

第29章 扩大机床功能的改装

朱龙根 钱国新

第1节 扩大机床功能 改装的计算

(一) 概述

机床改装时计算的目的:

- 1) 确定机床的主运动速度、进给速度和功率的允许提高值;
- 2) 评价扩大机床功能的各种途径的效果;
- 3) 从保证高效率的观点检查所选定方案的可用性。

如果在改装前不预先通过计算确定提高规范的允许程度,就可能会使零件的使用寿命大为缩短并使机床损坏。

机床使用过程中出现的零件破坏形式如下:

- 1) 在长时间的交变载荷作用下零件疲劳破坏(齿轮和蜗杆传动、滚动轴承、轴等);
- 2) 磨损(导轨、轴承、蜗杆、齿轮和链传动、花键联接、摩擦离合器等);
- 3) 胶合(导轨、滑动轴承、蜗杆传动等);
- 4) 一次加载时造成的破坏或永久变形。

在机床的摩擦副中,有决定性意义的是磨损和胶合。

机床零件表面层的疲劳破坏比其它机器的零件的疲劳破坏少得多。形成这种情况的原因是广泛应用了表面强化工艺,而对保护表面层不被弄脏和擦伤注意不够。在一次加载的情况下造成破坏或永久变形的原因,一般为事故性的超载或由于磨损的结果使截面减弱。

按照上述工作能力准则对机床的元件进行计算。

建议按确定被计算元件的极限工作规范的方式

进行计算。

提高主运动速度、进给或空移位速度通常受到齿轮、轴承和导轨极限允许速度的限制,较少情况下受传动带、链条和蜗杆传动速度的限制。

提高扭矩或功率通常受齿轮传动、传动带传动和离合器工作能力的限制,在极少数的情况下,则受轴承、轴和进给传动链中个别元件(齿条、齿轮副,丝杠、螺母副)工作能力的限制。

因此,建议按下述程序进行改装计算:

- 1) 分析各种使用情况的资料(事故、磨损量增高等情况)和分析机床的结构(刚度、驱动机构的简图等)以评定改装机床的可能性。

- 2) 比较被改装机床的特性与型式及尺寸相仿的现代机床的特性,或根据运动学计算评定最佳的改装水平。

- 3) 对于通常限制速度提高的各元件,确定并比较允许的最高速度或转速,在此基础上拟定出提高转速部分的初步改装方案。

- 4) 利用类比法大致估计提高功率的可能性。如果根据这些计算有可能实现拟定的方案,就不再对各元件进行验算。

- 5) 如果根据类比法计算不能采用为保证最大限度地利用机床而拟定提高转速的方案,应根据验算来确定这些通常会限制提高功率的那些元件,即确定他们所允许的功率。

在必要时,应拟定更换薄弱环节的措施。

- 6) 选定改装的最终方案。从保证足够高的效率的观点评定所选方案的可用性。

- 7) 检验改装进给机构和快速移位机构的可能性并计算其元件。

(二) 类比法计算

应用类比法计算可以极其简单地对各种改装方

案作出大致的评价。

这些计算常常排除一系列的假设, 由于它们以使用的经验为基础, 因而得出的结果可以比以实验结果为基础的普通计算(按许用应力)更为可靠。这种方法特别适用于在多数情况下按很宽工艺范围计算的通用机床。

当普通计算所得出的结果可靠性很差时(例如, 在计算条件不确定的情况下), 类比法计算具有特别重要的意义。

由于改用高速切削时切削力照例并不增加, 所以, 改装机床时, 多数情况下只需大致与转速的提高成比例地提高功率就足够了。

对于某些零件, 尤其是轴、未经淬火的齿轮、低速蜗杆传动、圆周速度在15m/s以内的带传动, 可以认为极限有效载荷的数值实际上与速度无关, 因而允许功率按此比例增大。对于这些传动

$$P_2 = P_1 \frac{n_2}{n_1}$$

式中 P_1 、 n_1 ——分别为所研究元件在改装前的功率和转速;

P_2 、 n_2 ——同一元件在改装后的功率和转速。

对于其它的零件, 例如, 经过淬火的齿轮、滚动轴承、高速蜗杆传动, 其极限有效载荷值随转速的增加而下降^①。

当对机床使用规范和传动使用寿命作最简单假设, 转速增大比为 $\frac{n_2}{n_1}$ 时, 经过淬火的齿轮、滚动轴承、高速蜗杆传动按工作能力所允许的功率增大比 $\frac{P_2}{P_1}$ 见表29-1-1。

对于这些零件, 可以大致计算出由于表面层疲劳所造成的使用寿命缩短比 $\frac{T_2}{T_1}$, 即

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

式中 T_1 、 T_2 ——分别为所研究元件在改装前后的预期使用寿命。

由滑动轴承的工作能力所决定的功率允许提高值可按下式计算

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\frac{t_1}{t_2} \right)^{2.6}$$

式中 t_2 ——转速为 n_2 时轴承内的温度;

t_1 ——转速为 n_1 时轴承内的温度。

表29-1-1 转速增大比为 $\frac{n_2}{n_1}$ 时功率的允

许增大比 $\frac{P_2}{P_1}$

$\frac{n_2}{n_1}$	按表面层疲劳		按胶合
	经过淬火的 齿轮, 滚动轴 承	蜗轮用 $\sigma_b \leq 350$ MPa的锡青铜和无锡青铜制成的高速蜗杆传动	蜗轮用 $\sigma_b > 350$ MPa的硬青铜和铸铁制成的高速蜗杆传动
1.2	1.13(0.94)	1.15(0.96)	1.10(0.92)
1.5	1.31(0.87)	1.35(0.90)	1.22(0.81)
2.0	1.59(0.80)	1.68(0.84)	1.41(0.70)
2.5	1.84(0.74)	1.99(0.79)	1.58(0.63)

注: 1. 括号内是当 P_1 变为 P_2 及 n_1 变为 n_2 时的有效载荷变化值。

2. 对于其工作能力受限于表面层疲劳的元件, 假设其各级转速下的工作时间分配、电动机的使用时间和预期的使用寿命在改装前后均相同。

3. 在确定滚动轴承所允许的功率增大比时, 假设将载荷传给转轴的各零件, 其尺寸和位置在改装时没有变化。

t_1 和 t_2 值是在开动的机床上通过测量确定, 或通过计算确定。

由于类比法计算不能直接确定安全系数、减小安全系数和查明薄弱环节, 换言之, 即这些计算并不能充分全面地评价一台机床所具有的潜力, 从而使这种计算方法的应用受到限制。

(三) 验算

1. 计算条件的选择

对于主运动驱动机构、进给驱动机构和快速位移机构的各个元件要进行校验计算。

主运动驱动机构中各元件的工作能力限制着功率和转速的提高。

要对元件的最高转速同极限允许速度进行比较, 以确定转速的允许提高比。

按各元件在主轴某一计算转速下的工作能力所算出的极限功率值来确定功率的允许提高比。

应取驱动机构各元件承受最大载荷时的转速作

① 进行类比法计算时我们认为极限载荷随转速增高而增大的关系受下述各点的限制: 载荷循环次数的增长(淬火的齿轮、滚动轴承), 粘着磨损的危险性增加(蜗轮用铸铁和硬青铜制成的蜗杆传动), 由于温度升高、机械油粘度下降的结果承载能力减小(滑动轴承)。进行类比法计算时, 可不考虑转速增高时动力载荷增大。

为主轴的计算转速。计算转速可以在分析机床使用条件的基础上,根据切削用量按已知的最大扭矩或切削力值确定。对于各种通用机床,尤其是车床、转塔车床和升降台式铣床的变速箱,通常取开始利用最大功率工作的最低转速作为计算转速(转速范围的下面部分主要用于那些不需要大功率的工序——铰孔、螺纹精加工等)。对于各种通用机床(转塔车床、立式车床、升降台式铣床、镗床和除通用性大的中型车床以外的各种车床),可以取相当于1/3速度范围中的最高转速作为主轴的计算转速;对于通用性大的中型车床,取相当于1/3速度范围中的最低转速作为计算转速;对中等尺寸的通用钻床,取相当于1/4速度范围中的最高转速作为计算转速。

驱动机构的功率允许提高比 $\frac{P_2}{P_1}$ 按下式确定

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P}{\eta P_g}$$

式中 P_g ——机床在改装前所用电动机的功率;

P ——按各个元件的工作能力算出的功率值中的最小数值;

η ——传动链中从限制功率提高的元件(按其工作能力确定 P 值)到电动机轴这一段的效率;对于利用带传动将电动机的运动传到第一轴的齿轮变速箱,可以大致取;对于带传动和第一轴的轴承, $\eta = 0.95$;对于相邻轴间的传动, $\eta = 0.96$ 。

