

链传动

1 概 述

2 传动链的结构特点

3 链传动的工作情况分析

4 滚子链传动的失效形式及功率曲线图

5 滚子链传动的设计计算

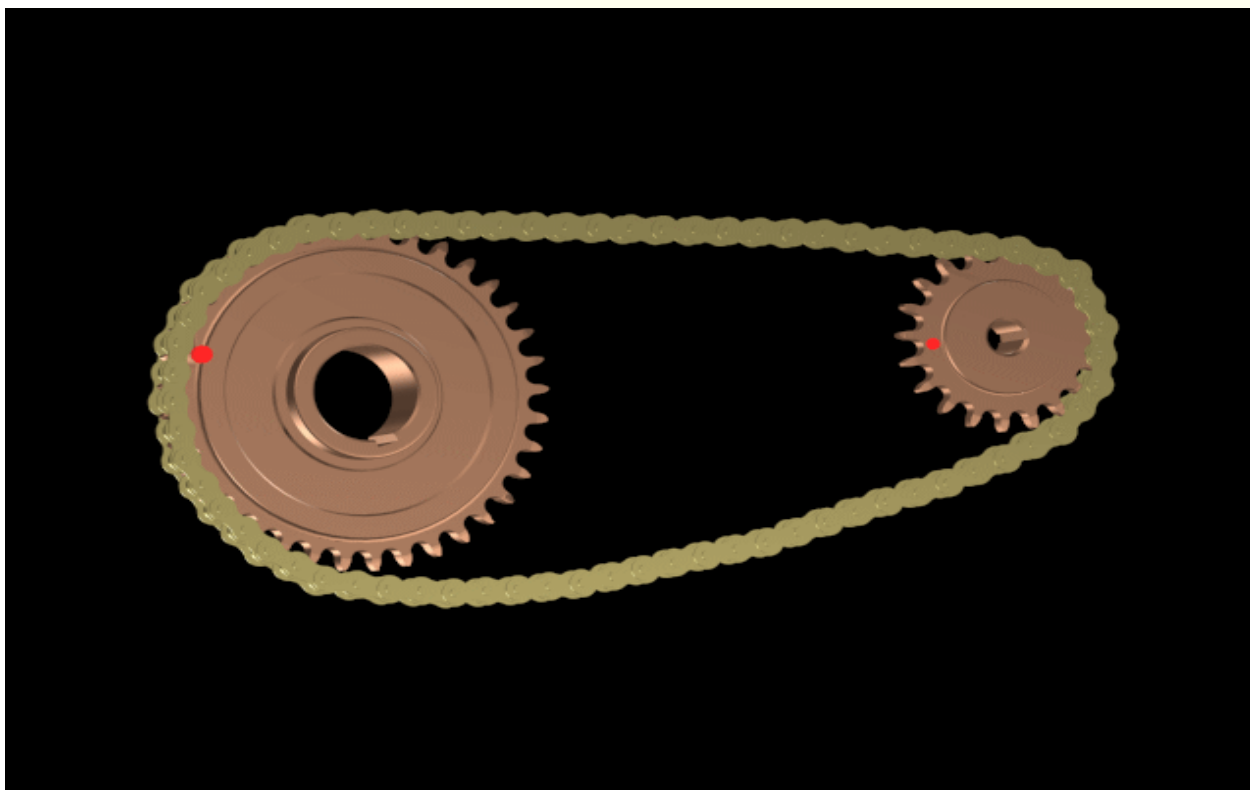
6 滚子链链轮的结构设计

7 链传动的布置、张紧和润滑

1 概 述

一. 工作原理:

(至少) 两轮间以链条为中间挠性元件的啮合来传递动力和运动。



二. 特点

优点：

1. 适于远距离传动，重量轻尺寸小。
2. $i_{\text{平}} (=n_1/n_2)$ 为定值，效率高。
3. 压轴力小。
4. 在温度高、湿度大等恶劣环境下工作。

