距部长度
 行程+螺帽长度+余量=720+62+60=842mm
 *余量为超程允许量，一般设定为螺距的1.5~2倍。
 螺距20×1.5×2(两侧)=60

- 研讨螺距精度
 根据P.2641的表1，可以求出螺距部长度842mm对应的代表移动量误差±ep的容许值。
 C3... ±0.021mm/800~1000mm
 C5... ±0.040mm/800~1000mm

- 确定螺距精度
 可以发现满足使用条件中定位精度±0.05mm/720mm的为C5等级(±0.040/800~1000mm)的丝杠。

轴向间隙的选择范例

- <使用条件>
 ・丝杠轴径 φ15 螺距 5
 ・容许背隙量 ±0.01mm

<选择内容>

通过表5.可以发现，丝杠轴径φ15时，轴向间隙0.005mm以下的C5等级可以满足容许背隙量±0.01mm的条件。

使用技术计算软件http://download.misumi.jp/mol/fa_soft.html可简化复杂的计算。

4. 容许轴向负载

容许轴向负载是指相对于可能使丝杠轴发生屈曲的负载，确保其安全性的负载。施加于丝杠轴的最大轴向负载须小于容许轴向负载。容许轴向负载可通过下式进行计算。此外，也可通过表1的容许轴向负载线图，简单确认各丝杠轴径的容许轴向负载。

●容许轴向负载(P)

$$P = \frac{n \pi^2 E I}{\ell^2} \alpha = m \frac{d^4}{\ell^2} \times 10^4 (N)$$

式中
P: 容许轴向负载(N)
ℓ: 负载作用点间距(mm)
E: 杨氏模量(2.06×10⁵N/mm²)
I: 丝杠轴螺纹内径截面的最小惯性矩(mm⁴)

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

d: 丝杠轴螺纹内径(mm)
n、m: 由滚珠丝杠的支撑方式决定的系数

支撑方法	n	m
铰支-铰支	1	5
固定-铰支	2	10
固定-固定	4	19.9
固定-自由	0.25	1.2

α: 安全系数=0.5
必须根据所要求的安全状况进一步提高安全系数。

容许轴向负载的计算范例

求出图1. 条件下的容许轴向负载。

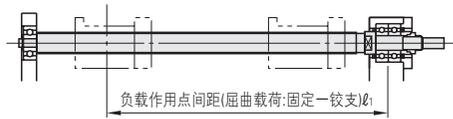
- <使用条件>
 ・丝杠轴径 φ15、螺距 5
 ・安装方法 固定-铰支
 ・负载作用点间距 ℓ₁: 820mm
 ・丝杠轴螺纹牙根直径 d: 12.5

<计算内容>
 安装方法为固定-铰支，m=10，
 则容许轴向负载(P)为

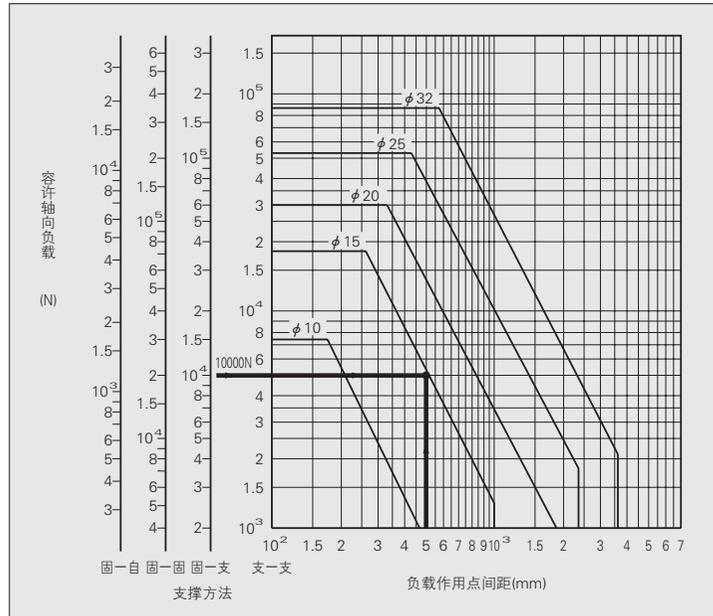
$$P = m \frac{d^4}{\ell^2} \times 10^4 = 10 \times \frac{12.5^4}{820^2} \times 10^4 = 3630(N)$$

因此，最大轴向负载为3630N以下。

图1.