进给驱动机构中各元件的工作能力可能会限制增大进给量,还可能限制提高主轴转速(如果由主运动驱动机构的转轴之一驱动进给传动链)。

进给量的允许增大比(和转速的提高值)按进给驱动机构的元件在最大进给量下(在主轴的最高转速下)的速度进行估算。

牵引力的极限值按传动链中最后各元件(齿条、齿轮或丝杠、螺母副)和保护装置(例如,离合器、脱落蜗杆)的强度进行计算。

快速位移机构各元件的工作能力可能会限制提高空行程速度。

快速位移机构的工作能力可以按牵引力的极限值估算(得出的牵引力值应该足够起动被移位的部件)。

2. 带传动的计算

带传动按牵引能力计算,即按传动带与带轮的附着能力计算。

提高传动带速度的能力受限于:传动带与带轮之间形成气垫、离心力、V带发热和由上述因素以及单位时间内载荷循环次数增加而造成的寿命急剧降低。

有接头的平带的最大允许速度为20~25m/s(对于缝制的,粘接的或用金属丝接头联接的);高质量的皮革带可达40m/s,棉布或丝织的无接头带为50m/s, V带为25~30m/s。用搭接法缝制的带其允许速度不超过10m/s。应用铸铁带轮 $\ominus$ 的传动带传动允许圆周速度达25m/s,而应用焊制的钢带轮时可达50m/s。由聚酰胺制成的传动带正在越来越广泛地被应用,它的工作速度可达80~100m/s。

传动带的速度按下式确定:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{1000 \times 60} \text{ m/s}$$

式中 D_1 ——小带轮直径(mm);

n_1 ——小带轮转速(r/min)。

一般情况下,对于特种高速带,每秒钟曲挠次数不超过100,而普通平带V带的曲挠次数不超过40时,可以保证传动带有足够的寿命:

$$u = \frac{mv}{L} - 1/\text{s}$$

式中 v ——传动带的速度(m/s);

m ——带轮数;

L ——传动带长度(m)。

由此,根据保证所需寿命的条件取传动带速度

$$v \leq u_{\max} L_0$$

式中 $u_{\max}$ ——上面指出的曲挠次数。

在其它条件相同的情况下,传动带的寿命大致与曲挠次数成反比地下降。用聚酰胺制成的传动带其寿命要比普通的高许多倍。

传动带在工作时可以传递的有效作用力或功率按下面的公式确定

$$F = \frac{[\sigma]_{\max} A K_g K_v z}{K} (\text{N})$$

$$P = Fv \times 10^{-3} (\text{kW})$$

式中 $[\sigma]_{\max}$ ——传动带的最大许用有效应力(MPa)(见表29-1-2);

A ——传动带的截面面积(m²)。对于

平带 $A = b\delta$ (其中, b 和 δ 分别

$\ominus$ 当带轮用改性铸铁或高强度铸铁制成时,所允许的速度还可稍高些。

表29-1-2 当包角为 180° 和速度为10m/s时传动带的允许有效应力 $[\sigma]_{\max}$ (10^5Pa)

带的型式	D/ δ								
	20	25	30	35	40	45	50	60	75
皮革带	(14)	17	19	20.4	21.5	22.3	23	24	25
橡胶带	—	(21)	21.7	22.1	22.5	22.8	23	23.3	23.7
缝制棉布带	—	—	—	—	18	18.5	19	19.7	20.3
棉布织品带	(13.5)	15	16	16.7	17.2	17.7	18	18.5	19
毛料带	(10.5)	12	13	13.7	14.2	14.7	15	15.5	16

(2) V带

参 数	断 面 符 号																				
	O		A		B		C		D		E										
截面尺寸 (宽×高) (mm)	10×6		13×8		17×10.5		22×13.5		32×19		38×23.5										
截面的面积 A (cm ²)	0.47		0.81		1.38		2.30		4.76		6.92										
带轮直径 (mm)	78	80	≥90	100	112	≥125	140	160	≥180	200	225	250	≥280	320	360	400	≥450	500	560	630	≥710
允许应力 [σ] _{max}	15.1	15.7	16.1	15.1	16.1	17.0	15.1	16.7	18.2	15.1	16.9	18.4	19.9	15.1	17.2	19.1	20.8	15.1	17.2	19.3	21.1

注 1. 列出的有效应力值系指初始应力的最佳值, 对平带为 1.8MPa, 对V带为 1.2MPa。随着初始应力的加大, 有效载荷按比例地增加, 但皮带的寿命显著降低。实践表明, 如果由于皮带张紧过甚, 而初始应力超出了列举的最佳值, 则工作几个小时之后, 它们就会大致接近于最佳值, 计算时建议取这些数值。

2. 括号内的允许应力值系指在 D/ δ 数值小于建议最小值的条件下工作的带传动。

为传动带的宽度和厚度(m); V

带的 A 数值见表 29-1-2;

K_a ——包角 α 系数, 包角为

$$\alpha = \frac{D_2 - D_1}{l} \times 60^\circ$$

由 α 查表 29-1-3;

K_v ——速度系数, 对于带自动张紧装置的带传动, $K_v = 1.0$, 其余查表 29-1-4;

z ——传动带根数;

K ——工作情况系数。传动带的工作条件良好(如车床、钻床、铣床和磨床等), 取 1.0; 载荷的变化量中等(自动机), 取 1.1; 起动载荷为额定载荷的 200%, 且载荷变化很大(刨床), 取 1.4;

v ——传动带的速度 (m/s);

D_1 、 D_2 ——分别为小带轮和大带轮的直径 (mm);

l ——带轮轴线间的距离 (mm)。

表 29-1-3 包角系数 K_a 的数值

α	K_a	α	K_a	α	K_a
100	0.74	140	0.89	180	1.0
110	0.79	150	0.91	200	1.10
120	0.83	160	0.94	220	1.20
130	0.86	170	0.97		

表 29-1-4 速度系数 K_v 的数值

传动带	传 动 带 速 度 (m/s)						
	1	5	10	15	20	25	30
平带	1.04	1.03	1.0	0.95	0.88	0.79	0.68
V带	1.05	1.04	1.0	0.94	0.85	0.74	0.60

在概略计算以中等速度 (不超过 10~15m/s) 工作的传动时, 可以不考虑系数 K_a , K_v , K 。

3. 齿轮传动的计算

进行改装时, 要对轮齿进行弯曲应力的疲劳计算和开始受力时或最大载荷的短暂作用下的强度计

算。在机床的齿轮传动中，一般不出现疲劳点蚀的现象。在承受交变载荷和采用表面强化处理的情况下，以及不断磨损导致疲劳表面逐渐被擦去的情况下，在多数情形中成为限制因素的是齿的弯曲强度 $\ominus$ 。

(1) 确定转速的允许提高值 提高转速的能力主要受动力载荷增大的限制，后者使寿命显著缩短，使噪声增大，还影响到被加工面的粗糙度。

在现有的多数机床中，齿轮的最高速度通常不超过 $8 \sim 10 \text{ m/s}$ 。已知的实例有 5 级精度的齿轮能在 $25 \sim 30 \text{ m/s}$ 的速度下良好地工作。使用实践表明，当机床上各转轴的回转精度和相互位置适宜时，6 级精度的标准齿轮可允许圆周速度达到 16 m/s ，七级精度的可容许达到 6 m/s ，而 8 级精度的可允许达到 2.5 m/s 。

对于变位的圆柱齿轮和斜齿轮传动，可以取允许圆周速度高出 $15\% \sim 20\%$ 。

齿轮的最大圆周速度按下列公式确定

$$v = \frac{\pi d' n_{\max}}{1000 \times 60} \text{ m/s}$$

式中 $n_{\max}$ ——齿轮的最高转速 (r/min)；

d' ——齿轮的节圆直径 (mm)。

在个别情形中，在采取了一系列的结构和工艺措施之后，特别是使用变位的和桶形齿的齿轮，用斜齿轮代替圆柱齿轮，且使用精度较高的齿轮时，齿轮转速可以允许适当超出给定的极限值。

估计转速的提高值时，关于齿轮的工作能力可根据工作中发出的噪声加以判断。改装时，使噪声大致保持相同的程度，可以以此作为能否采用选定方案的准则之一。经验表明，现代高速机床的噪声接近于 $80 \sim 85 \text{ dB}$ 。当转速增高时，噪声自然会提高。例如，当主轴的转速增高一倍时，机床的噪声会升高 $2 \sim 4 \text{ dB}$ 。为扩大转速的提高能力而采取的结构和工艺措施，可在增加机床速度的同时使噪声大体保持不变。

(2) 确定功率的允许提高值 为了确定功率的允许提高值，计算时从每一轴上的齿轮中选择承受载荷最重的齿轮，即在模数和材料相同的条件下齿数最少而宽度最小的齿轮。如果同一根轴上各个齿轮的材料和模数不同，或选定的齿轮所传递的不是总功率，则计算每一轴的几个齿轮。