缺点：

1. $i_{\text{瞬}} (=w_1/w_2)$ 不为常数，易产生动载荷
2. 两轴只能平行放置
3. 制造成本稍高

组成：主、从动链轮、链条、封闭装置、润滑系统和张紧装置等。

三. 分类

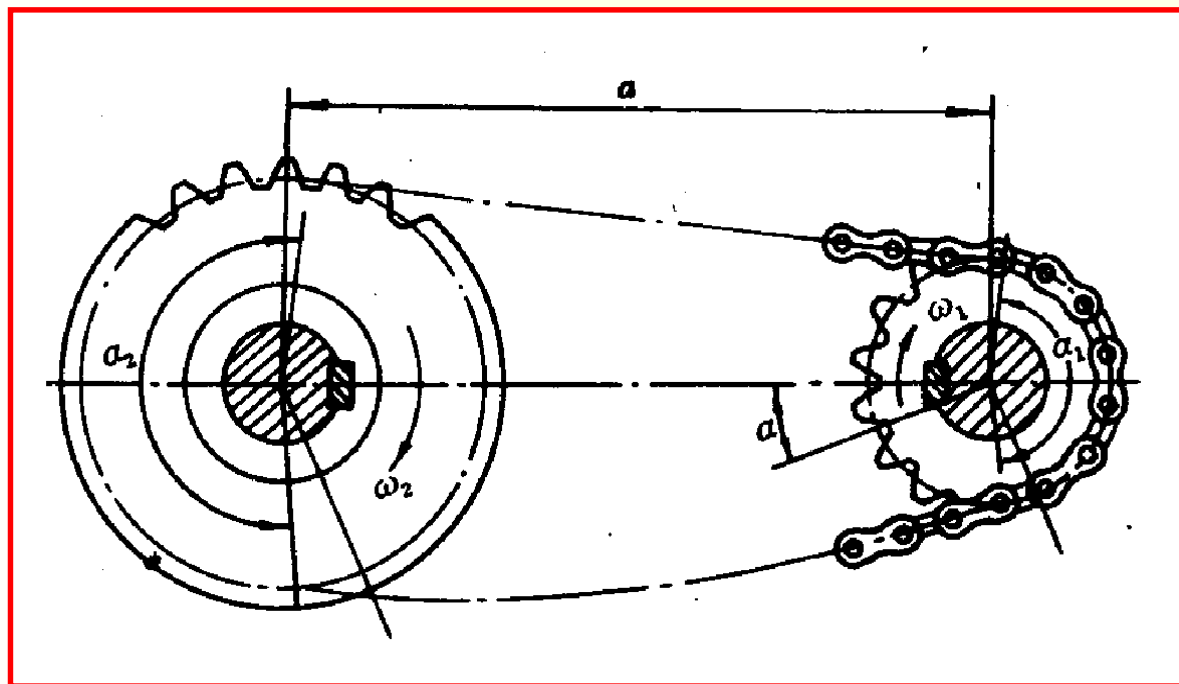
传动链

起重链

输送链

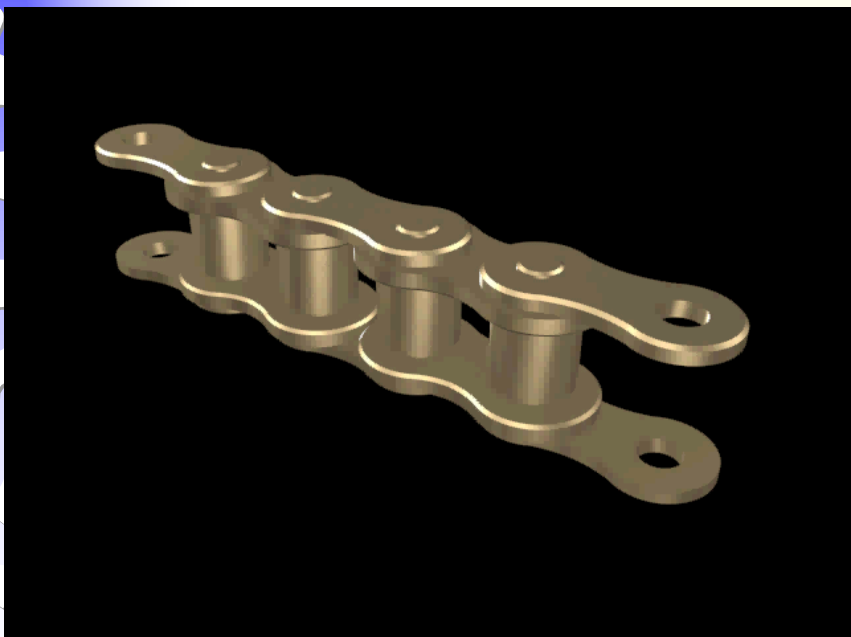
套筒滚子链(滚子链)

齿形链

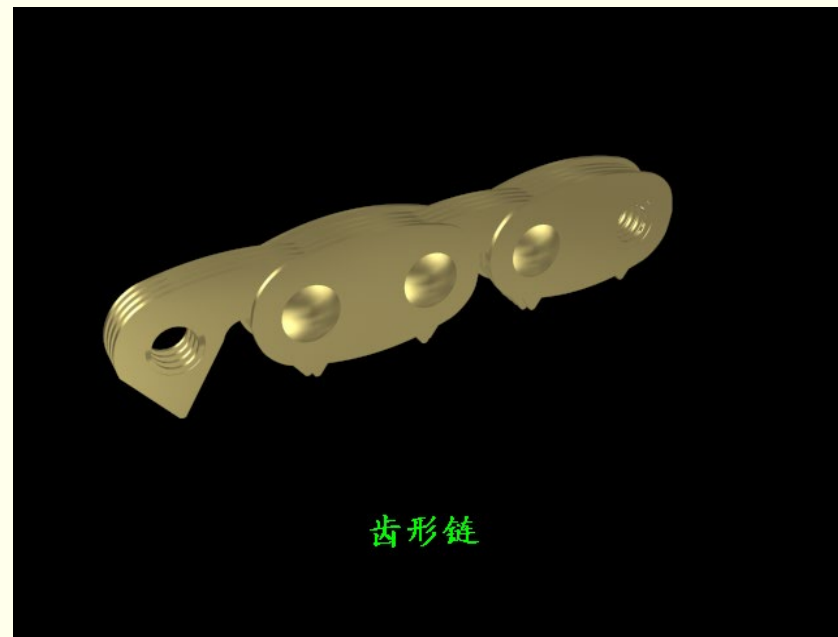


应用:

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： $i \leq 8$ ($i=2-4$)， $P \leq 100\text{KW}$ ， $V \leq 12-15\text{m/s}$ ，无声链 $V_{\max}=40\text{m/s}$ 。



