

梯形丝杠螺钉

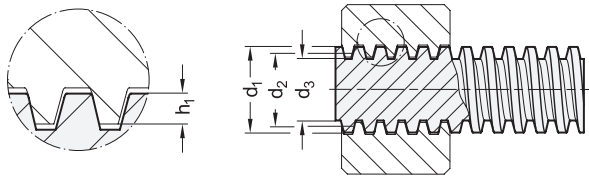
技术信息

技术说明

由于其几何形状，梯形丝杠螺钉特别适合传动和传力。宽螺纹齿面可吸收较大的轴向力，而大螺距则能以相对较少的旋转数实现传运。

梯形丝杠螺钉 GN 103 具有滚压螺纹。螺纹滚压工艺是用两个旋转的模具将螺纹的几何形状应用到原材料上。由于应变硬化、连续倒角和高度抛光表面，与机加工主轴相比，轧制主轴强度更高、耐磨性更好，且更耐腐蚀。

螺纹尺寸



d x P 单线	d ₁ x P 标称直径	d ₂ 齿面直径		d ₃ 小径		h ₁ 螺纹轴承深度
		最小	最大	最小	最大	
8 x 1.5	8	7.013	7.183	5.921	6.2	0.75
10 x 2	10	8.739	8.929	7.191	7.5	1
10 x 3	10	8.191	8.415	6.15	6.5	1.5
12 x 3	12	10.191	10.415	8.135	8.5	1.5
14 x 4	14	11.64	11.905	9.074	9.5	2
16 x 4	16	13.64	13.905	11.074	11.5	2
18 x 4	18	15.64	15.905	13.074	13.5	2
20 x 4	20	17.64	17.905	15.074	15.5	2
24 x 5	24	21.094	21.394	18.019	18.5	2.5
30 x 6	30	26.547	26.882	22.463	23	3
36 x 6	36	32.547	32.882	28.463	29	3
40 x 7	40	36.02	36.375	31.431	32	3.5
50 x 8	50	45.468	45.868	40.363	41	4

d x Ph 多线	P _T 螺距	d ₁ 标称直径	d ₂ 齿面直径		d ₃ 小径		h ₁ 螺纹轴承深度
			最小	最大	最小	最大	
12 x 6	P3	12	10.191	10.415	8.135	8.5	1.5
16 x 8	P4	16	13.640	13.905	11.074	11.5	2
20 x 8	P4	20	17.640	17.905	15.074	15.5	2
24 x 10	P5	24	21.094	21.394	18.019	18.5	2.5
30 x 12	P6	30	26.547	26.882	22.463	23.0	3
40 x 14	P7	40	36.020	36.375	31.431	32	3.5

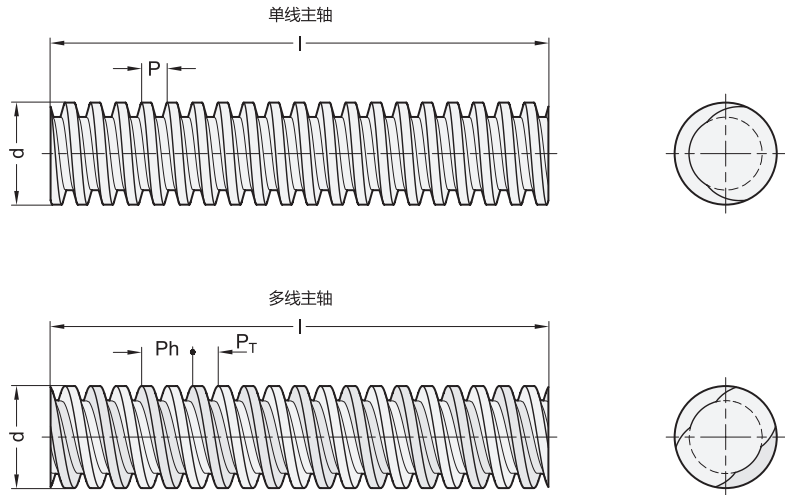
导程精度

导程精度描述的是理论运动距离与实际运动距离之间的最大允许偏差。对于梯形丝杠螺钉，最大允许导程偏差为 0.1 mm / 300 mm 运动距

直线度

梯形丝杠螺钉的直线度在很大程度上取决于制造方法、材质和尺寸。对于带滚压螺纹的主轴，直线度通常为 0.3 mm / 300 mm 长度。如果对直线度有更高的要求，可以在制造主轴后对其进行矫直。

