

第5章 链传动

§ 5—1 概述

一、链传动工作原理与特点

- 1、工作原理：两轮（至少）间以链条为中间挠性元件的啮合来传递动力和运动
- 2、组成：主、从动链轮、链条、封闭装置、润滑系统和张紧装置等。
- 3、特点：
优点：①平均速比 i_m 准确，无滑动 ②张紧力小，轴上压力 Q 小 ③传动效率高 $\eta = 98\%$ ④承载能力高 $P = 100\text{KW}$ ⑤可传递远距离传动 $a_{\max} = 8\text{m}$ ⑥可在高温，多灰尘环境下工作 ⑦成本低。
缺点：①瞬时传动比不恒定 ②传动不平稳 ③传动时有噪音、冲击，不适合于高速传动 ④对安装精度要求较高。 ⑤只能用于平行轴间传动

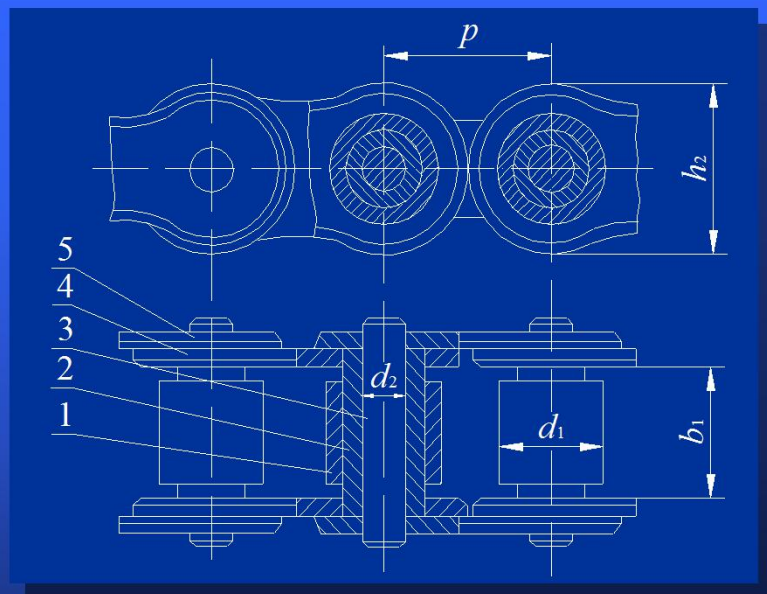
4、应用：

适于两轴相距较远，工作条件恶劣等，如农业机械、建筑机械、石油机械、采矿、起重、金属切削机床、摩托车、自行车等。**中低速传动**：传动比 $i \leq 8$ ， $P \leq 100\text{KW}$ ， $V \leq 20\text{m/s}$ ，齿形链（无声链）最大线速度可达 40m/s （不适于在冲击与急促反向等情况）

二、链传动的主要类型

按工作特性分：起重链，牵引链，**传动链**，专用链

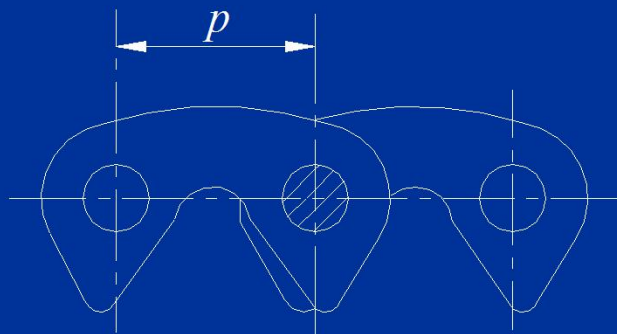
传动链按形式分：套筒链；套筒滚子链（滚子链）；**齿形链**等(p157)



滚子链 (p 1 54)