●表1. 容许轴向负载线图



符合使用条件的丝杠轴径计算范例

- <使用条件>
 ・负载作用点间距 500mm
 ・安装方法 固定-铰支
 ・最大轴向负载 10000N

- <计算内容>
 ①根据表1., 找出从500mm负载作用点间距开始的垂直线与从固定-铰支刻度之容许轴向负载10000N开始的相对于负载作用点间距的水平线的交点。
 ②选择使该交点在容许范围内、15mm以上的轴径。

5. 容许转速

滚珠丝杠的转速取决于必要的进给速度和滚珠丝杠的螺距，且须小于容许转速。从转轴的危​​险速度和螺母内部循环滚珠的极限转速DmN值这两个方面，对容许转速进行探讨。

5-1. 危险速度

滚珠丝杠的容许转速小于与丝杠轴固有振动一致的危险速度的80%。容许转速可通过下式进行计算。此外，也可通过表2的容许转速线图，简单确认各丝杠轴径的容许转速。

●容许转速 (min⁻¹)

$$N_c = f_a \frac{60 \lambda^2}{2 \pi \ell^2} \sqrt{\frac{EI \times 10^3}{\gamma}} = g \frac{d}{\ell^2} 10^7 (\text{min}^{-1})$$

式中
ℓ: 支撑间距(mm)
f_a: 安全系数(0.8)
E: 杨氏模量(2.06×10⁵N/mm²)
I: 丝杠轴螺纹内径截面的最小惯性矩(mm⁴)

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

d: 丝杠轴螺纹内径(mm)

γ: 比重(7.8×10⁻⁶kg/mm³)

A: 丝杠轴螺纹内径截面积(mm²)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

g、λ: 由滚珠丝杠的支撑方式决定的系数

支撑方法	g	λ
铰支-铰支	9.7	π
固定-铰支	15.1	3.927
固定-固定	21.9	4.73
固定-自由	3.4	1.875

容许转速的计算范例

求出图2. 条件下的容许转速。

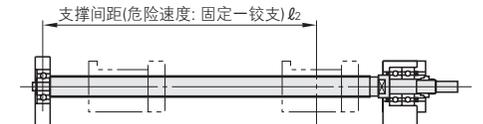
- <使用条件>
 ・丝杠轴径 φ15、螺距 5
 ・安装方法 固定-铰支
 ・负载作用点间距 ℓ₂: 790mm

<计算内容>
 安装方法为固定-铰支，g=15.1，
 则容许转速(N_c)为

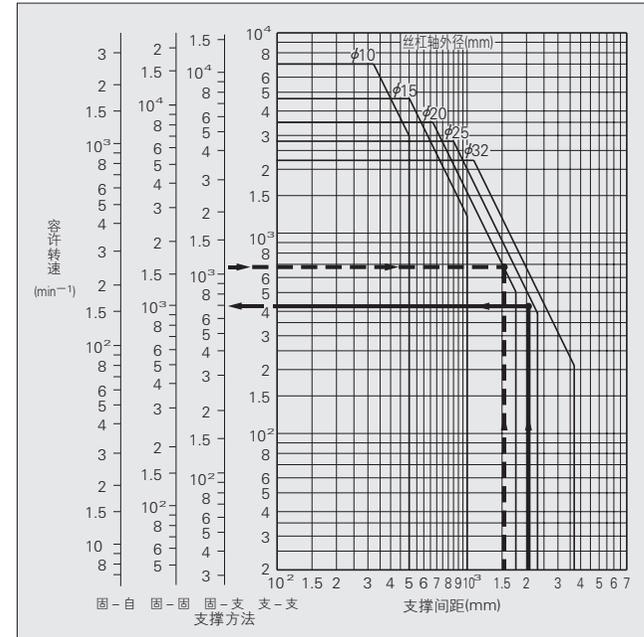
$$N_c = g \frac{d}{\ell^2} 10^7 (\text{min}^{-1}) = 15.1 \times \frac{12.5}{790^2} \times 10^7 (\text{min}^{-1}) = 3024 (\text{min}^{-1})$$