齿轮所能传递的有效功率 (力) 可按下式计算

$$P_e = \frac{P}{K}; \quad F_e = \frac{F}{K}$$

式中 $P(F)$ ——制造精度合乎理想而不承受动载荷作用的齿轮所能传递的功率 (力) (P 和 F 的值按表 29-1-5 的公式计算)；

K ——载荷系数， $K = K_1 K_2$ ；

K_1 ——查表 29-1-6 确定的载荷集中系数 (载荷沿齿长分布的不均匀系数)；

K_2 ——动载荷系数 (表 29-1-7)。

表 29-1-5 轮齿上按弯曲应力计算的极限允许功率和圆周力^①

齿 轮	功 率	圆 周 力
圆柱齿轮	$P_d = \frac{[\sigma]_u m_a^2 z y b n}{1.95 \times 10^6 \cos \beta}$	$F = [\sigma_w] b m y$
锥 齿 轮	$P_d = \frac{[\sigma]_u d'^2 b y n (1 - 0.5 \psi_R)^2 \cos \beta}{2.3 \times 10^6 z}$	$F = 0.85 \frac{d'}{z} \times [\sigma_w] b y (1 - 0.5 \psi_R) \cos \beta$

① 用于制造精度合乎理想而不受动载荷作用的齿轮传动。

注： z ——齿数； m_a ——法向模数 (mm)； b ——齿轮在节圆柱或节圆锥上的工作宽度 (mm)； R ——锥距 (节圆锥的母线上从节圆到其顶部的长度)； $\psi_R = \frac{b}{R}$ ——完整度； d' ——节圆直径 (对于圆锥齿轮，理解为形成节圆锥底的

的圆周的直径) (mm)； β ——节圆柱或节圆锥上的 (平均) 螺旋角； y ——查表 29-1-8 中按 $z_{\beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \varphi}$ 确定的齿形系数，式中 φ ——节圆锥角之半； $[\sigma_w]$ ——由表 29-1-9 选用的允许弯曲应力。

$\ominus$ 在特别重要的情形中，应进行表面层的疲劳计算。

$\ominus$ 在许多机械制造部门 (飞机制造业和汽轮机制造业) 的特种高速传动中，圆周速度要高得多。

表29-1-6 载荷集中系数 K_1 的平均值

$\frac{b}{d'}$	齿轮对称 于支座	齿轮靠近一个文座		齿轮在悬臂上
		轴的刚度 很高	轴的刚度 中等	
0.2	1	1	$\frac{1.05}{1}$	$\frac{1.1}{1.05}$
0.4	1	$\frac{1.05}{1}$	$\frac{1.15}{1.07}$	$\frac{1.2}{1.1}$
0.8	$\frac{1.05}{1}$	$\frac{1.15}{1.07}$	$\frac{1.3}{1.15}$	$\frac{1.5}{1.25}$

注：1.分子表示齿工作面硬度超过 350HB时系数 K_1 的数值，分母数则指硬度在 350HB以内时。

2.系数 K_1 按一对齿轮的二个齿工作面硬度值中的较低值确定。

表29-1-7 动载荷系数 K_2

圆周速度 v (m/s)	传动的精度等级		
	6级	7级	8级
正 齿 轮			
1~3	1	1.2	1.3
3~8	1.2	$\frac{1.3}{1.4}$	$\frac{1.4}{1.55}$
8~12	1.3	$\frac{1.4}{1.5}$	—
斜齿圆柱齿轮			
2~3	1	1	1.1
3~8	1	1	$\frac{1.2}{1.3}$
8~12	$\frac{1}{1.1}$	$\frac{1.1}{1.2}$	$\frac{1.3}{1.4}$
12~18	$\frac{1.1}{1.2}$	$\frac{1.2}{1.3}$	—
18~25	$\frac{1.2}{1.3}$	$\frac{1.3}{1.4}$	—

注：1.分子表示齿工作面硬度大于350HB时 K_2 的数值，分母则表示硬度在 350HB以内时的数值

2.圆锥齿轮的动载荷系数在取用时与圆柱齿轮相同，但其精度降低一级

圆柱齿轮可以利用各种数表来进行计算。齿轮所能传递的有效功率（力）的值可以利用数表按下式计算

$$P_e = \frac{K_c K_{\beta F}}{K} P^T \frac{b}{10} \times \frac{n}{100}$$

$$F_e = \frac{K_c K_{\beta F}}{K} F^T \frac{b}{10}$$

式中 n ——齿轮的计算转速 (r/min);

b ——齿轮的计算宽度 (mm);

$P^T(F^T)$ ——齿轮所能传递的功率（力）：此齿轮的材料为40Cr，齿廓经过淬火并倒圆（表面硬度48~52HRC；心部硬度25~28HRC； $[\sigma]_s = 320\text{MPa}$ ，见表29-1-9），制造精度合乎理想而不承受动力载荷的作用，转速为100r/min，宽度 $b = 10\text{mm}$ ； $P^T(F^T)$ 的值按模数 m 和齿数 z 查表29-1-10确定；计算斜齿轮时，对表列的模数数值应理解为法向模数，对表列的

齿数应理解为当量齿数 $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$

(β ——轮齿的螺旋角)；

K ——载荷系数（见上）；

$K_{\beta F}, K_{\beta P}$ ——考虑斜齿轮的强度由于下述因素而增大的系数：接触线的总长度增加和有若干对轮齿参与啮合，接触线对齿根部所成的倾斜度和轮齿的工作情形为板片而不是梁；可以取系数 $K_{\beta F} = 1.4 \sim 1.7$ ， $K_{\beta P} = 1.3 \sim 1.6$ ——对齿数少的齿轮取较小数值；对于标准圆柱齿轮 $K_{\beta P} = K_{\beta F} = 1$ ；

K_c ——考虑齿轮所用材料力学性能和热处理的系数，可查表29-1-9。

按不存在塑性变形或脆性破坏条件确定的最大载荷短时作用下的最大允许力，大约比用介绍的疲劳计算公式确定的力大50%。

(3) 提高齿轮承载能力的各种可能的措施
更换薄弱齿轮的材料是提高承载能力的最有效方法（表29-1-11）。从齿轮承载能力的观点来看，精加工和热处理工序的顺序有着极为重要的意义。建议只对全面淬火的齿轮和不承受强力载荷的渗碳淬火齿轮磨削其整个齿面。对于承受重载的渗碳齿轮，建议在淬火后只磨削其齿廓的工作部分，而过渡的齿廓部分则在淬火之前进行精加工。

增大齿轮副的二个齿轮的宽度。承载能力大体上与齿宽成比例地增加（实际上稍小些，因为随着宽度的增大载荷集中系数 K_1 增高，见表29-1-6）。但是，增大宽度只是在容许的范围内才是合理的，并且不是在任何情况下都可能。

对于低速齿轮，可以通过加大模数和按比例地

表29-1-8 齿形系数 y

刀具的变位系数 ξ	$\frac{z}{\cos^3 \beta \cos \varphi}$ 为下值时的数值									
	16	17	20	25	30	40	50	60	80	100
-0.2	—	—	—	0.353	0.392	0.435	0.458	0.471	0.487	0.495
0	0.338	0.357	0.392	0.429	0.451	0.476	0.49	0.499	0.511	0.517
-0.2	0.436	0.444	0.461	0.478	0.492	0.51	0.519	0.525	—	—
-0.5	0.526	0.528	0.532	0.536	0.539	0.546	0.549	0.553	—	—

注：1. 对于斜齿轮，考虑到接触线的总长度增大和接触线对齿根部的倾斜，应将齿形系数增大40%~47%（当齿数少时，应该取用小的数值）。

2. 对于工作应力大的特别精密的圆柱齿轮传动（6级精度和更高的精度级），由于第二对轮齿参与工作，可将齿形系数增大50%~70%——当传动比 i 接近1，轮齿数少时（16~20）用较小的数值；当传动比 $i > 1$ ，轮齿数多时（40~60）用较大的数值。

3. 为了确定齿轮所能传递的力（或功率）的数值，可用公式 $F = \pi Y m b [\sigma_w]$ 。在这种情况下， $Y = \frac{y}{x}$ 。

表29-1-9 许用弯曲应力 $[\sigma_w]$ ①和系数 K_σ 的数值

钢	热处理	硬度 (HRC)	许用弯曲 应力 $[\sigma_w]$ (MPa)	K_σ
40Cr	调质②	240~280HB	150	0.47
	整个截面 淬火（包括 齿沟底部）， 深度为1~ 3mm③	心部 48~52 齿面 48~52	240	0.75
	沿整个修 圆齿廓淬火 到深度(0.2 ~0.26)mm	心部 25~28 齿面 48~52	320④	1.0
20Cr	渗碳淬火 深度为 (0.22~ 0.26)mm	心部 27~32 齿面 56~60	350	1.09
12CrNi3A	渗碳淬火 深度(0.22 ~0.26)mm	心部 30~40 齿面 56~60	400	1.25