滚子链

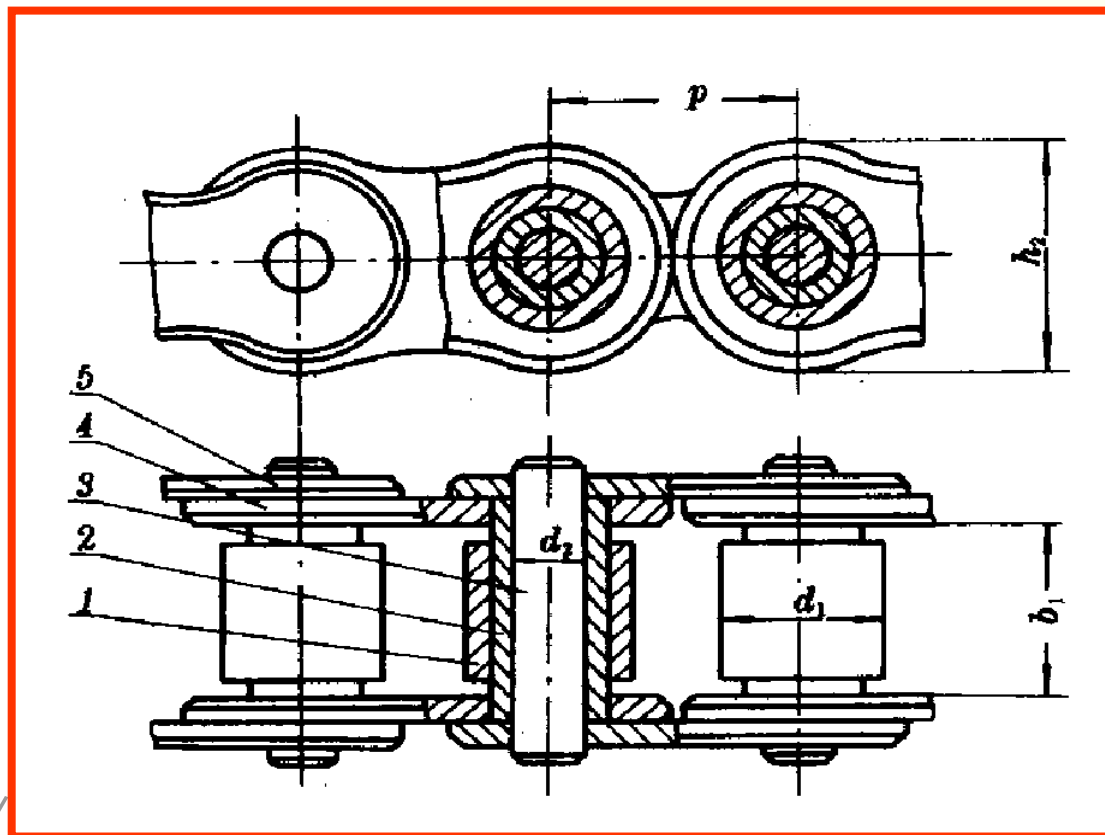


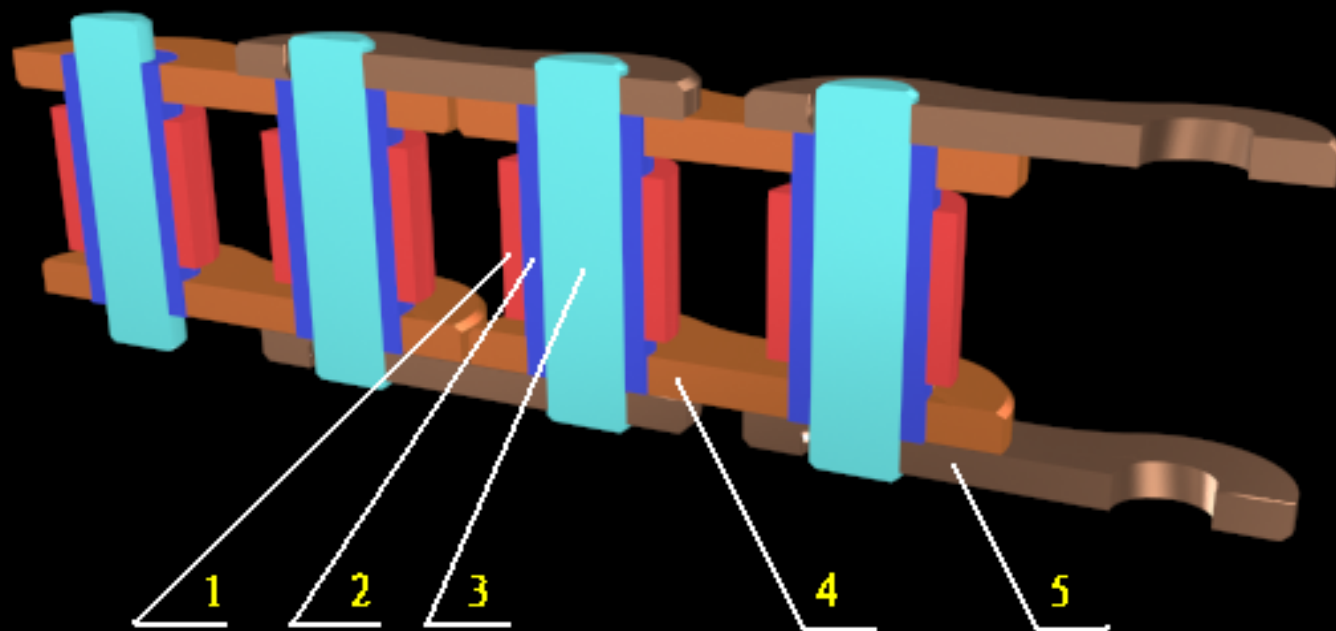
齿形链

2 传动链的结构特点

一. 滚子链

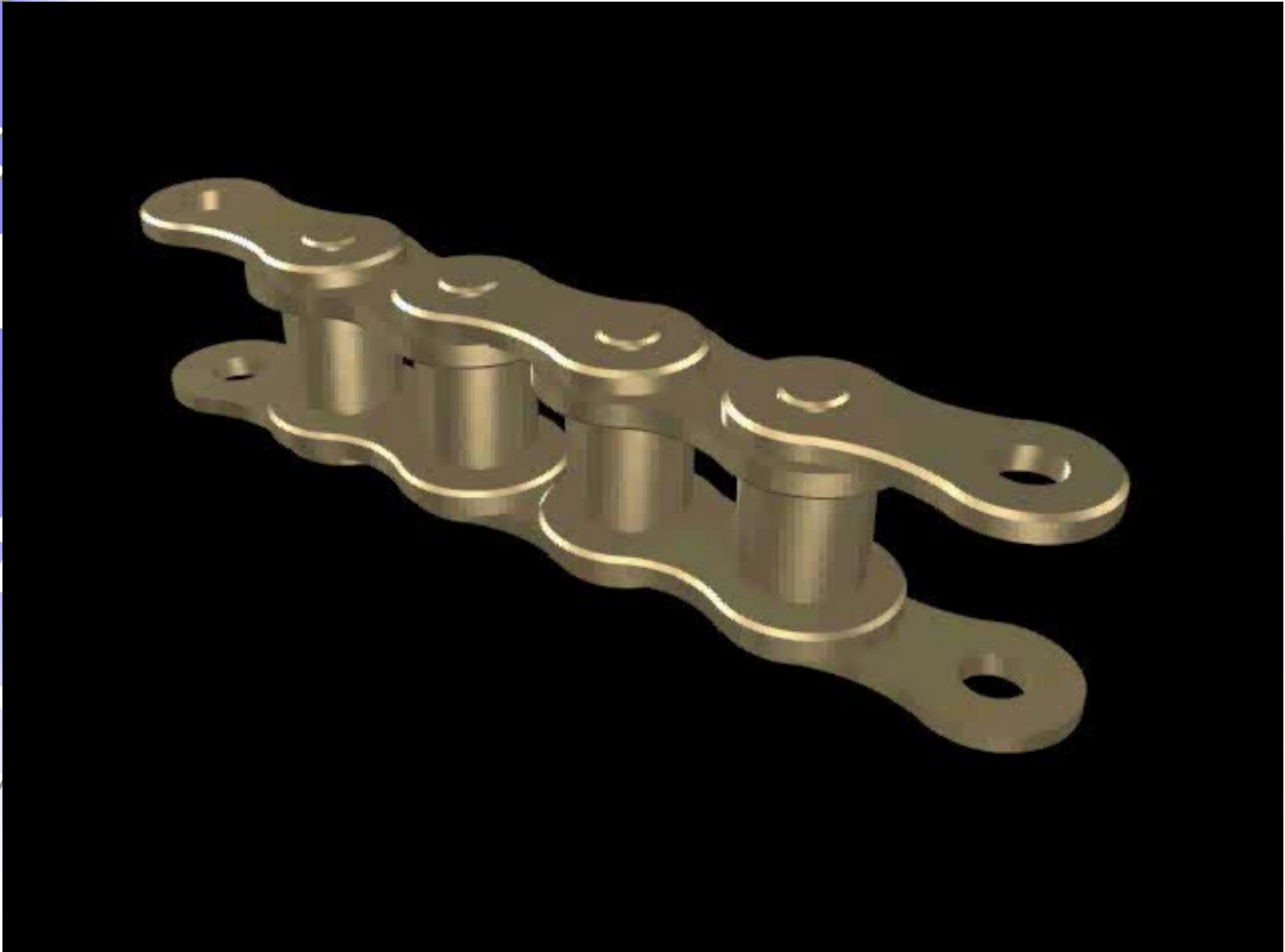
1. 结构：滚子1、套筒2、销轴3、内链板4、外链条板5





滚子链

- 1---滚子
- 2---套筒
- 3---销轴
- 4---内链板
- 5---外链板



★两对间隙配合

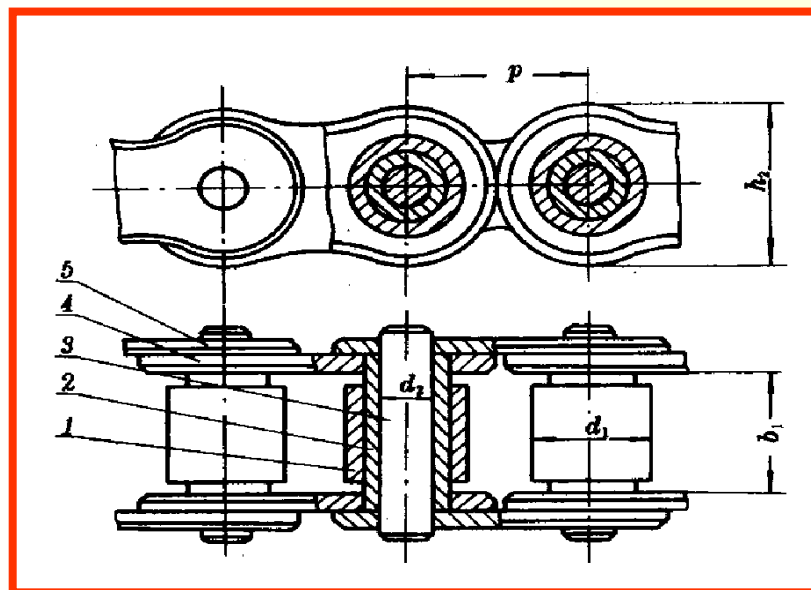
滚子1与套筒2

套筒2与销轴3

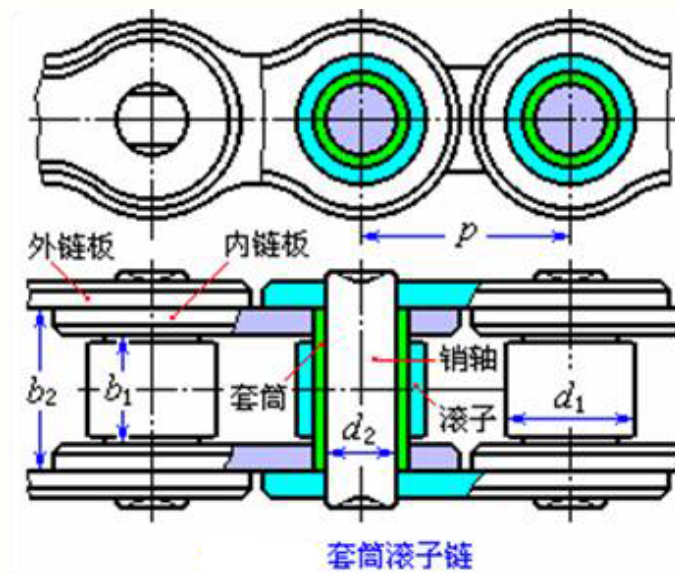
★两对过盈配合

内链板4与与套筒2