因此，转速为3024min⁻¹以下。

图2.



●表2. 容许转速线图



容许转速的计算范例

- <使用条件>
 ・丝杠轴外径 20
 ・支撑间距 1500mm
 ・安装方法 固定-铰支

- <计算内容>
 ①根据表1., 找出从1500mm支撑间距开始的垂直线与丝杠轴外径 φ20直线的交点。
 ②其交点的固定-铰支方式下的容许转速刻度读数1076min⁻¹为容许转速。

符合使用条件的丝杠轴径计算范例

- <使用条件>
 ・支撑间距 2000mm
 ・最高转速 1000min⁻¹
 ・安装方法 固定-固定

- <计算内容>
 ①根据表2., 找出从2000mm支撑间距开始的垂直线与从固定-固定刻度之容许转速1000min⁻¹开始的相对于支撑间距的水平线的交点。
 ②使该交点在容许范围内的25mm轴径即为满足最高转速1000min⁻¹的轴径。

5-2. DmN值

螺帽内部的钢珠公转速度变大时，产生的冲击力会损伤循环部。该极限值即为DmN值。可通过下式进行计算。

●容许转速 (min⁻¹)

DmN ≤ 70000(精密滚珠丝杠)	滚珠直径	A值
DmN ≤ 50000(压轧滚珠丝杠)		
式中	1.5875	0.3
	2.3812	0.6
	3.175	0.8
Dm: 丝杠轴外径(mm)+A值	4.7625	1.0
N: 最高转速(min ⁻¹)	6.35	1.8

使用技术计算软件http://download.misumi.jp/mol/fa_soft.html可简化复杂的计算。

6. 寿命

滚珠丝杠的寿命是指滚珠滚动面或任一滚珠因交变应力而产生疲劳，直至开始产生剥落现象时的总旋转次数、时间、距离。滚珠丝杠的寿命可通过基本动额定负载进行计算，计算公式如下所示。

6-1. 寿命时间 (Lh)

$$L_h = \frac{10^6}{60N_m} \left(\frac{C}{P_m f_w} \right)^3 \text{ (小时)}$$

式中
 L_h : 寿命时间(小时)
 C : 基本动额定负载(N)
 P_m : 轴向平均负载(N)
 N_m : 平均转速(min⁻¹)
 f_w : 运行系数

无冲击的静态运行 f_w = 1.0~1.2
 正常运行 f_w = 1.2~1.5
 伴有冲击的运动 f_w = 1.5~2.0

●基本动额定负载：C

基本动额定负载(C)是指使一组相同的滚珠丝杠运转时，其中90%未发生剥落，旋转寿命达到100万次(10⁶)时的轴向负载。基本动额定负载请参阅各产品目录。

* 如果要使用寿命延长到所需时间以上时，则不仅需要增大滚珠丝杠的尺寸，而且价格也会随之提高。一般以下面所示的使用寿命为标准时间。
 机床 : 20000小时 自动控制设备 : 15000小时
 工业机械 : 10000小时 计量装置 : 15000小时

* 满足所设寿命时间的滚珠丝杠的基本动额定负载可通过下式进行计算。

$$C = \left(\frac{60L_h N_m}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} P_m f_w (N)$$