齿形链的铰链形式：圆销式、轴瓦式、滚柱式。链及链轮的基本参数，技术要求及检验方法

GB/T10855-1989



齿形链

§ 5—2 滚子链链轮的结构与材料

一、链轮齿形

保证链节能自由地进入和退出啮合，在啮合时良好接触，形状应尽量简单，啮合为非共轲啮合，G B/T 1243-1997只规定了链轮的最大齿槽形状和最小齿槽形状（p159图5—22），实际齿槽形状取决于刀具和加工方法，并需处于最小和最大齿侧圆弧半径之间，结构书13章，见本节后

二、链轮的主要参数

节距P:相邻两销轴中心距离，节距P越大，尺寸及功率越大

链的长度 L_0 用链节数 L_p 表示，即链长是链节距p 的 L_p 倍, $L_0 \approx L_p \cdot P$

$$\text{节距} = \frac{\text{链号}}{16} \times 25.4mm$$

齿数Z

分度圆直径（公称直径）

$$d = P / \sin 180^\circ / Z$$

齿顶圆直径

$$D_a = P(0.54 + tg \frac{180^\circ}{Z})$$

链的长度：链节数表示，一般取偶数，接头处采用联接链节，用开口销或弹簧卡片固定，如为奇数必须用过渡链节

多排链：承载能力与排数成正比，但排数一般不超过3~4

滚子链已标准化，标准号为G B/T 1243-1997，其尺寸系列及极限拉伸载荷见表5-13

滚子链标记方法：链号—排数—链节数及国标号

例如：12 A — 2 — 60 G B/T 1243-1997

$$\text{节距} = \frac{\text{链号}}{16} \times 25.4 \text{mm}$$

三、链轮的材料

要求：1) 强度；2) 耐磨；3) 耐冲击，由于小链轮的啮合次数多，所用材料的强度应优于大链轮
表5—15



四、链轮的结构型式

§ 5—3 链传动的几何计算

1、链节数

$$L_p = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{P}{a}$$

链条的链节数必须为整数，且常为偶数

链节数圆整后理论中心距

2、中心距a

$$a = \frac{P}{4} \left[\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

§ 5—4 链传动的运动特性

一、链的运动不均匀性

当链轮转速为 n_1 、 n_2 时

$$V_m = V = \frac{Z_1 P n_1}{60 \times 1000} = \frac{Z_2 P n_2}{60 \times 1000}$$

$$i_m = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \text{const}$$

$$i_{\text{瞬}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = (\neq) \text{const} ?$$

链节在运动中，作忽上忽下、忽快忽慢的速度变化。
这就造成链运动速度的不均匀，作有规律的周期性的波动。

主动轮: w_1
节圆圆周速度:

$$V_1 = \frac{W_1 d_1}{2}$$

链节进入啮合后

链条速度:

$$V = V_1 \cos \beta = \frac{W_1 d_1}{2} \cos \beta$$

链条垂直速度:

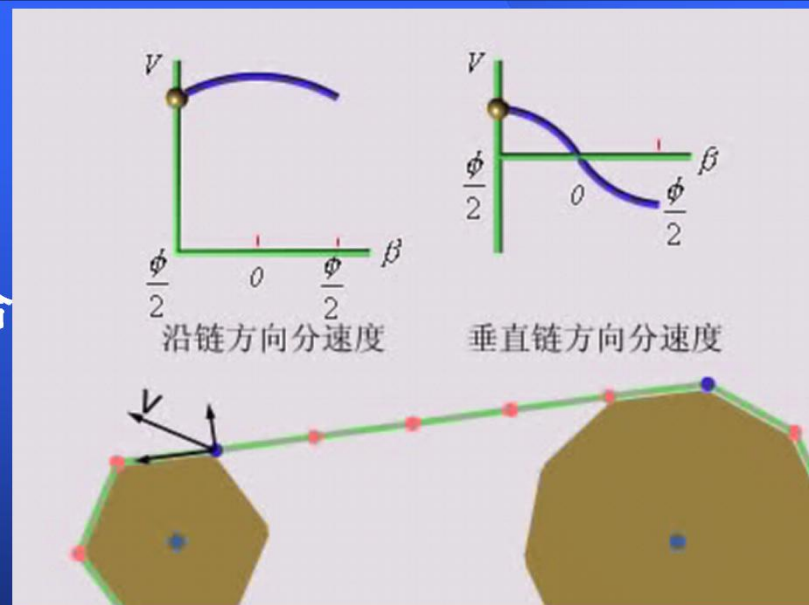
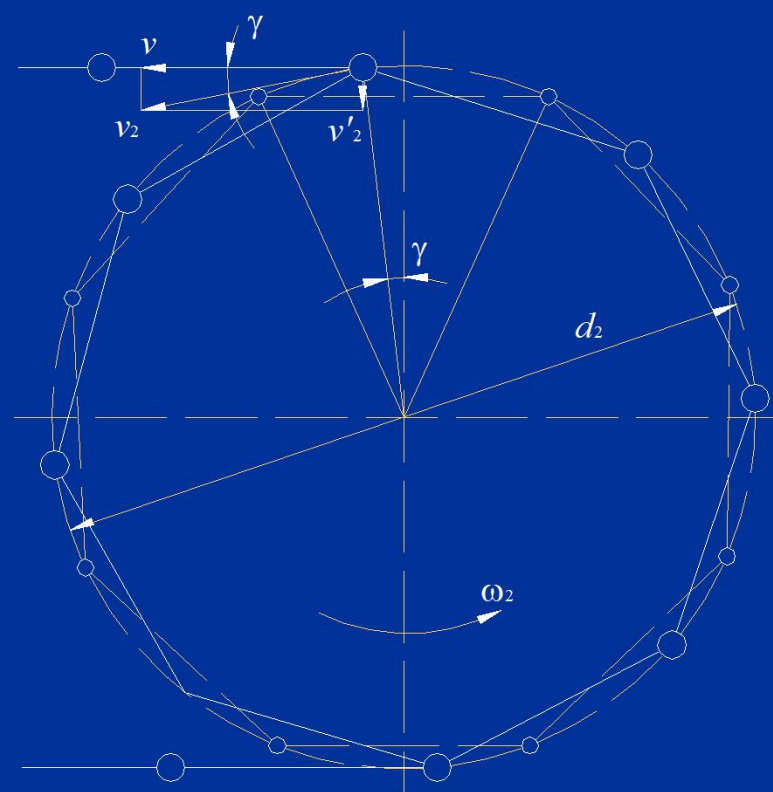
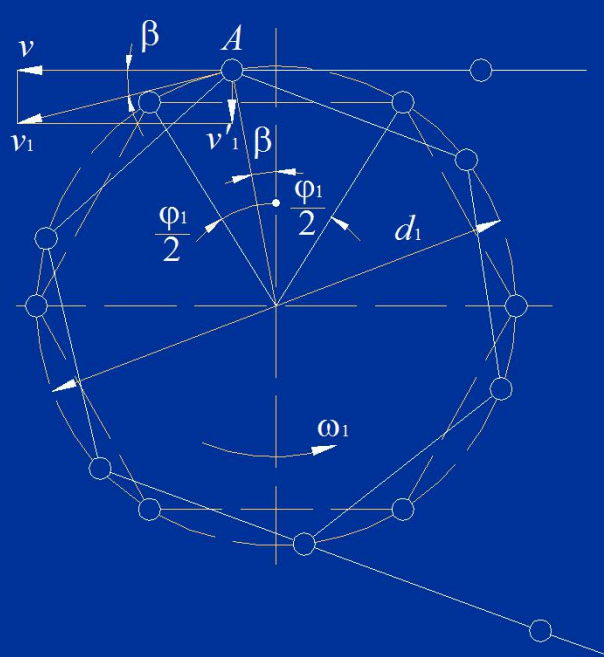
$$V' = V_1 \sin \beta = \frac{W_1 d_1}{2} \sin \beta$$

$$\beta \in \left(-\frac{\varphi_1}{2}, +\frac{\varphi_1}{2}\right) \quad \text{作周期性变化}$$