① 许用应力的数值已按 P. M. Пратусевский 对机床齿轮弯曲强度的研究结果作了修正。

② 对于40Cr调质钢，将许用应力值取成稍小于直接按疲劳极限确定并考虑应力集中的数值，这在一定程度上考虑了齿廓可能的磨损。

③ 当用高频电流加热不包括齿根底部作整体淬火时，应该将许用应力和系数 K_σ 的数值降低50%。

④ 对于沿修圆齿廓淬硬的40Cr， $[\sigma_w] = 320\text{MPa}$ 相当于在良好的热处理加工过程中以高频电流加热整个外廓后用水淬硬。

减少两轮的齿数以提高其许用载荷。许用（弯曲）载荷与模数成比例地增大。主要由于小齿轮的轮齿有产生很大根切的危险，减少齿数和加大模数的可能性实际上是极为有限的。在这种情形中，有重要意义的是修正齿形，这可以使小齿数齿轮的弯曲强度提高50%（见表29-1-8）。

对于高速齿轮，在制造精度和整个部件的装配精度相当高的情况下，可以通过提高齿轮的制造精度使承载能力得到某种程度的增高。承载能力的增大值即为动载荷的减小值（见表29-1-7）。

4. 蜗杆传动的计算

进行改装时，蜗杆传动通常是不进行计算的，因为它们在主驱动机构中极少使用，一般情况下，它们并没有提高转速的重大潜力，而在进给驱动机构中并不限制改装的可能性。允许的转速值由所要求的传动机构使用寿命和胶合的危险性来决定。

在各种机床中，当滑动速度在2~3m/s以内时，带铸铁蜗轮的传动工作良好。对于用铝铁硬青铜蜗轮的传动，当速度在5~8m/s以内并且接触应力的数值与此速度相适应时（大致为100~150MPa），其工作情况良好。在机床工作规范变化的情况下，对于用铸铁蜗轮和淬火到较高硬度、仔细研磨的钢蜗杆的传动可以在6m/s以内的速度下工作，而当用青铜蜗轮时，在接触应力达200MPa的情况下其速度可大致为12m/s。

蜗杆传动中的滑动速度

$$v_h = \frac{\pi m z n}{1000 \times 60} \sqrt{1 + \left(\frac{q}{z_1}\right)^2}$$

式中 n ——蜗轮的转速 (r/min)；

表29-1-10 圆柱齿轮齿的弯曲应力计算

(材料为40Cr, 用高频电流加热沿修圆齿廓淬火(齿面硬度48~52HRC, 心部硬度25~28HRC) (σ_w) = 320MPa, 对于每一模数值, 上面一行给出了齿面宽度为10mm的齿轮在100r/min时所传递的功率 PT (kW); 下面一行则给出了齿面宽度为10mm的齿上所传递的圆周力 FT ($\times 10N$))

模数 m	15	18	20	22	25	28	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	120
1	0.079 102	0.109 118	0.129 126	0.147 130	0.176 137	0.204 142	0.221 144	0.267 149	0.312 152	0.357 155	0.402 157	0.447 159	0.491 160	0.578 161	0.670 163	0.757 164	0.848 165	1.02 166
1.5	0.177 154	0.245 178	0.289 188	0.330 196	0.396 206	0.459 213	0.498 216	0.600 223	0.701 228	0.804 232	0.904 235	1.01 238	1.10 240	1.30 242	1.51 245	1.70 246	1.91 248	2.29 249
2	0.315 205	0.436 237	0.514 251	0.587 261	0.704 275	0.816 284	0.885 288	1.07 297	1.25 304	1.43 310	1.61 313	1.79 317	1.96 320	2.31 322	2.68 326	3.11 328	3.39 330	4.08 332
2.5	0.492 256	0.682 296	0.803 314	0.918 326	1.10 343	1.28 355	1.38 360	1.67 372	1.95 380	2.23 387	2.51 392	2.79 396	3.07 400	3.62 403	4.18 408	4.73 411	5.30 413	6.37 415
3	0.708 307	0.982 355	1.16 376	1.32 391	1.58 412	1.84 426	1.99 432	2.40 446	2.81 457	3.22 465	3.62 470	4.02 476	4.42 480	5.20 484	6.03 490	6.81 493	7.63 496	9.18 498
3.5	0.964 358	1.34 414	1.57 439	1.89 456	2.16 481	2.50 497	2.72 504	3.27 520	3.82 533	4.37 542	4.92 548	5.47 555	6.01 560	7.09 564	8.21 571	9.27 575	10.4 578	12.5 580
4	1.26 409	1.75 473	2.06 502	2.35 521	2.82 549	3.26 569	3.54 576	4.27 594	4.98 609	5.71 620	6.43 626	7.15 634	7.85 640	9.25 645	10.7 653	12.1 656	13.6 661	16.3 664
5	1.97 512	2.73 591	3.21 627	3.67 651	4.40 686	5.10 710	5.53 720	6.67 743	7.79 761	8.91 775	10.0 783	11.2 792	12.3 800	14.5 806	16.7 816	18.9 821	21.2 825	25.5 829
6	2.83 614	3.92 710	4.72 753	5.28 781	6.34 823	7.34 853	7.96 865	9.60 891	11.2 913	12.8 930	14.5 940	16.1 950	17.6 960	20.8 967	24.1 979	27.3 985	30.5 990	36.7 994
7	3.62 672	5.02 777	5.92 822	6.75 854	8.10 902	9.62 933	10.2 946	12.3 976	14.4 998	16.4 1020	18.5 1030	20.6 1040	22.6 1050	26.6 1060	30.8 1070	34.8 1080	39.0 1090	46.9 1099
8	4.73 768	6.55 888	7.73 940	8.82 975	10.6 1030	12.6 1070	13.3 1080	16.0 1120	18.7 1140	21.5 1160	24.1 1180	26.8 1190	29.5 1200	34.8 1210	40.3 1220	45.5 1230	50.9 1240	61.2 1250
9	5.98 864	8.30 998	9.77 1060	11.2 1100	13.4 1160	15.9 1200	16.9 1220	20.3 1260	23.8 1280	27.2 1310	30.6 1320	34.0 1340	37.3 1350	44.0 1360	51.0 1380	57.6 1390	64.5 1400	77.5 1400
10	7.39 960	10.2 1110	12.1 1180	13.8 1220	16.5 1290	19.6 1330	20.8 1350	25.1 1390	29.3 1430	33.6 1450	37.7 1470	41.9 1490	46.1 1500	54.3 1510	62.9 1530	71.1 1540	79.6 1550	95.6 1560

注: 1. 列出的功率和力的数值是在有一对齿同时工作的假设下计算出的, 即按照表29-1-9内对 $\xi = 0$ 给出的齿形系数的数值计算的。
2. 对 $m = 6$ mm 的功率和力的数值, 在计算时考虑了许用应力值(σ_w) = 300 时比例效应的影响。

表29-1-11 用变更材料和热处理的方法
提高齿轮的承载能力

钢		承载能力的 提高系数
被 换 的	换 用 的	
40Cr调质	40Cr 沿修圆齿廓 淬火 (在热处理加工过程良好的情况下)	2.1
	20Cr, 渗碳淬火	2.3
40Cr, 用高频电流加热包括齿根部的整体淬火	40Cr, 沿修圆齿廓 淬火 (在热处理加工过程良好的情况下)	2.0
	20Cr, 渗碳淬火	2.2
40Cr, 包括齿根底部在内的沿截面淬硬	12CrNi3A 渗碳淬火	1.6

m 、 z ——模数 (mm) 和蜗轮的齿数;

z_1 ——蜗杆的头数;

q ——蜗杆节圆直径上的模数。

提高最大允许转速的方法可以有:应用淬火到较高硬度且其表面经过研磨和抛光的蜗杆,应用适当品种的润滑油。蜗杆传动的制造精度和装配精度有重大意义,因为它保证接触区有足够的面积和正确的位置。

蜗杆传动中的动载荷是比较小的,因而对它的增大可以不予考虑。

5. 轴的计算

轴的工作能力主要根据疲劳和刚度来判定。轴的刚度应根据齿轮和轴承能良好工作的条件来确定。

改装时,在增大载荷范围内轴的变形情况,通常不会使齿轮和轴承的接触条件产生大的变化。

轴的疲劳计算只应在下列情形中进行:改装前发生过轴折断的事故,或改装后载荷的增大值超过20%~25%。在这种情况下,不经验算而允许的提高功率

$$\frac{P_2}{P_1} = (1.2 \sim 1.25) \frac{n_2}{n_1}$$

式中 P_1 、 n_1 ——改装前轴的功率和转速;

P_2 、 n_2 ——改装后轴的功率和转速。

如果根据改装前的使用资料知道有过断轴的情况,就应该采取措施提高它们的危险剖面的强度,其方法是加大直径、减少应力集中或采用强化热处理。

轴经过淬火后可使它们的承载能力提高50%~60%,进行调质处理可比正火处理提高25%~35%。

花键轴工作能力的判定准则为花键侧面的磨损量。在带传动的带轮,经常工作的高速齿轮,特别是小直径齿轮,悬臂安装的齿轮,短轮毂齿轮,装配在未淬火轴上的摩擦离合器片等机件中,花键联接有较快的磨损。