6-2. 轴向负载

丝杠轴承承受的轴向负载因加速时、匀速时、减速时等的各种运行模式而异，可通过下式进行计算。

轴向负载的计算公式

匀速时... 轴向负载(P_b) = μWg
 加速时... 轴向负载(P_a) = Wα + μWg
 减速时... 轴向负载(P_c) = Wα - μWg

* 垂直安装时，请除以“μ”进行计算。

μ : 直线运动摩擦系数(直线导轨时为0.02)
 W : 移动物体重量N
 g : 重力加速度9.8m/s²
 α : 加速度(*)

(*) 加速度(α) = (V_{max}/t) × 10⁻³
 V_{max} : 快速进给速度mm/s
 t : 加减速时间s

6-3. 轴向平均负载和平均转速的计算式

轴向平均负载和平均转速可根据各运行模式的运行时间比例进行计算。表1所示的运行模式下，可根据公式2计算轴向平均负载和平均转速。

【表1. 运行模式范例】 (t₁+t₂+t₃=100%)

运行模式	轴向负载	转速	时间比例
A	P ₁ N	N ₁ min ⁻¹	t ₁ %
B	P ₂ N	N ₂ min ⁻¹	t ₂ %
C	P ₃ N	N ₃ min ⁻¹	t ₃ %

【公式2. 轴向平均负载的计算公式】

$$P_m = \left(\frac{P_1^3 N_1 t_1 + P_2^3 N_2 t_2 + P_3^3 N_3 t_3}{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3} \right)^{\frac{1}{3}} (N)$$

$$N_m = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3}{t_1 + t_2 + t_3} \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

以机床为例，最大负载(P₁)为“最强力切削时的负载”，正常负载(P₂)为“一般切削状态时负载”，最小负载(P₃)为“切削前切削刀具的快速进给、加工结束后快速退回时的负载”。

寿命时间的计算范例

<使用条件>

• 滚珠丝杠型式 BSS1520(φ15 螺距5)
 • 轴向平均负载P_m 250N
 • 平均转速 N_m 2118(min⁻¹)
 • 运行系数f_w 1.2

<计算内容>

BSS1520的基本动额定负载C为4400N，则

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2118} \left(\frac{4400}{250 \times 1.2} \right)^3 = 24824 \text{ (hr)}$$

因此，寿命时间为24824小时。

7. 丝杠轴的安装方法

滚珠丝杠的典型安装方法如下所示。

安装方法	适用例
	<ul style="list-style-type: none"> 普通安装方法 中速旋转~高速旋转 中等精度~高精度 丝杠支座组件选择标准型BRW・BUR。
	<ul style="list-style-type: none"> 中速旋转 高精度 丝杠支座组件选择标准型BRW。
	<ul style="list-style-type: none"> 低速旋转 轴长较短时 中等精度 丝杠支座组件选择经济型BRWE。

8. 温度与寿命

经常在100℃以上使用滚珠丝杠时或即使短时间但在极高温环境下使用时，材料的组织会发生变化，基本动额定负载、基本静额定负载将会随着温度的上升而减小。

但低于100℃的运行温度不受影响。100℃以上使用时的基本动额定负载C^{*}、基本静额定负载Co^{*}可用右式表示，其中温度系数分别为ft、ft'。

$$C^* = f_t C(N)$$

$$Co^* = f_t' Co(N)$$

温度℃	100以下	125	150	175	200	225	250	350
f _t	1.0	0.95	0.90	0.85	0.75	0.65	0.60	0.50
f _{t'}	1.0	0.93	0.85	0.78	0.65	0.52	0.46	0.35

通常请在-20~80℃范围内使用。高温情况下，必须更换成耐热型润滑脂，并对构成零件的耐热温度等进行确认。

9. 刚性

为提高精密机械、装置的定位精度、控制时的响应性等性能，必须考虑进给丝杠系统各零件的刚性。进给丝杠系统的刚性(K)可用下式表示。

$$K = \frac{P}{\delta} \text{ (N/}\mu\text{m)}$$

但

P : 施加于进给丝杠系统上的轴向负载(daN)
 δ : 进给丝杠系统的轴向弹性位移(μm)
 进给丝杠系统的刚性与各构成零件的刚性之间还有如下的关系。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_e} + \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_h}$$