变化情况 → 刚进入啮合 → 达顶点 → 退出啮合

$$\beta \quad \beta = -\frac{\varphi_1}{2} \quad \beta = 0 \quad \beta = +\frac{\varphi_1}{2}$$

链前进 V $V_{\min} \rightarrow V_{\max} \rightarrow V_{\min}$



对从动轮讲:
$$V_2 = \frac{d_2 W_2}{2} = \frac{V}{\cos \gamma} = \frac{d_1 W_1 \cos \beta}{2 \cos \gamma}$$

瞬时传动比:
$$i_t = \frac{W_1}{W_2} = \frac{d_2 \cos \gamma}{d_1 \cos \beta} \neq \text{const}$$

即使主动轮角速度 W_1 恒定, 而 W_2 随 γ, β 而变化, $\therefore i_t$ 不恒定

二、链传动的动载荷

①链条和从动轮角速度的周期变化, 产生了附加动载荷和惯性力, 从而引起冲击

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d_1 W_1}{2} (-\sin \beta) \frac{d\beta}{dt} = -\frac{d_1 W_1^2}{2} \sin \beta$$

$$\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$$

$$a_{\max} = \pm \frac{d_1 W_1^2}{2} \sin \frac{\varphi_1}{2} = \pm \frac{d_1 W_1^2}{2} \sin \frac{180^\circ}{Z_1} = \pm \frac{W_1^2 P}{2} \quad \beta = 0 \quad a_{\min} = 0$$

结论: 链轮转速越高, 节距越大, 齿数 Z_1 越少, 动载冲击越严重, 噪音越大。

当 P, Z 一定, 则必须限制 n n_L —极限转速

②链节和链轮啮合的瞬间, 链节和轮齿以一定速度相啮合, 使链和轮齿受到冲击并产生附加动载荷。

结论: 链速越高, 链的节距越大, 啮合瞬间的相对速度越大, 冲击、噪声也越大。

③链在垂直方向的速度周期变化，从而引起垂直方向的加速度，引起了链在垂直方向的动载荷，它使链产生横向振动。

④张紧不适当，松边垂度过大，起动、制动、反向、突然卸载或超载必出现惯性冲击，增大了动负荷。

链在传动过程中，由于链在多边形运动，链条速度和瞬时传动比发生周期性波动，所以造成传动不平稳性现象，同时，链节与轮齿啮合瞬间的相对速度，也要引起冲击和噪音——**链传动的多边形效应**

§ 5—6 链传动的受力分析

链传动中主要作用力有：

1、工作拉力 $F_e = \frac{1000P}{V}$

2、离心拉力 $F_c = qV^2$

3、垂度拉力 $F_f \approx \frac{1}{f} \left(\frac{qga}{2} \frac{a}{4} \right) = \frac{qga}{8 \left(\frac{f}{a} \right)} = k_f qga$ **P163式(5-36)**