不改变花键联接磨损速率的条件下功率的允许提高值

$$\frac{P_2}{P_1} = \sqrt{\frac{n_2}{n_1}}$$

当轴的功率和转速成比例地改变时,磨损速率与比值 n_2/n_1 成比例地增加。为了提高机床花键联接的寿命,可以采取下列措施:淬火,对不移动的齿轮采用过盈配合和过渡配合,增加轮毂部的长度(对于短轮毂不移动齿轮)。

轴经过淬火联接的寿命可提高1~2倍;用过盈配合和过渡配合代替动配合——寿命可提高0.5~1倍。将长度与直径之比为0.8的联接换成比值为1.5的联接,可使联接的寿命提高2~4倍。

建议用带键的锥面联接或有圆锥定心面的花键联接代替带轮与驱动轴之间的花键联接。装有摩擦离合器片的花键轴应该淬硬到52~55HRC。

6. 滚动轴承的计算

对滚动轴承要进行表面层的疲劳计算。当承受不旋转或转动很慢的载荷时,根据轴承套圈和滚动体上不产生残余变形的条件确定允许的静力载荷。

安装在滚动轴承中的轴的转速受到保持器寿命、发热和动力学的限制。在机床中,装入轴承的轴颈速度通常不超过10m/s,用于高速切削的新机床上不超过15~18m/s,在内圆磨床上不超过25m/s。

在给定的寿命条件下,确定轴承所允许的功率提高值是将额定计算载荷与允许载荷加以比较。

轴承的额定计算载荷按下列公式确定

$$Q_1 = K_d Q$$

式中 K_d ——动载荷系数;

Q ——当量径向载荷。

对于通用机床的变速箱轴承,在计算时按照机床制造业通常采取的做法,不考虑工作规范的变化,可以取 $K_d = 1$,这稍稍补偿了计算载荷的过分提高。

对于在外廓尺寸紧凑的条件下以变化的规范工

作的重载轴承,可在计算时考虑规范的变化,从其结果可看出,负荷能力有一定的潜力。但是,当改装机床时,很少需要进行这种计算。

在不存在轴向力的情况下,当量径向载荷就是相应规范下轴的支反力。取支反力为最大时的规范为计算规范。

在径向载荷 R 和轴向载荷 A 共同作用于轴承的情况下,当量径向载荷按下列公式确定

$$Q = K_R R + m A$$

式中 K_R ——当轴承外圈旋转时引入的系数,对球面球轴承取 $K_R = 1.1$,对其余型式的轴承取 $K_R = 1.35$;

m ——将轴向载荷换算成径向载荷的系数,取为:

全分系列的深槽式单列向心球轴承 1.5

向心球面球轴承:

轻系列 $d = 20 \sim 40$ 3.5

$d > 45$ 4.5

中系列 $d \leq 30$ 3.0

$d \geq 35$ 4.0

宽系列 $d \geq 35$ 2.5

单列向心推力球轴承,其接触角为:

12° (36000系列) 1.5

26° (46000系列) 0.7

球面滚子轴承:

轻系列 4.5

中系列 3.5

圆锥滚子轴承:

轻系列 1.5

中系列 1.8

大锥角的 0.7

对于向心推力轴承,在公式中用外力与径向载荷的轴向分力之差,代替轴承上的总轴向力:

$$Q = K_R R + m(A - S)$$

式中 $S = 1.3 R \tan \beta$ (β ——接触角)。

如果轴承在二个向心推力轴承上,则对力 A 应理解为外部轴向载荷与加于另一轴承的径向载荷的轴向分量之差。

对于圆柱滚子轴承,只按径向载荷进行计算,因为加给这种轴承的轴向载荷由滚子的端面和导向凸角承受。

对于这些轴承,允许的轴向载荷不应超过下述数值,对于固定作用的轴向载荷为 $0.08 F_{100}(N)$;

对于不是固定作用、但时常作用的轴向载荷为 $0.11 F_{100}(N)$;对于很少作用的轴向载荷为 $0.22 F_{100}(N)$ (F_{100} ——当转速为 $100 r/min$ 和寿命为 $5000 h$ 时允许加于轴承的载荷)。

滚动轴承的支承的负荷能力可用下述方法提高:

1) 用外部尺寸相同的另一种型式的轴承代替一种型式的轴承 (表29-1-12)。

表29-1-12 用同系列的其它型式轴承代替单列球轴承后支承负荷能力的提高系数

轴的直径 (mm)	向心推力球轴承		短圆柱滚子轴承		圆锥滚子轴承	
	轻系列	中系列	轻系列	中系列	轻系列	中系列
30~70	1.2~1.3	1.2~1.3	1.2~1.3	1.4~1.6	1.9~2.1	1.8~2.2
80~120	1.3	1.3	1.5~1.8	1.7~2.0	2.1~2.2	2.2

2) 在轴承的轴向配合尺寸有可能加大时,用宽系列的轴承代替窄系列的轴承。负荷能力的平均提高值见表29-1-13。

表29-1-13 用宽系列轴承代替窄系列轴承后支承负荷能力的提高系数

型 式	轻宽系列	中宽系列
双列球轴承	1.1~1.2	1.2~1.3
短圆柱向心滚子轴承	—	1.3~1.45
圆锥滚子轴承	1.3~1.4	1.4~1.6

用宽系列的滚子轴承代替窄系列的球轴承时,负荷能力还可提高得更多 (提高 $1 \sim 2$ 倍)。

7. 联轴器的计算

联轴器的主要特性是各工作元件的强度、结合的可靠性及所允许传送的最大转矩。

联轴器所能传送的最大功率 P (以 kW 计) 与最大转矩 T ($N \cdot cm$) 之间的关系式为

$$P = \frac{Tn}{97400}$$

式中 n ——联轴器的转速 r/min 。联轴器按最大转矩进行计算,即考虑到电动机的过载。联轴器的允许速度取决于联轴器元件在离心载荷作用下的强度和不平衡所引起的作用于机床的动力效应。

简易弹性圆柱销联轴器 (图29-1-1)。提高联

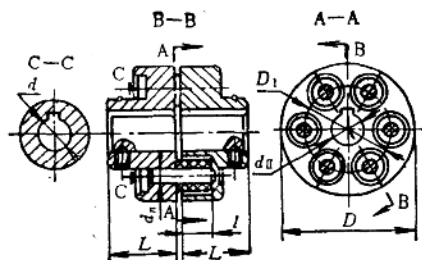


图29-1-1 简易弹性圆柱销联轴器

轴器的速度主要受限于离心载荷作用下的强度。对于用不低于HT200的铸铁制成的联轴器，联轴器外表面处的极限线速度为30m/s。

联轴器所能传递的最大转矩取决于承受挤压的弹性元件的强度，它按下式确定

$$T = \frac{[\sigma]_d z D_1 d_s l}{2}$$

式中 $[\sigma]_d$ ——弹性元件内表面上的许用挤压应力 (MPa, 对于通常所用的橡胶品种 $[\sigma]_d = 2\text{MPa}$)；

z ——柱销数；

D_1 ——柱销中心所在圆周的直径 (cm)；

d_s ——柱销直径 (cm)；

l ——柱销与弹性元件的配合长度 (cm)。

提高联轴器的允许转矩的最简单途径为选用适宜的弹性元件材料。对于在适应性和补偿能力要求不高的情况下所用的硬橡胶品种，许用挤压应力可以提高到4MPa；因而，靠弹性元件的材料可将允许转矩提高一倍以内。在特殊情况下，可以增大柱销的直径。

当在联轴器内用强度较高的弹性元件来大幅度提高允许转矩时，应该通过计算校核柱销的弯曲强度。

通常柱销用经过正火处理的45钢制造，或用强度与之接近的中碳钢制造。

这时，计算时的许用弯曲应力可以取为100MPa。

8. 摩擦离合器 (图29-1-2和29-1-3)

离合器所能传递的最大转矩取决于离合器的结合强度和发热。

允许转矩 T 按下列各公式计算：

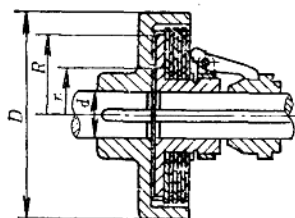


图29-1-2 片式摩擦离合器

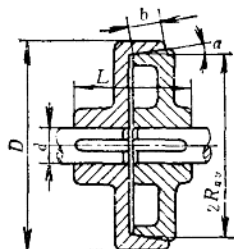


图29-1-3 锥式摩擦离合器

对于速度在2.5m/s以内和接合频率低的片式离合器

$$T = \frac{1}{\beta} \pi (R^2 - r^2) R_{av} i p f$$

对于锥式离合器

$$T = \frac{2}{\beta} \pi R_{av}^2 b p f$$

式中 $\beta = 1.3$ ——结合安全系数；

R, r, R_{av} ——分别为摩擦表面的外圆半径、内圆半径和平均半径 (cm)，对于

$$\text{片式离合器 } R_{av} = \frac{R + r}{2};$$

i ——摩擦面数，通常等于外摩擦片数 z 的两倍；

p ——摩擦面上的许用压力 (N/cm²，见表29-1-14)；

f ——摩擦系数 (见表29-1-14)；

b ——摩擦面母线的长度 (cm)。

对于片式离合器，如果工作时接合次数多并且转速高，应该引入各种系数使允许转矩的数值降低：

$$T' = T K_m K_v (1 - K'_s)$$

式中 K_m ——考虑片数的系数，按表29-1-15选取；

K_v ——考虑圆周速度影响的系数；当圆周速度 $v < 2.5\text{m/s}$ 时，必要时可以取 K_v 稍大于1；当 $v > 2.5\text{m/s}$ 时，