外链板5与销轴3



2. 基本参数：节距 p 、滚子外径 d_1 、内链节内宽 b_1



3. 标记：

例： 08A—1×88

链号 排数 链节数

G1243.1 - 83

标准编号

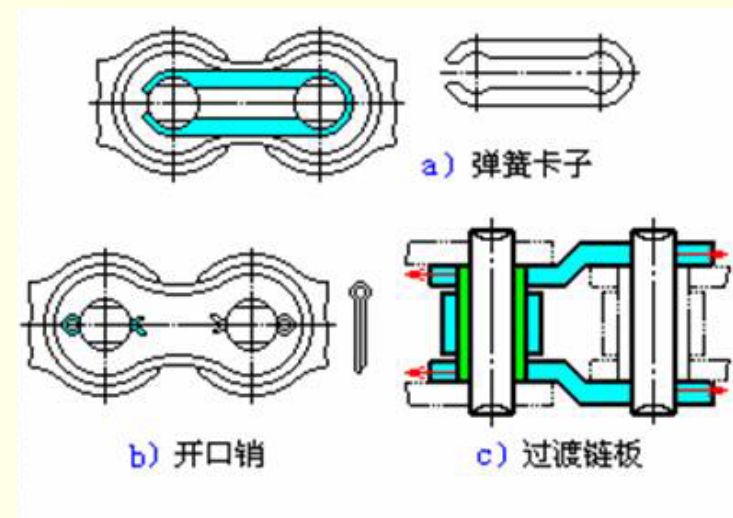
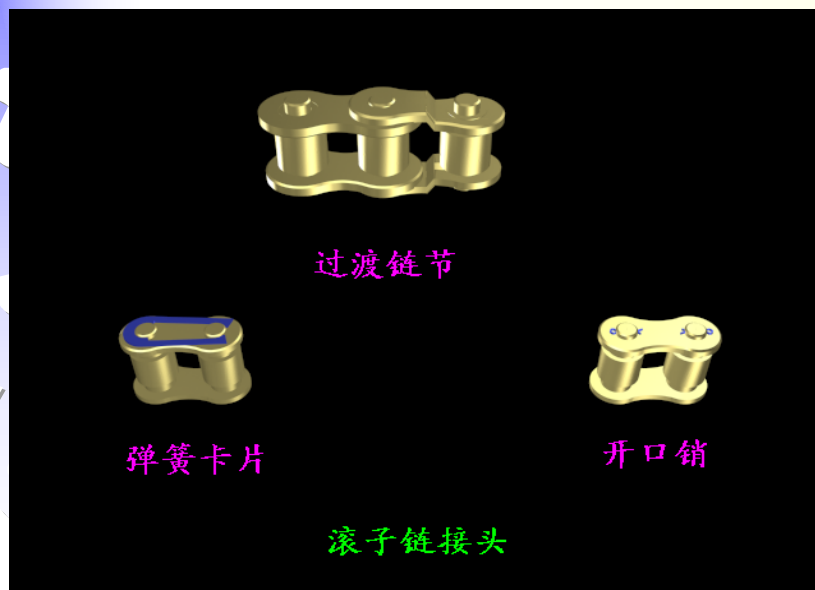
$$p = 08 \times 25.4 / 16 = 12.7(\text{mm}) \quad \text{表4-13}$$

4. 接头形式:

连接链节 当链节数为偶数时, 用开口销或弹簧卡子

过渡链节 当链节数为奇数时, 用过渡链板

(过渡链节缺点: 附加弯曲应力作用)



二. 齿形链(无声链)

1. 结构形式：一组带有两个齿的链板左右交错排列，链齿的外侧边是直边，工作时外侧边与链轮轮齿啮合实现传动。齿形链上设有导板（外导板、内导板），防止链条在工作时侧向窜动。

2. 铰链形式 { 圆销式
轴瓦式
滚柱式



3. 特点：传动平稳、无噪音、承受冲击性能好、工作可靠。（与套筒链相比）

3 链传动的工作情况分析

一. 运动不均匀性——固有特性

1. 平均链速和平均传动比

$$v = \frac{n_1 Z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{n_1 Z_2 p}{60 \times 1000} \quad \text{m/s}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2 p}{Z_1 p} = \frac{Z_2}{Z_1} = \text{常数}$$