f—悬索垂度

f/a—许用垂度。许用垂度和 k_f 见书p163

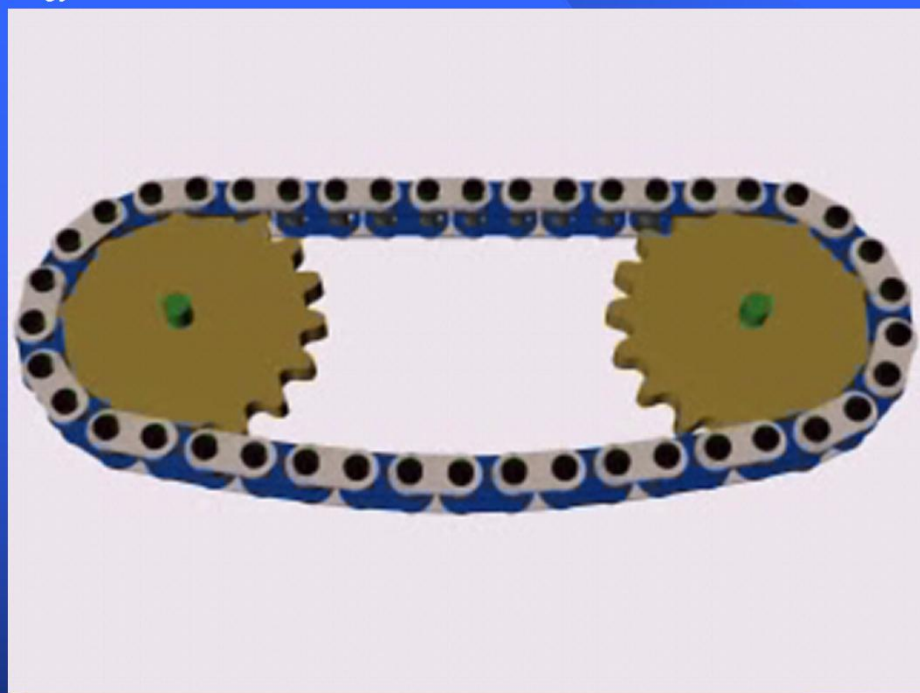
4、紧边拉力 $F_1 = F_e + F_c + F_f$

松边拉力 $F_2 = F_c + F_f$

5、作用于轴上载荷

$$F_Q \approx F_1 + F_2 \approx F_e + 2F_c + 2F_f \approx K_Q F_e$$

K_Q :压轴向系数，一般取1.2~1.3

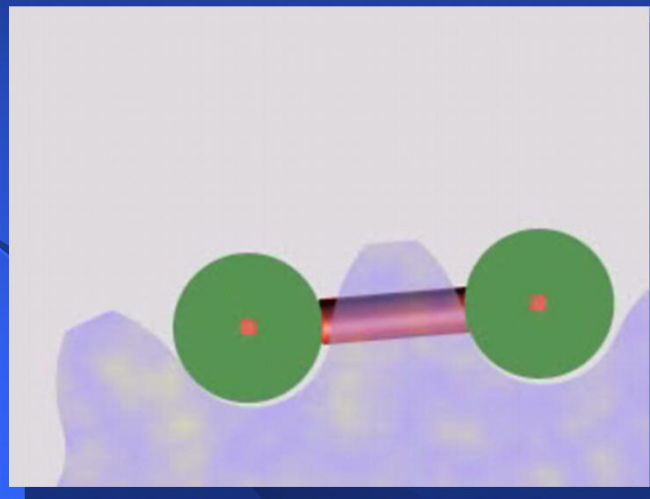


§ 5—7 链传动的失效形式及承载能力

一、链传动的失效形式

- 1) 链板、销轴、套筒、滚子的疲劳破坏
- 2) 链条的磨损
- 3) 链条的销轴和套筒的胶合
- 4) 冲击破坏
- 5) 轮齿过度磨损
- 6) 过载拉断(静强度破坏)