表29-1-14 摩擦面的摩擦系数
和最大许用压力

材	料	摩擦系数 f	离合器的许用压力 (MPa)	
			片式	锥式和 圆环式
加 润 滑 的				
淬火钢对淬火钢		0.08	0.60~0.8	—
铸铁对铸铁或对淬火钢		0.08	0.60~0.8	1.00
夹布胶木对钢		0.12	0.40~0.6	—
粉末冶金对淬火钢		0.10	0.80~0.1	—
干 的				
压缩石棉或夹铁纱的帆布 对钢或铸铁		0.30	0.20~0.3	0.30
粉末冶金对淬火钢		0.40	0.30~0.4	—

注：压力的高值建议用于转速较低时，低值则用于转速较高时。

表29-1-15 系数 K_n 、 K_v 值

外片数Z	K_n	v_1 (m/s)	K_v
3	1	2.5	1
4	0.97	3	0.94
5	0.94	4	0.86
6	0.91	5	0.80
7	0.88	6	0.75
8	0.85	8	0.68
9	0.82	10	0.63
10	0.79	13	0.59
11	0.76	15	0.55

则按表29-1-15选取；

K'_n ——考虑接合次数的系数，在接合次数每小时大于50次或100次时引用，取每超过指定接合次数5次为0.01；这些接合次数值的低值用于高速离合器和当接合时起动质量的惯性矩很大时；例如，对于接合次数为每小时150次的高速离合器：

$$K'_n = 0.01 \frac{150 - 50}{5} = 0.2$$

极限值 $K'_n = 0.5$ 。当 $K'_n > 0.5$ 时，应该对离合器进行专门的热计算。

离合器的允许转矩可用增加摩擦片数或更换其材料并进行相应热处理予以提高。

9. 导轨的计算

在作圆周运动的未经淬火的铸铁导轨上，最大滑动速度一般不超过3.3m/s (200m/min)。实用

上还规定了极限值 $p_v = 6 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \cdot \text{s}$ (p ——单位压力，见下)。在润滑系统良好的情况下 (能保证油楔)，上述的滑动速度不是极限值。

对于与铸铁件构成摩擦副的夹布胶木导轨，滑动速度达到5~6m/s。

圆周运动导轨上的最大速度按下式确定

$$v = \frac{\pi d n_{\max}}{1000 \times 60} \text{ (m/s)}$$

式中 d ——导轨的最大直径 (mm)；

$n_{\max}$ ——花盘的最高转速。

当改装时，按平均压力进行的假设性技术计算在多数情形中是够用的。下面叙述承受工件重量的导轨的简化计算①。

确定单位压力 p 的方法是将垂直载荷除以导轨面积的水平投影。对于直线运动的导轨

$$F = \frac{F_z + G_w + G_m}{bH} \text{ (N/cm}^2\text{)}$$

对于圆周运动的导轨

$$F = \frac{F_z + G_w + G_m}{\pi d_{av} b} \text{ (N/cm}^2\text{)}$$

式中 F_z ——切削力的垂直分力(N)；

G_w ——工件重力(N)；

G_m ——工作台或花盘的重力(N)；

H ——工作台导轨的长度(cm)；

b ——导轨宽度的水平投影(cm)；

d_{av} ——圆形导轨的平均直径。

在有两个圆形导轨的机床上，每一导轨承受的垂直载荷大致按下述假设确定，即工件和花盘仿佛在导轨之间沿其中心处切开而每一导轨各承受其相应部分的重量。

在滑动速度大 (大致为切削速度) 的情况下，铸铁导轨上的许用平均压力可以取为：

在圆周运动导轨上 (立式车床)，花盘直径在3000mm以内时为0.4MPa；花盘直径超过3000mm和一个导轨时为0.3MPa；花盘直径超过3000mm和二个导轨时为0.2MPa；对于大的环形花盘为0.15MPa。

对于中型机床的直线运动导轨 (刨床)，取为0.4MPa，对重型机床则取为0.2~0.25MPa。

在滑动速度 (进给速度) 低的情况下，导轨的许用平均压力为1.2~1.5MPa。

① 必需计算其它各类导轨以及计算最大压力时，可按专门书籍介绍的数据进行。

10. 进给机构元件的计算

最大允许的进给力 F_x 大致可按下列公式确定:

对于有棱形导轨和复合导轨的车床纵刀架

$$F_x = \frac{F_{max} - fG}{K + fK_z}$$

对于有矩形导轨的车床纵刀架和铣床工作台

$$F_x = \frac{F_{max} - fG}{K + f(K_z + K_y)}$$

对于有燕尾导轨的铣床工作台

$$F_x = \frac{F_{max} - fG}{K + f(K_z + 2K_y)}$$

对于钻床的主轴

$$F_x = \frac{F_{max} - \frac{2T}{d}}{1 - 5f}$$

式中 F_{max} ——最大允许牵引力(N);

G ——移动部分的重力(N);

T ——钻头的转矩(N·cm);

d ——钻套直径(cm);

K ——经验系数 (对有复合导轨的车床

$K = 1.15$, 对有矩形导轨的车床

$K = 1.1$, 对铣床工作台 $K =$

1.4);

f ——导轨的当量摩擦系数 (对有复合导

轨的车床 $f = 0.18$; 对有矩形导轨

的车床和钻床套筒 $f = 0.15$;

对铣床工作台 $f = 0.2$);

$$K_z = \frac{F_z}{F_x} \quad K_y = \frac{F_y}{F_x}$$

F_z ——切削力中将溜板或工作台压向导

轨的分力 (垂直于导轨平面);

F_y ——切削力中在平行于导轨平面的平

面内垂直于进给方向的第三分

力; 可以取为: 对车床和六角车

床 $K_z = 3$, $K_y = 1.5$; 对于用端

面铣刀工作的铣床 $K_z = 1$, $K_y =$

2.5 ; 用圆柱铣刀工作时取 $K_z =$

0.4 , $K_y = 1$ 。

最大牵引力 F_{max} 按进给机构最后环节——齿条齿轮或丝杠螺母副的强度确定。

根据齿条小齿轮的轮齿弯曲计算, 按下式确定牵引力

$$F_{max} = [\sigma_m] y m b$$

式中 y ——齿条齿轮的齿形系数, 由表29-1-8选

用; 考虑到有第二对轮齿参与工作,

系数 y 的值可以加大10%~20%;

m ——模数(mm);

b ——齿轮宽度(mm);

$[\sigma_m]$ ——许用弯曲应力(MPa), 由表29-1-9选

用; 由于齿条齿轮的轮齿不必作疲劳

计算而只作静力强度计算, 许用应力

应按表29-1-9查出再加大60%~

70%。

根据传动丝杠的纵向弯曲计算, 按下面公式确定牵引力

$$F_{max} = \frac{JK' \pi^2 E}{n l^2}$$

式中 J ——丝杠的条件计算截面的惯性矩(cm⁴),

如果 d 和 d_1 分别为丝杠外径和内径(cm), 则

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0.4 + 0.6 \frac{d}{d_1} \right)$$

E ——弹性模量, 对于钢 $E = 2.1 \times 10^6$ MPa;

n ——稳定性安全系数 (对直立位置的丝杠

$n = 3$, 对卧置的丝杠 $n = 4$);

l ——螺母与承受轴向力的丝杠支承间的距离(cm);

K' ——根据支承长度 l' 对其直径 d' 的比值决

定的系数, 当 $\frac{l'}{d'} < 1.5$ 时, 认为支

承是铰链式的, 取 $K' = 1$; 当 $\frac{l'}{d'} >$

3时, 认为支承是刚性的, 取 $K' =$

4; 对于一个刚性支承和一个铰链式

支承, 取 $K' = 2$ 。

根据传动丝杠螺母的压力计算, 按下式确定牵

引力

$$F_{max} = \frac{\pi p l_1 d_2 h}{P}$$

式中 h ——螺纹的工作高度(cm);