式中

K_e : 丝杠轴的拉伸、压缩刚性
 K_n : 螺帽的刚性
 K_b : 支撑轴承的刚性
 K_h : 螺帽安装部及轴承安装部的刚性

●丝杠轴的拉伸、压缩刚性：K_e

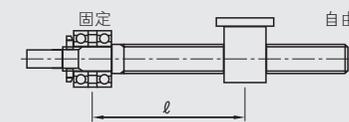
$$K_e = \frac{P}{\delta_e} \text{ (N/}\mu\text{m)}$$

但

P : 轴向负载(N)
 δ_e : 丝杠轴的伸长或缩短量(μm)

丝杠轴上承受轴向外部负载时，轴向伸长与缩短如下式所示。此轴向的伸缩直接体现为滚珠丝杠的游隙。

① 固定-自由(支撑方式)

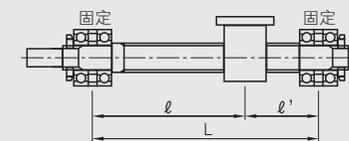


$$\delta_e = \frac{4Pl}{E\pi d^2} \times 10^3 \text{ (}\mu\text{m)}$$

式中

P : 轴向负载(N)
 E : 杨氏模量(2.06×10⁵N/mm²)
 d : 丝杠轴螺纹牙根直径(mm)
 l : 负载作用点间距(mm)

② 固定-固定(支撑方式)



$$\delta_e = \frac{4Pl'l'}{E\pi d^2 L} \times 10^3 \text{ (}\mu\text{m)}$$

式中

P : 轴向负载(N)
 E : 杨氏模量(2.06×10⁵N/mm²)
 d : 丝杠轴螺纹牙根直径(mm)
 l、l' : 负载作用点间距(mm)
 L : 安装间距(mm)

式在 l = l' = L/2 时为最大。

$$\left(\delta_e = \frac{PL}{E\pi d^2} \times 10^3 \right)$$

因此，固定-固定的支撑条件时，丝杠轴的伸长和缩短量的最大值是固定-自由支撑时的1/4。

【技术计算】滚珠丝杠的选型方法 4

使用技术计算软件http://download.misumi.jp/mol/fa_soft.html可简化复杂的计算。

10. 驱动扭矩

滚珠丝杠的摩擦特性与驱动马达的选型

10-1. 摩擦与效率

根据丝杠力学模型的数学分析，滚珠丝杠的效率 η 由下式表示，其中 μ 为摩擦系数， β 为螺纹升角。

将旋转力转换为轴向力时(正向动作)

$$\eta = \frac{1 - \mu \tan \beta}{1 + \mu / \tan \beta}$$

将轴向力转换为旋转力时(反向动作)

$$\eta' = \frac{1 - \mu / \tan \beta}{1 + \mu \tan \beta}$$

10-2. 负载扭矩

驱动源设计(马达等)所需的负载扭矩(恒速驱动扭矩)如下所示。

① 正向动作

将旋转力转换为轴向力时的扭矩

$$T = \frac{PL}{2\pi\eta} \quad (\text{N} \cdot \text{cm})$$

式中

T : 负载转矩(N·cm)

P : 轴向外部负载(N)

L : 滚珠丝杠的螺距(cm)

η : 滚珠丝杠的效率(0.9)

② 反向动作

将轴向力转换为旋转力时的轴向外部负载

$$P = \frac{2\pi T}{\eta L} \quad (\text{N})$$

式中

P : 轴向外部负载(N)

T : 负载转矩(N·cm)

L : 滚珠丝杠的螺距(cm)