2. 瞬时链速和瞬时传动比

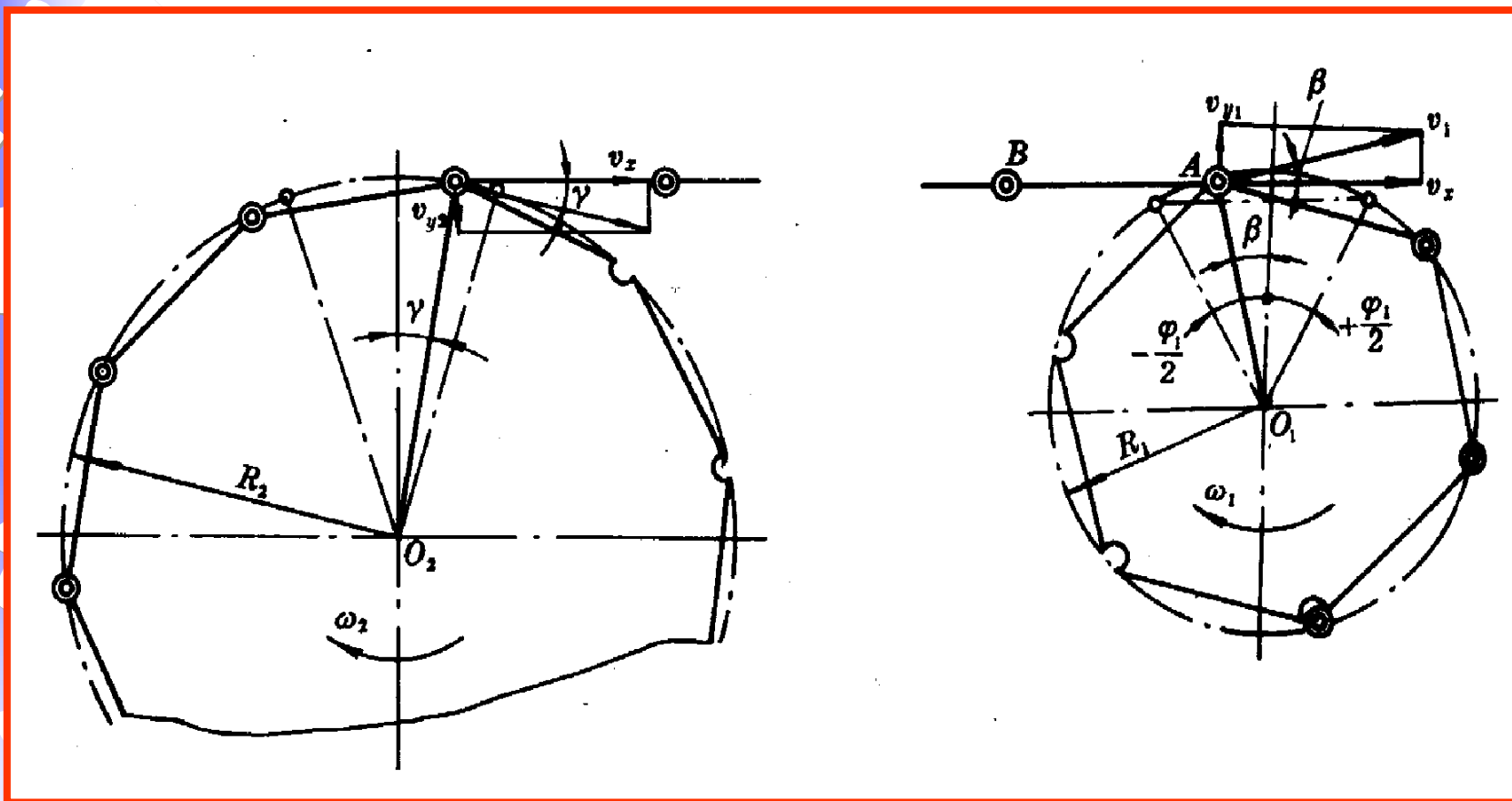
假设：紧边位于上面水平位置。

A·主动轮：

水平方向 $v_x = v_1 \cos \beta = R_1 w_1 \cos \beta = \text{链速 } V$

垂直方向 $v_{y1} = v_1 \sin \beta = R_1 w_1 \sin \beta$

铰链位置	A	A''	A'	
β 的变化	$-\frac{180^\circ}{Z_1}$	0	$+\frac{180^\circ}{Z_1}$	β 介于 $\pm \frac{180^\circ}{Z_1}$ 之间
v 的变化	$R_1 w_1 \cos \frac{180^\circ}{Z_1}$	$R_1 w_1$	$R_1 w_1 \cos \frac{180^\circ}{Z_1}$	
v_{y1} 的变化	$-R_1 w_1 \sin \frac{180^\circ}{Z_1}$	0	$R_1 w_1 \sin \frac{180^\circ}{Z_1}$	



●一个链节中链速 v 由小→大→小变化，垂直 v_{y1} 由减速上升后又作加速下降。每过一个链节就重复一次，导致链产生有规律的振动。

B·从动轮：

$$v = v_2 \cos \gamma = R_2 \omega_2 \cos \gamma$$

$$\omega_2 = \frac{v}{R_2 \cos \gamma} = \frac{R_1 \omega_1 \cos \beta}{R_2 \cos \gamma}$$

$$i_s = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta} \neq \text{常数}$$

结论：

使 $i_s = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{常数}$ 的条件(常数为1)

① $Z_1 = Z_2$

② a 为 p 的整数倍

●由上面分析可知，随着 β 、 γ 角的不断变化，链传动的瞬时传动比是不断变化的，即使主动轮以等角速度回转，从动轮的角速度也将周期性地变动。

综上所述：将上述现象称为链传动的运动不均匀性，由于此特征是由于围绕在链轮上的链条形成了正多边形所致，故又称为链传动的多边形效应。-----**不可消除**

分析

节距 P 大(齿数少)→运动不均匀性则明显
(因为此时 β 、 γ 变化范围大)

二. 动载荷——不可避免

1. 速度冲击

$$v = R_1 w_1 \cos \beta$$

$$a = \frac{dv}{dt} = -R_1 w_1 \sin \beta \frac{d\beta}{dt} = -R_1 w_1^2 \sin \beta$$

$$a_{\max} = \mp R_1 w_1 \sin i \frac{180^\circ}{Z} = \mp w_1^2 \frac{p}{2}$$

2. 振动冲击

3. 啮合冲击

4. 惯性冲击

说明：转速 w 愈高，节距 p 愈大，齿数 Z 愈少动载荷愈大

三. 受力分析

1.有效圆周力 $F_e = 1000 \frac{P}{v}$

2.离心拉力 $F_c = qv^2$

3.垂度拉力 $F_f = K_f qa \times 10^{-2} \text{ N}$

$F_f = (K_f + \sin \alpha) qa \times 10^{-2} \text{ N}$

} 取大者

*紧边拉力 $F_1 = F_e + F_c + F_f$

*松边拉力 $F_2 = F_c + F_f$

压轴系数

*压轴力 $Q = F_1 + F_2 \approx K_Q \cdot F_e$

q 为单位长度链条的质量 (kg/m)