P ——螺距(cm);

l_1 ——螺母长度(cm);

d_2 ——螺纹的中径(cm);

p ——压力(MPa), 对于青铜螺母取在

11 MPa以下, 对于铸铁螺母则取在

5 MPa以下。可取由传动丝杠-螺母

计算确定的 F_{min} 值, 作为丝杠-螺母

副允许的最大牵引力的值。

11. 机床驱动机构中摩擦损失的校核

机床主驱动机构的效率是确定所拟改装方案的能否采用的标准之一。

众所周知,驱动机构的效率随着速度的增大而减小,其原因在于空车的损失增大,以及机床功率的负荷量减小。

在提高被改装机床的速度之后,使高档转速下的空车功率增大到接近电动机功率,这是不能允许的。这时,有效功率将不足。

选择的改装方案应在充分利用电动机功率的情况下保证整个速度范围内效率的计算值不低于0.7,但最高的1~2档转速除外,那时,效率可能会低得多(特别是小型机床)。对于这几档转速,可以允许这样的效率值,即有效功率 $P = P_E \eta$ (式中, P_E 为电动机功率)将足够完成所要求的工序(一般为精加工工序)。某一速度级上的(当各轴顺序相连时)驱动机构效率 η 可以大致地按下式确定

$$\eta = \left(1 - \frac{P_x}{P_E}\right) \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4$$

式中 P_x ——驱动机构的空车功率(kW),在此同一速度级上);

P_E ——电动机轴上的功率(kW);

a, b, c ——分别为齿轮传动、滚动轴承、滑动轴承的数量;

$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ ——皮带传动、齿轮传动、滚动轴承、滑动轴承的平均效率;可以取 η 的数值如下:

平带传动.....0.98	斜齿轮传动.....0.985
V带传动.....0.97	锥齿轮传动.....0.97
直齿轮传动.....0.99	滚动轴承.....0.997
	滑动轴承.....0.98

上列 η 值相对大于没有分出空车功率的计算常用值。

如果不知道机床在改装前的空车功率,由于驱动机构传动链第一环的传动比改变,或是安装转速较高的电动机而使主轴转速有不大的变化时,空车功率可以大致地按下式确定

$$P'_x = P_x \frac{n'}{n}$$

式中 P'_x, P_x ——分别为改装后和改装前该主轴转速时的空车功率(kW);

n', n ——分别为主轴在改装后和改装前的转速。

如果没有机床改装前的空车功率的数据或对驱动机构的结构作根本性的改变时,计算空车功率时必须将驱动机构全部元件的功率损失全加起来。对于中型尺寸的车床、六角车床和铣床,空车功率可以大致地按下式确定

$$P'_x = \frac{K_M d_{av}}{10^6} (n'_1 + n'_2 + \dots + n'_i + C_o n'_o)$$

式中 $n'_1, n'_2, \dots, n'_i$ ——改装后驱动机构第一,第二和第 i 轴的转速;

n'_o ——改装后的主轴转速;

i ——驱动机构的全部转轴数,主轴除外;

C_o ——系数,对安装在滚动轴承

内的主轴等于 $1.5 \frac{d_o}{d_{av}}$,

对安装在滑动轴承内的主

轴等于 $2 \frac{d_o}{d_{av}}$;

d_{av} ——驱动机构全部轴的轴颈的平均直径(主轴除外)(mm);

d_o ——主轴颈的平均直径(mm);

$K_M = 3 \sim 5$ ——系数,在润滑系统完善、装配质量高、磨合良好的情况下取低值。

进行改装时,应该尽可能降低主驱动机构空车功率,其措施包括:

在可能的情况下用滚动轴承代替主轴的老式滑动轴承(实际上这只在很少的情况下才可能做到);

改进润滑系统——将油浴式润滑改成循环式喷油润滑;换用粘度较低的润滑油(对于中型和轻型机床,建议用N32机械油);

如果容易实现并且载荷允许的话,在高速传动链中,用向心推力球轴承替换驱动机构各中间轴的已磨损的圆锥滚子轴承。

对于高速轴,用迷宫密封代替毡圈和皮碗式密封。

第2节 改装实例

(一) 车床

1. 在C630车床上车锥度

制造厂生产的C630车床通常没有车削锥度的

辅助装置。当车削锥体零件时，一般是将小溜板转一个角度，由小溜板的手动进给来切削。对于锥体较长、锥角很小的零件则可采用偏移尾座的方法进行加工。

如果在C630车床上加装了车削锥度装置，用靠模自动走刀代替原有方法，既保证了加工质量（表面粗糙度低、精度高），又提高了生产率和减轻劳动强度。凡精度要求高、锥角在 20° 以内、长度在500mm以下的锥体零件，都可以用该装置进行加工。

(1) 车锥度装置结构原理 (图29-2-1)

1) 本体部分(中溜板) 中溜板传动丝杠的结构需要进行适当的改装。经过改装后的中溜板传动结构主要有轴套1、小齿轮2、丝杠3、螺母4、套筒支架5、套筒6、轴承座7、端盖8、螺钉9、夹块10等零件组成。它要起到两个作用：在车制一般零件时，丝杠的转动传给螺母，使中溜板作横向进给运动；在车制锥体时，由锥度装置的作用，使丝杠作轴向移动，从而带动中溜板进行锥度切削加工。

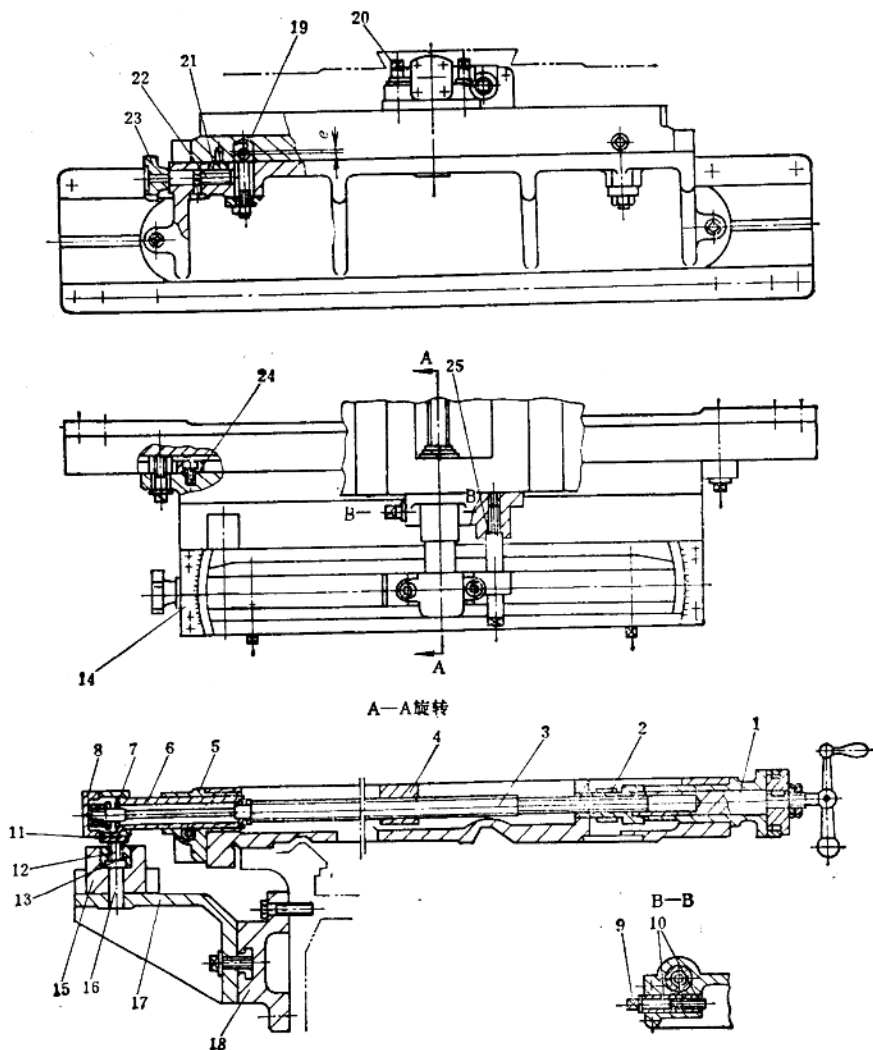


图29-2-1 C630车床车锥度装置结构

2) 附件部分(靠模机构) 主要由联接板11、螺钉12、滑块13、刻度板14、靠模尺15、小轴16、靠模支架17、支座18、偏心螺钉19、螺钉20、齿条21、齿轮轴22、手柄23、定位块24、定向销25等零件组成。带有T形槽的支座18固定在床身上,靠模支架17由定位块24及螺钉固定在支座18上,靠模尺15可以绕小轴16转动,滑块13可以在靠模尺15的槽内滑动,靠模尺15的转动由齿轮轴22、齿条21带动,偏心螺钉19用来固定靠模尺,轴承座7和滑块13是靠联接板11联接的,轴承座7不能转动,只能在定向销25上滑动。