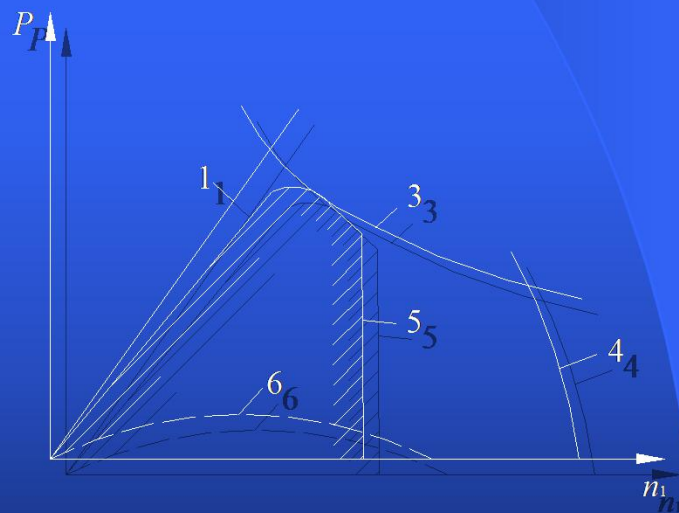
链传动中，一般链轮寿命为链条寿命的2倍，因此设计中以链条设计为主



二、链传动的承载能力

- 1) 极限功率曲线（在一定的使用寿命和润滑良好的条件下）

- 1—链条疲劳强度限定
- 3—滚子、套筒冲击疲劳强度限定
- 4—销轴和套筒胶合限定
- 5—良好润滑情况下额定功率曲线，设计时实际使用的功率曲线
- 6—润滑不好或工况恶劣的极限功率曲线，较良好的润滑下低得多。



2) A系列套筒滚子链的额定功率曲线图

实验条件：单列,水平布置,载荷平稳,良好润滑, $Z_1=19, i=3, L_p=100, t_h=15000h$, 链因磨损引起的伸长量 $\Delta P/P \leq 3\%$, 滚子链的额定功率曲线如图5-29

1. 当设计的 Z 、 i 、 t_h 、 L_p 等不同时, 应对 P_0 进行修正。

$$P_c = K_A P \leq k_z k_p k_l P_0$$

P_0 ——额定功率如图5-29

P ——名义功率

K_z ——小链轮齿数系数表5-16

K_L ——链长系数表5-16

K_p ——多排链的排数系数表5-17

K_A ——工作情况系数表5-18

2. 当润滑不良时: 允许的 P_0 值要下降。

(1) 当 $v \leq 1.5m/s$. 润滑不良时, 额定功率要下降至 $(0.3 \sim 0.6) P_0$ 。无润滑时, 额定功率要下降至 $0.15 P_0$

(2) 当 $1.5 < v < 7m/s$. 润滑不良时, 额定功率要下降至 $(0.15 \sim 0.3) P_0$ 。无润滑时, 额定功率要下降至 $0.15 P_0$

(3) 当 $v > 7m/s$. 润滑不良时, 传动不可靠, 不宜采用

§ 5—8 链传动的设计计算

已知：传动功率、转速和工作要求。

设计要求：链轮齿数、节距、节数、排数、中心距、压轴力

一、链传动的主要参数选择及步骤

1、链的节距和排数

计算功率 $P_{ca} = K_A \cdot P$ (KW)

K_A ——工况系数

单排链所能传递的功率

$$P_0 \geq \frac{P_{ca}}{K_Z K_L K_P}$$

K_Z ——小链轮齿数系数

K_P ——多排链系数

K_L ——链长系数

选型：由 P_0 、 n_1 图5—29确定链型号和链节距 P

★链节距 P 越大，传动的尺寸增大，链的拉能力增大，但速度不均匀性、动载荷、噪声也增大，在满足一定功率条件下， P 越小越好，高速链尤其如此。

★高速重载、中心距小时可选小节距的多排链

★当速度不太高、中心距大、传动比小时选用大节距的单排链较为经济

2、链轮齿数 Z_1 、 Z_2 及 i

Z_1 过少— 1) 传动不均性和动负荷增大;

2) 链节间相对转角 φ 增大, 功率损失增加, 链绕进、出轮磨损加剧

3) 当 P 一定时, Z 少, D 小, 圆周力 ($=2T/D$) \uparrow 加速轮与链的破坏

Z_2 过多—外壳尺寸大、重量加大; 容易脱链

必须限制齿数, 两面限制, 最少齿数根据链速来确定书 P 167

$$Z_1 \geq Z_{\min} = 17 \quad Z_2 = iZ_1 \Rightarrow Z_{2\max} \leq 120$$

由于链条的链节数常为偶数, 考虑到磨损均匀, **Z 应取与链节数互为质数的奇数**

3、链节数与中心距

中心距 大小对传动有重要影响, **中心距大小有何利弊?**

初选 a_0 一般推荐: 初选 $a_0=(30\sim50) P$, $a_{\max}=80P$

算 L_p (链节数)
$$L_p \approx \frac{L_0}{P} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a_0}{P} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{P}{a_0}$$
 链节数必须为整数, 且一般为偶数