η : 滚珠丝杠的效率(0.9)

③ 预压引起的摩擦扭矩

是指施加预压时产生的扭矩，随着外部负载的增大，螺母的预压负载被释放，预压所产生的摩擦扭矩也随之减小。

空载时

$$T_P = K \frac{P_L L}{2\pi} \quad (\text{N} \cdot \text{cm})$$

$$K = 0.05(\tan \beta)^{-\frac{1}{2}}$$

式中

P_L : 预压负载(N)

L : 滚珠丝杠的螺距(cm)

K : 内部摩擦系数

$$\beta : \text{螺纹升角} \quad \beta \approx \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi D} \right)$$

D : 丝杠轴外径

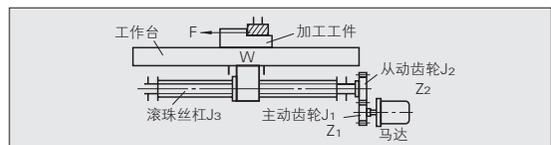
11. 驱动马达的选型

选择驱动马达时，必须满足下述条件。

1. 相对于施加在马达输出轴上的负载扭矩应有余量。

2. 相对于施加在马达输出轴的惯性矩应能够以所需的脉冲速度进行启动与停止。

3. 相对于施加在马达输出轴上的惯性矩应能够达到所需的加速、减速时间常数。



① 施加在马达输出轴上的匀速扭矩

抵抗外部负载以进行匀速驱动所需的扭矩。

$$T_1 = \left(\frac{PL}{2\pi\eta} + T_P \frac{(3PL-P)}{3PL} \right) \frac{Z_1}{Z_2} \quad (\text{N} \cdot \text{cm})$$

式中 $P \leq 3PL$

T_1 : 匀速时的驱动扭矩(N·cm)

P : 轴向外部负载(N)

$$P = F + \mu Mg$$

F : 切削力引起的轴向反作用力(N)

M : 工作台与工件的重量(kg)

μ : 滑动面的摩擦系数

g : 重力加速度(9.8m/s²)

L : 滚珠丝杠的螺距(cm)

η : 包含滚珠丝杠、齿轮传动在内的机械效率

T_P : 请参阅预压引起的摩擦扭矩(N·cm)公式10-2-③

P_L : 预压负载(N)

Z_1 : 主动齿轮的齿数

Z_2 : 从动齿轮的齿数

② 施加在马达输出轴上的加速扭矩

抵抗外部负载以进行加速驱动所需的扭矩。

$$T_2 = J_M \omega = J_M \frac{2\pi N}{60t} \times 10^{-3} \quad (\text{N} \cdot \text{cm})$$

$$J_M = J_1 + J_4 + \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \{ J_2 + J_3 + J_5 + J_6 \} \quad (\text{kg} \cdot \text{cm}^2)$$

式中

T_2 : 加速驱动所需的扭矩(N·cm)

ω : 马达轴角加速度(rad/s²)

N : 马达轴转速(min⁻¹)

t : 加速时间(S)

J_M : 施加在马达轴上的惯性矩(kg·cm²)

J_1 : 主动齿轮的惯性矩(kg·cm²)

J_2 : 从动齿轮的惯性矩(kg·cm²)

J_3 : 滚珠丝杠的惯性矩(kg·cm²)

J_4 : 马达转子的惯性矩(kg·cm²)

J_5 : 移动物体的惯性矩(kg·cm²)

J_6 : 联轴器的惯性矩(kg·cm²)

M : 工作台与工件的重量(kg)

L : 滚珠丝杠的螺距(cm)

滚珠丝杠、齿轮等圆柱体的惯性矩

(计算 J_1 、 J_4 、 J_6)

$$J = \frac{\pi \gamma}{32} D^4 \ell \quad (\text{kg} \cdot \text{cm}^2)$$

式中

D : 圆柱体的外径(cm)

ℓ : 圆柱体的长度(cm)