多线螺纹



多线主轴具有多条独立螺纹，螺纹轮廓与单线主轴相同。螺纹彼此平行且导程相同。导程用 **Ph** 表示，是螺距 **P** 的倍数，描述两条相邻螺纹之间的距离。

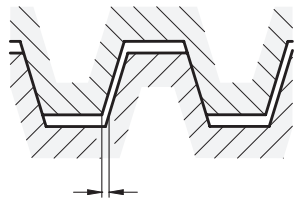
导程 **Ph** / 螺距 **P** = 螺纹线数

当需要实现每转较大的调节行程或不需要自锁时，使用多线螺纹。通过指定进给速率和速度值，可以减小多线螺纹的主轴直径。

反向反冲

当传动装置旋转方向改变时，主轴和主轴螺母之间的螺纹齿面会产生反冲。必须在主轴螺母沿相反方向移动之前克服这种反冲。

这种反向时的反冲可防止主轴螺母和主轴卡住。随着直径增加，反向时的反冲也会增加，如 DIN 103 所述。



理论临界屈曲力

由于长度与直径的比值不利，螺纹主轴在轴向压缩应力下有侧向屈曲的风险。

下列载荷工况（根据欧拉公式）和确定理论临界屈曲力的图表可用于确定相应主轴轴承的最大允许轴向力。必须根据应用考虑安全因素。

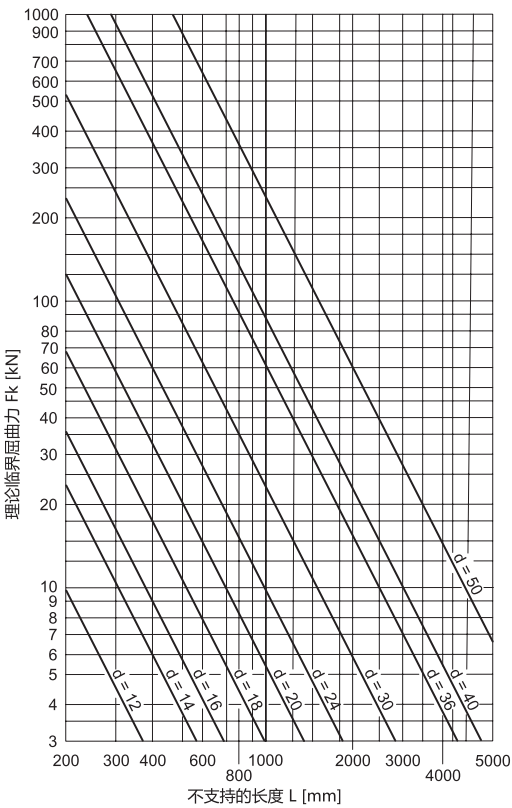
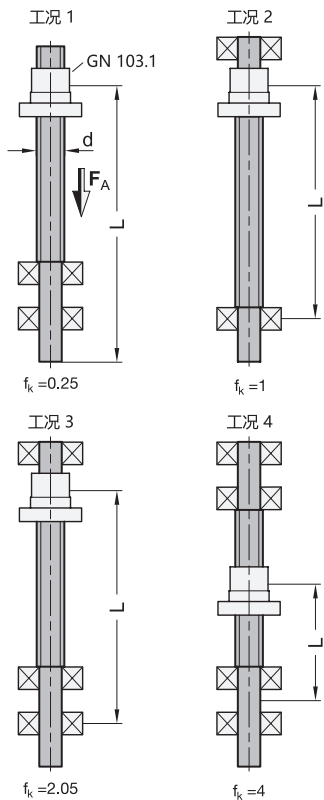
最大允许轴向力

$F_{A \text{ 最大}} = F_k \times f_k \times v$

$F_{A \text{ 最大}}$	最大允许轴向力 [kN]
F_k	理论临界屈曲力 [kN]
f_k	载荷工况的修正系数
v	安全系数

载荷工况 (根据欧拉公式)