(2) 工作原理 在车削锥体时,首先应将夹块10放松,使套筒6与套筒支架5之间可以有相对滑动,把轴承座7用两个螺钉20拧紧在连接板11上,使轴承座7与联接板11成为一体。根据所需要的锥度,旋转手柄23,使靠模尺15转一个角度,然后把靠模尺15上两个偏心螺钉19拧紧,使靠模尺15与靠模支架17固定。这样,靠模尺15、靠模支架17、支座18与床身就四位一体了。同样,滑块13由联接板11与轴承座7连在一起。并且,套筒6、丝杠3、螺母4之间此时没有相对移动,也可以把轴承座7、套筒6、丝杠3、螺母4、中溜板看成一个整体。当溜板开始纵向走动时,滑块13就在靠模尺的槽内作带有一定锥度的方向滑动。因为套筒6、丝杠3、螺母4、中溜板此时为一整体,滑块13的运动传给了中溜板,使刀刀的运动轨迹与滑块13相同。这样,锥体就可以加工出来了。加工完毕,拧出轴承座7上两个螺钉20,使轴承座7与滑块13分开,放松靠模尺15上两个偏心螺钉19,将靠模尺15恢复到零位,锁紧夹块10使套筒6固定,中溜板丝杠与溜板之间没有相对移动,摇动中溜板手柄或由传动链通过溜板箱齿轮传动小齿轮2及丝杠3、螺母4,使中溜板作一般横向进给加工。

2. 在普通车床上磨蜗杆

机床上的蜗杆,一般都要要求具有一定的硬度、较低的表面粗糙度及较高的精度,因此蜗杆经车削

后,还需要进行淬火及磨削加工。蜗杆螺纹的磨削,一般在螺纹磨床上加工,但没有螺纹磨床,可在车床上略加改装就可以进行加工。也就是说,只要将车床上的小拖板上的四方刀架拆去,换上带有砂轮修整器的蜗杆磨具即可,使用方便,加工表面粗糙度可达 $R_a 1.6\mu m$,精度能达7级。

(1) 蜗杆磨具的结构 主要分两个部分,即砂轮架和砂轮角度修整器(简图见图29-2-2)。

1) 砂轮架 整个蜗杆磨具是装在小溜板上。固定支座4用螺母7直接固定在小溜板原四方刀架的位置上,转台3装在固定支座4上,转台3上有一条圆弧形的T形槽及角度刻度,是磨削蜗杆时按螺旋角用的。当所要加工的蜗杆螺旋角扳好后,用M12的内六角螺钉5以及M12的T形螺钉6拧紧。在转台3上装有磨头2、砂轮角度修整器9及电动机1。砂轮转动由平带从电动机1传动。磨头2的轴线与车床主轴轴线平行时,转台3上的刻度为“0”(即螺旋角为零)。磨头2在根据不同的螺旋角转动角度时,砂轮8的轴线始终在旋转轴线上,而且它的高度是与车床中心高是一致的。

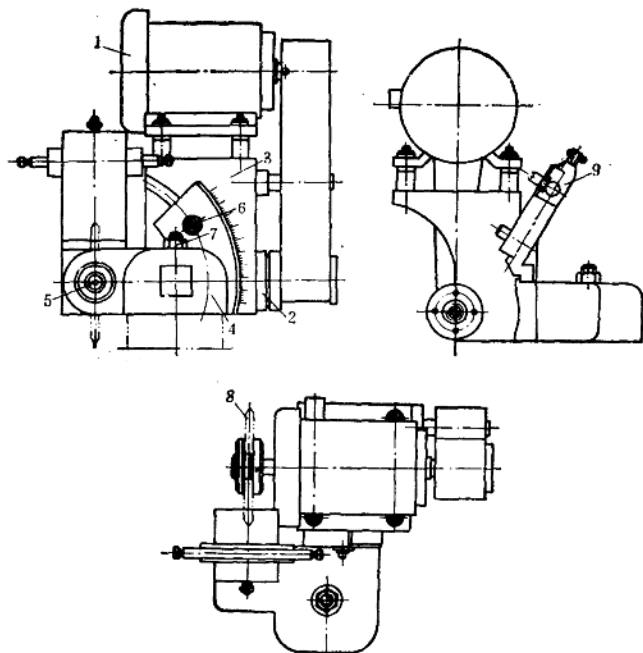


图29-2-2 蜗杆磨具结构

1—电动机 2—磨头 3—转台 4—固定支座 5—内六角螺钉
6—T形螺钉 7—螺母 8—砂轮 9—砂轮角度修整器

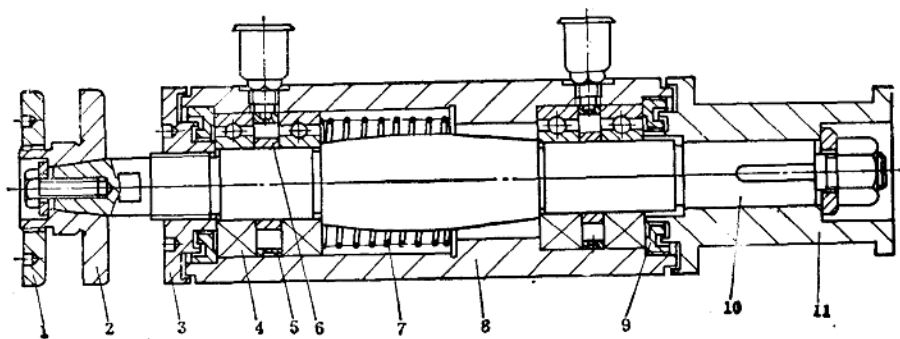


图29-2-3 磨头结构

1—法兰盖 2—法兰 3、9—端盖 4—轴承 5—外隔圈 6—内隔圈 7—弹簧 8—套筒
10—主轴 11—带轮

蜗杆磨具的磨头系采用内圆磨具结构(图29-2-3)。主轴的前后端均采用成对单列向心推力球轴承,后端轴承轴向固定,前端轴承外圈则用弹簧预加载荷。

2) 砂轮角度修整器 砂轮在磨削过程中,会变钝并失去正确的几何形状,影响被加工的蜗杆精度等。因此,必须经常修整。砂轮角度修整器就是使砂轮恢复锐利刃口及正确齿形角的一个部件。修整器是手动的,装在转台3的左侧,其结构见图29-2-4。

修整砂轮用的金刚笔装在修整尺上,修整尺是利用四个滚子8作定位,用手沿着滚子上下移动来完成砂轮修整工作。在加工过程中,为了保证被加工的蜗杆的压力角正确,需要调整砂轮的修整角度。旋转调整螺钉7来调节滑板6上两个滚子8之间的距离,即可调整砂轮的修整角。转动螺母5,可以使纵向溜板2在支座1上移动,即能达到调节修整器的进给运动。

由于该砂轮角度修整器是靠手推修整尺进行砂轮修整的,因此需在使用中不断积累经验,提高操作技能。

经过磨削加工出来的蜗杆齿形为法向直廓,当加工螺旋角较大的蜗杆时,齿顶和齿根会与砂轮发生干涉现象,齿形不成直线,螺旋角大于 8° 时更为明显。因此,需要用曲尺(铰链式)将砂轮修整成曲面。为了提高蜗杆和蜗轮的接触精度,最好单配蜗杆及蜗轮。

(2) 装配时必须注意的事项

1) B—B及C—C(见图29-2-4)都必须平行于砂轮轴线,其平行度公差为 $100:0.02$ 。

2) 装在纵向溜板上的两个固定滚子,对于砂轮轴线的对称度公差 0.05mm 。

3) 各溜板和滑板移动时,应平稳,没有松动。

4) D面(图29-2-4)应与砂

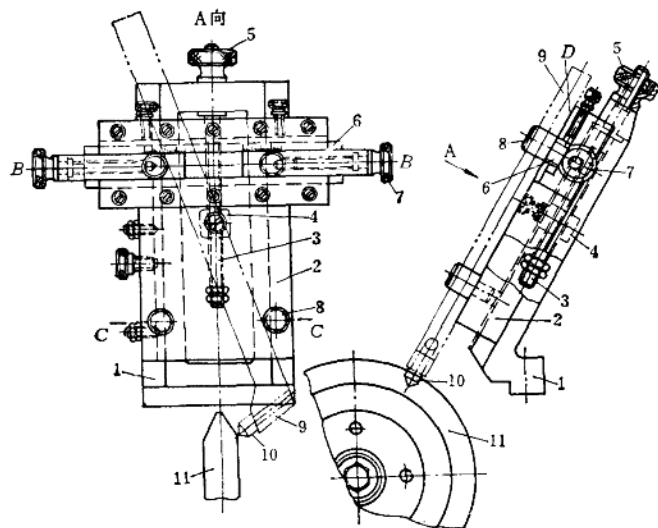


图29-2-4 砂轮角度修整器

1—支座 2—纵向溜板 3—丝杠 4、5—螺母 6—滑板 7—调整螺钉 8—滚子 9—修整尺 10—金刚笔 11—砂轮