γ : 材料的比重

$$\gamma = 7.8 \times 10^{-3} \quad (\text{kg/cm}^3)$$

$$J_6 = M \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \quad (\text{kg} \cdot \text{cm}^2)$$

③ 施加在马达输出轴上的总扭矩

总扭矩由式①与②之和求出。

$$T_M = T_1 + T_2 = \left(\frac{PL}{2\pi\eta} + T_P \frac{(3PL-P)}{3PL} \right) \frac{Z_1}{Z_2} + J_M \frac{2\pi N}{60t} \times 10^{-3} \quad (\text{N} \cdot \text{cm})$$

式中

T_M : 施加在马达输出轴上的总扭矩(N·cm)

T_1 : 匀速时的驱动扭矩(N·cm)

T_2 : 加速驱动所需的扭矩(N·cm)

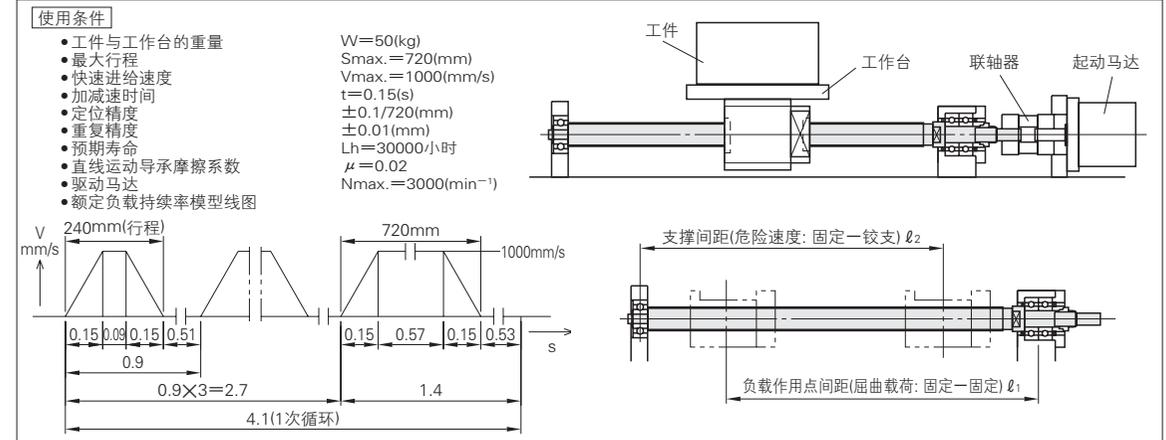
马达预选定之后，应进行如下的校核：

1. 校核有效扭矩值；

2. 校核加速时间常数；

3. 针对过载特性、反复的启动与停止，校核马达的容许过热值，上述3点必须具有余量。

12. 滚珠丝杠的选型范例 (X轴时)



1. 设定螺距 (L)

根据马达的最大转速与快速进给速度，通过下式进行计算。

$$L \geq \frac{V_{\max} \times 60}{N_{\max}} = \frac{1000 \times 60}{3000} = 20$$

此时需20mm以上的螺距。

2. 螺帽的选择

(1) 计算轴向负载

根据P.2645的6-2.的轴向负载计算公式

计算各运行模式下的轴向负载。

· 匀速时 轴向负载(Pb)=μWg=0.02×50×9.8≈10(N)

· 加速时 加速度(α)=(Vmax./t)×10⁻³=(100/0.15)×10⁻³=6.67(m/s²)

轴向负载(Pa)=Wα+μWg=50×6.67+0.02×50×9.8≈343(N)

· 减速时 轴向负载(Pc)=Wα-μWg=50×6.67-0.02×50×9.8≈324(N)