理论临界屈曲力图



理论临界转速

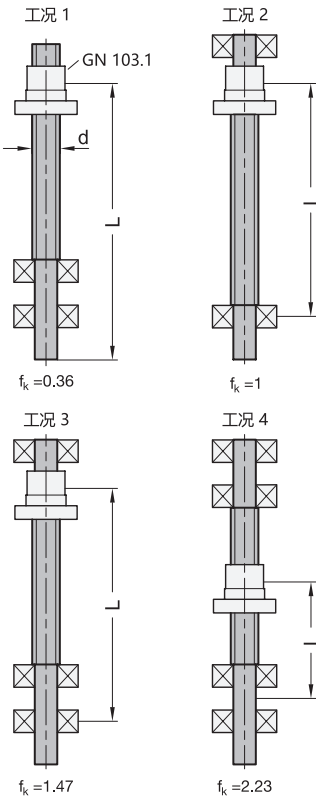
由于其几何形状，螺纹主轴不仅容易发生屈曲，还容易发生共振弯曲振动。共振弯曲振动也会显著增加屈曲的风险。因此，考虑临界屈曲力时还须考虑理论临界转速。
使用下面的公式和图表可在独立于临界屈曲力并考虑相应主轴轴承的条件下估算临界转速。必须根据应用考虑安全因素。

最大允许转速

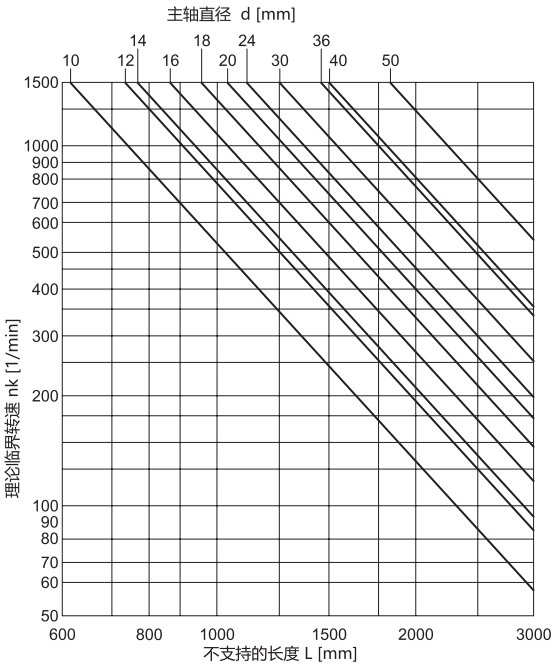
n最大 = nk x fk x v

- n最大 最大允许转速 [rpm]
- nk 理论临界主轴转速 [rpm]
- fk 载荷工况的修正系数
- v 安全系数

载荷工况



理论临界转速图



齿面压力

主轴传动装置的轴向载荷会在主轴的螺纹齿面和螺母之间产生侧面压力，即表面压力。 由于螺纹齿面在运行过程中相互摩擦，因此随着运行时间的增加，螺纹齿面会发生磨损。 尽可能减少磨损的措施除了充分润滑外，还包括齿面压力不得超过一定的极限值。

螺纹齿面之间的齿面压力可按下式计算。

$$p = \frac{F_a \times P}{m \times d_2 \times \pi \times h_1 \times k}$$

p	齿面压力 [N/mm ²]
F _a	轴向力 [N]
P	导程/螺距
m	载荷螺母长度 [mm]
d ₂	螺纹齿面直径 [mm]
h ₁	螺纹轴承深度 [mm]
k	螺纹系数 (通常为 0.75)

摩擦热

旋转运动转换为平移运动期间产生的所有能量损失都会使主轴传动装置发热。 摩擦热直接受螺纹齿面的齿面压力、转速和运行时间的影响。 为了防止过热，应考虑所有外部影响。 除了适当润滑之外，还应考虑诸如环境温度之类的因素。

使用寿命

梯形丝杠螺钉在特定应用中的使用寿命取决于预期环境条件。 安装位置、移动的负载、调节速度、运动频率和环境温度等因素都会影响使用寿命。

(自锁)

如果梯形螺纹主轴的摩擦角大于导程角，则梯形螺钉传动会自锁。摩擦角受材料配对、润滑和表面粗糙度的影响。

自锁还分为静态自锁和动态自锁。 对于静态自锁，螺母仅在受到外界影响时才开始移动。 对于动态自锁，一旦传动装置被移除，移动中的螺母就会停止移动。

理论上，除塑料螺母外，所有单线丝杠螺钉都具有静态自锁功能。 在实际应用中，由于表面粗糙度、润滑、振动等原因，往往不能保证自锁。 因此，作为一项安全措施，应始终提供锁定选项。

由于导程较大，多线螺钉传动装置无法自锁。