求链节圆整后的理论中心距 a

$$a = \frac{P}{4} \left[lp - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(lp - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

求中心距 a' （实际）

为保证链条松边有一个合适的安装垂度 $f=(0.01\sim0.02)a$ ，实际中心距 a' 应较理论中心距小一些，即 $a'=a-\Delta a$

$$\Delta a=(0.002\sim0.004)a$$

4、轴上压力—— $F_Q=K_Q F_e$ $F_Q\approx 1.2F_e$

5、链的结构设计，本书第13章

二、低速链传动的设计

当 $V<0.6\text{m/s}$ 时，主要失效形式：过载拉断 ——按静强度计算

$$S_c = \frac{F n}{K_A \cdot F_1} \geq 4 \sim 8$$

S_c —链的抗拉静强度的计算的安全系数

F —单排链的极限拉伸载荷表5—13

n —链排数

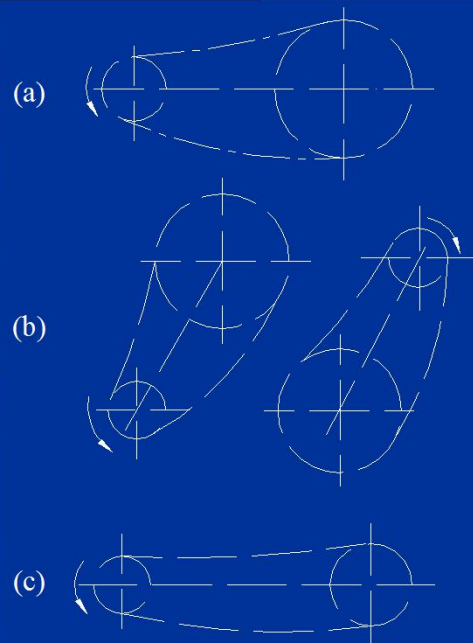
K_A —工作情况系数表5—18

F_1 —链的紧边工作拉力

§ 5—9 链传动的布置、张紧与润滑

一、布置

1. 链传动不能布置在垂直平面内，只能布置在水平或倾斜平面内
2. 两轮中心线最好水平或水平面夹角小于 45°
3. 当属下列情况时，紧边在上：（尽量在主动边上）
 $a \leq 30P$ 和 $i \geq 2$ 时（a图）；倾斜角较大时（b图）；
 $a \geq 60P$ 和 $i \leq 1.5$ 时， $Z \leq 25$ （图c）



二、张紧：（方法不同于带）

目的：为了避免垂度太大时的啮合不良和链条振动，同时为了增大啮合角，张紧不取决于工作能力，而是由垂度大小决定

方法：增大中心距、加张紧装置或在链条磨损后从中去掉一二个链节
加张紧轮应装在松边上靠近从动轮的地方

张紧装置：带齿链轮、不带齿链轮、压板、托板

自动张紧、定期张紧

三、润滑与防护

1) 润滑

开式链传动和不易润滑的链传动，可定期拆下用煤油清洗，干燥后浸入70~80度的润滑油中，在铰链间隙中充满油后再安装使用

闭式链传动润滑方式按表5-20选取，注意链速越高，润滑方式要求也越高。

润滑油牌号为：L—AN32、L—AN46、L—AN68的全损耗系统用油，温度低时取L—AN32，对于开式及重载低速传动，可在润滑油中加入 MoS_2 、 WS_2 等添加剂

2) 防护

封闭护罩——安全、环境清洁、防尘、减小噪音和润滑需要