(2) 各运行模式1次循环的运行时间

根据额定负载持续率模型线图，结果如下所示。

动作模式	加速	匀速	减速	总共所需时间
所需时间	0.60	0.84	0.60	2.04

(3) 各运行模式下轴向负载、转速、运行时间的汇总

动作模式	加速	匀速	减速
轴向负载	343N	10N	324N
转速	1500min ⁻¹	3000min ⁻¹	1500min ⁻¹
所需时间比率	29.4%	41.2%	29.4%

(4) 计算轴向平均负载

根据P.2645的6-3.的公式进行计算。

$$\text{轴向平均负载}(P_m) = \left(\frac{P_1^3 N_1 t_1 + P_2^3 N_2 t_2 + P_3^3 N_3 t_3}{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3} \right)^{\frac{1}{3}} = 250 \quad (\text{N})$$

(5) 计算平均转速

$$\text{平均转速}(N_m) = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3}{t_1 + t_2 + t_3} = 2118 \quad (\text{min}^{-1})$$

(6) 计算所需基本额定负载

① 计算净运行使用寿命(L_{ho})

1次循环4.01s中运行时间为2.04s，因此，预期寿命扣除停机时间后的净运行使用寿命可按下式进行计算。

$$L_{ho} = \text{预期寿命}(L_h) \times \left(\frac{2.04}{4.1} \right) = 14927 \quad (\text{小时})$$

② 计算所需基本额定负载

可通过P.2645的6-1.公式，求出确保净运行使用寿命的所需滚珠丝杠的基本额定负载。

$$C = \left(\frac{60 L_{ho} N_m}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times P_m \times f_w = \left(\frac{60 \times 14927 \times 2118}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times 250 \times 1.2 = 3700 \quad (\text{N})$$

(7) 滚珠丝杠的预选

选择满足螺距20、基本额定负载3700N的滚珠丝杠BSS1520。

3. 精度设计

(1) 研讨精度等级与轴向间隙

根据P.2641的2.的“滚珠丝杠螺距精度”一览表，满足定位精度±0.1/720mm的代表移动量误差差±ep0.040/800~1000mm的精度等级为C5，因此BSS1520满足使用条件。

此外，根据P.2642的3.的“滚珠丝杠的轴向间隙”一览表，可以确认BSS1520的轴向间隙0.005以下满足重复定位精度±0.01mm，因此BSS1520满足使用条件。

4. 丝杠轴的选择

(1) 选择丝杠轴全长

丝杠轴全长(L)=最大行程+螺帽长度+余量+轴端尺寸(铰支侧、固定侧)，因此，

最大行程：720mm
螺帽长度：62mm
余量：螺距×1.5=60mm
轴端尺寸：72

$$\text{丝杠轴全长}(L) = 720 + 62 + 60 + 72 = 914 \text{mm}$$

* 余量为超程允许量，一般设定为螺距的1.5~2倍。
螺距20×1.5×2(两侧)=60

(2) 容许轴向负载的研讨

负载作用点间距l为820mm，因此根据P.2643的“4.容许轴向负载”的计算公式可得，容许轴向负载P为：

$$P = m \frac{d^4}{\ell^2} \times 10^4 = 10 \times \frac{12.5^4}{820^2} \times 10^4 = 3660 \text{N}$$

最大轴向负载343N小于容许轴向负载3660N，因此满足使用条件。

(3) 容许转速的研讨

支撑间距为790mm，根据P.2644的“5-1.危险速度”的公式可以求出：容许转速Nc为：

$$N_c = g \frac{d}{\ell^2} \times 10^7 = 15.1 \times \frac{12.5}{790^2} \times 10^7 = 3024 \text{min}^{-1}$$

最高转速3000min⁻¹小于容许转速3024min⁻¹，因此满足使用条件。

此外，DmN值根据P.2644的“5-2.DmN值”的公式可以求出：

$$D_m N = (\text{丝杠轴外径} + A \text{值}) \times \text{最高转速} = 15.8 \times 3000 = 47400 \leq 70000$$

因此，可确认其满足使用条件。

5. 选型结果

综上所述，适用的滚珠丝杠类型为BSS1520-914。