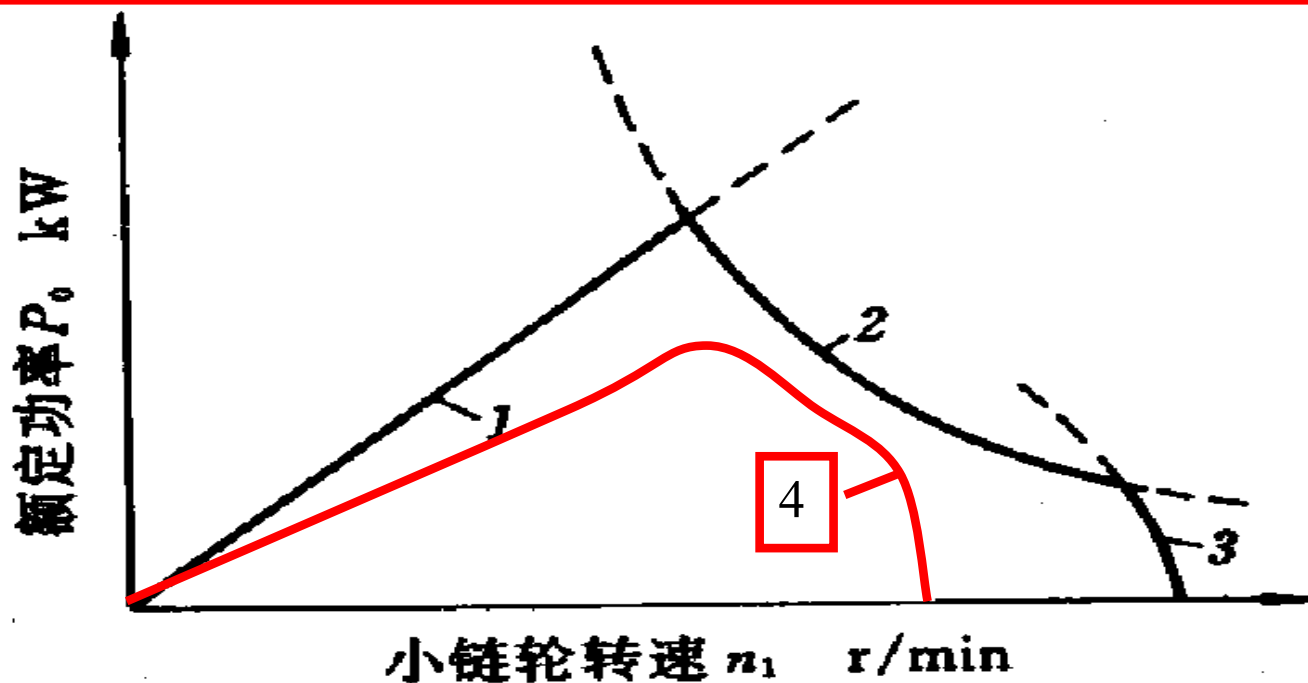
a 为链传动的中心距 mm α 为两轮中心连线与水平面的倾斜角

4 滚子链传动的失效形式及功率曲线图

一. 失效形式

1. 链的疲劳破坏：链板、套筒、滚子
2. 链的铰链磨损
3. 链的铰链胶合：转速很高时发生，限制极限转速
4. 链的过载拉断

二. 极限功率曲线图



1—由链板疲劳强度限定；

2—由滚子、套筒冲击疲劳强度限定；

3—由销轴和套筒胶合限定

三. 额定功率: P_0

●特定条件: 水平布置, 两轮共面
载荷平稳

按推荐润滑方式润滑

链磨损后的相对伸长量 $<3\%$

$$P_0 K_z K_L K_p \geq K_A P$$

$$P_0 \geq \frac{K_A P}{K_z K_L K_p}$$

☆☆若为非推荐润滑方式, 应降低 P_0 值当与条件不同时, 要引入一系列的修正系数。 K_A —工作情况系数, K_z —齿数系数, K_L —链长系数, K_p —多排链系数。

5 滚子链传动的设计计算

一. 原始数据:

功率 P 、转速 n_1 、 n_2 (或 i)、中心距 a 及工作条件等

二. 设计内容:

1. 选择链号, 确定尺寸(节距、排数、长度)
2. 确定实际中心距 a
3. 链轮结构设计

三. 主要参数选择

1. 传动比*i*

一般要求 $i(=n_1/n_2) \leq 6$ 推荐 $i=2-3.5$

原因： i 大 \rightarrow 包角小 \rightarrow 啮合齿数少 \rightarrow 易磨损或跳齿

2. 齿数 Z_1 和 Z_2

Z_1 :

Z_1 少 \rightarrow 结构紧凑

Z_1 过少 \rightarrow ①运动不均匀性增加 \rightarrow 动载荷增加

②链节间相对转角 φ 增加 \rightarrow 铰链易磨损

③ $F_e(=1000P/v)$ 增加 \rightarrow 压力增加 \rightarrow 易损坏

$\therefore Z_1$ 不能太小, 一般 $Z_{\min} \geq 17$

Z_2 :

$$Z_2 = i * Z_1$$

Z_2 过大 → ① 结构庞大

② 易发生跳齿和脱链现象 → 寿命降低

∴ Z_2 不能太大, $Z_{\max} \leq 120$

★ 链节距增长量 Δp 与啮合圆外移量 Δd 的关系

$$\begin{aligned} \because d &= \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \\ \therefore \Delta d &= (d + \Delta d) - d \\ &= \frac{p + \Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} - \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} = \frac{\Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\because d &= \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \\ \therefore \Delta d &= (d + \Delta d) - d \\ &= \frac{p + \Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} - \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} = \frac{\Delta p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}\end{aligned}$$

讨论

当 Δp 一定时， Z 大 \rightarrow 外移量 Δd 大，故跳齿脱链易发生于大链轮上

或当 Δd 一定时， Z 大 \rightarrow 允许增长量 Δp 小，故跳齿脱链易发生于大链轮上

问题

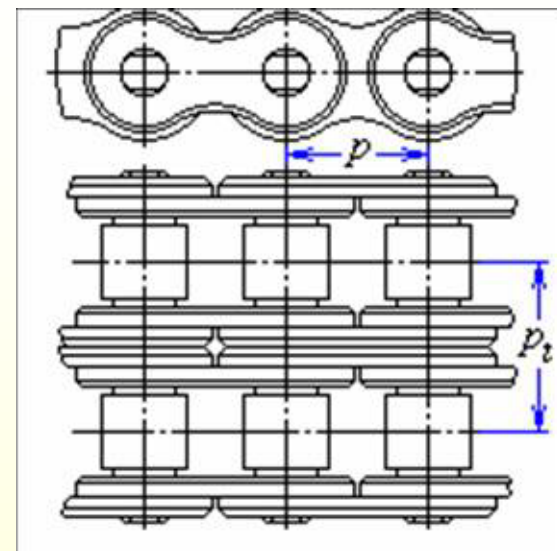
为什么链轮齿数应选与链节数互为质数的奇数齿。

因为链节数通常为偶数，为考虑磨损均匀，故链轮齿数应选与链节数互为质数的奇数齿。

3. 节距 p 和排数

p 大 \rightarrow 尺寸大 \rightarrow 承载能力大。

p 过大 \rightarrow 运动不均匀性明显 \rightarrow 动载荷增加 \rightarrow 振动噪音增加。应尽量选小节距单排链。(或小节距多排链)



4. 中心距 a 和链节数 L_p

a 过小

①单位时间的屈伸次数增加 \rightarrow 易磨损和疲劳

②包角小 \rightarrow 同时啮合的齿数少 \rightarrow 轮齿受载大

a 过大 \rightarrow 链松边上下抖动 \rightarrow 运转不平稳

推荐 $a_0 = (30 \sim 50)p$ $a_{\max} = 80p$

●链节数 L_p 与中心距 a_0 之间的关系

$$L_p: \quad L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a_0}{p} + \frac{p}{a_0} \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2$$
$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

实际中心距 $a' = a - \Delta a$

$$\Delta a = (0.002 - 0.004)a$$

● Δa 是为了保证松边有一个合适的安装垂度 f 时中心距的减小量。

四. 设计计算

1. 中高速链传动($v \geq 0.6 \text{ m/s}$):

$$P_0 K_z K_L K_p \geq K_A P$$

$$P_0 \geq \frac{K_A P}{K_z K_L K_p}$$

式中 P_0 —特定条件的极限功率

P —名义功率

K_A —工作情况系数

K_z —齿数系数

K_L —链长系数

K_p —多排链系数

2. 低速链传动($v < 0.6 \text{ m/s}$) : 静载荷计算

$$s_{ca} = \frac{Q \cdot n}{K_A F_1} \geq (4 \sim 8)$$

式中 Q —单排链的极限拉伸载荷

n —链排数

F_1 —紧边拉力

五.设计过程

- 1.选择链轮齿数 Z_1 、 Z_2
- 2.计算功率 P_c
- 3.确定链条的链节数 L_p
- 4.计算传动所需功率 p'_0 (P_0)
- 5.根据额定功率曲线确定链条的型号及链条的节距 p
- 6.确定链长 L 、中心距 a 及中心距的减小量 Δa
- 7.验算链速
- 8.演算小链轮的轮毂孔 d_k (查表9 ~ 4)
- 9.计算在轴上的压轴力 Q
- 10.必要时校核链的静力强度 (防止过载拉断)

六 滚子链链轮的结构设计

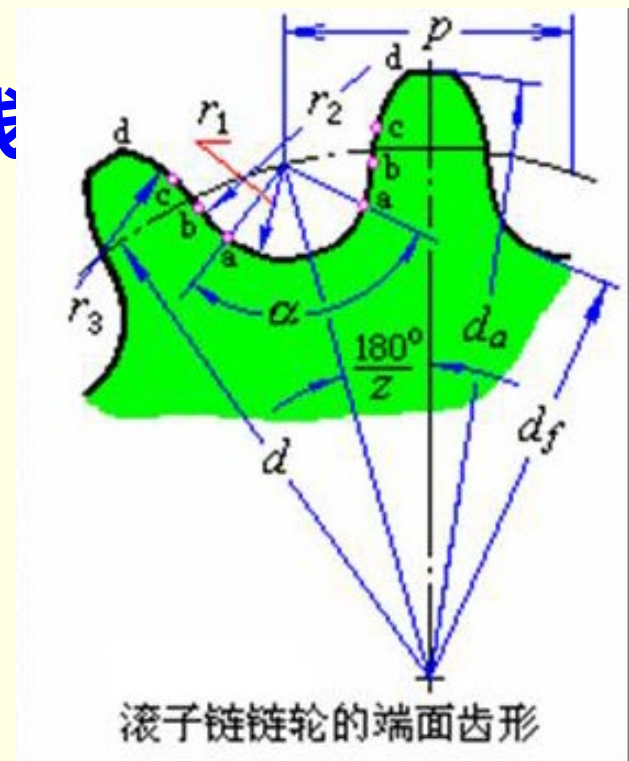
1. 链轮齿形

应满足的要求：

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

形状：三圆弧一直线

aa ab cd 弧 bc线

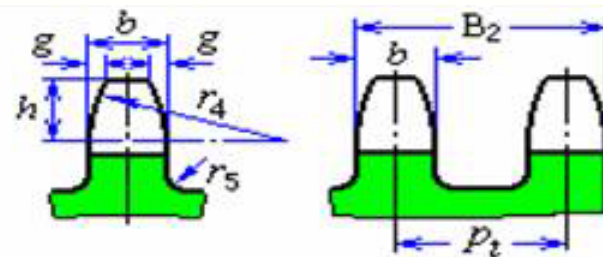


二. 链轮结构尺寸

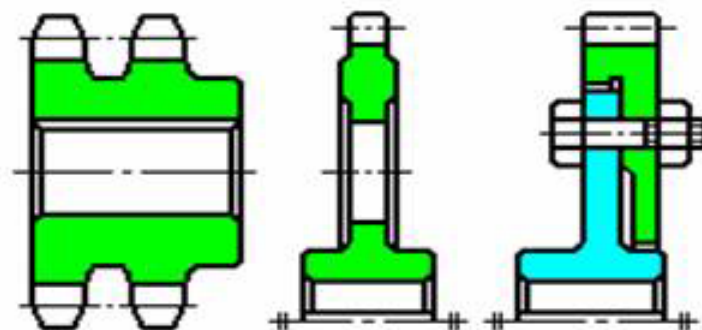
整体式
孔板式
组合式

三. 材料

碳素钢、合金钢、球墨铸铁、灰铸铁、夹布胶木



滚子链链轮的轴面齿形



a) 实心式

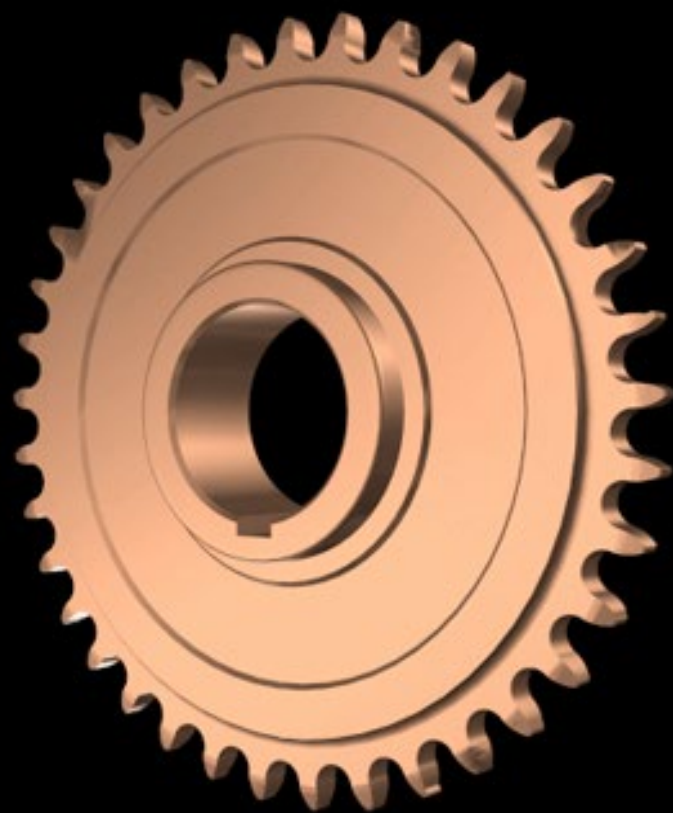
b) 孔板式

c) 组合式

链轮结构



实心式链轮



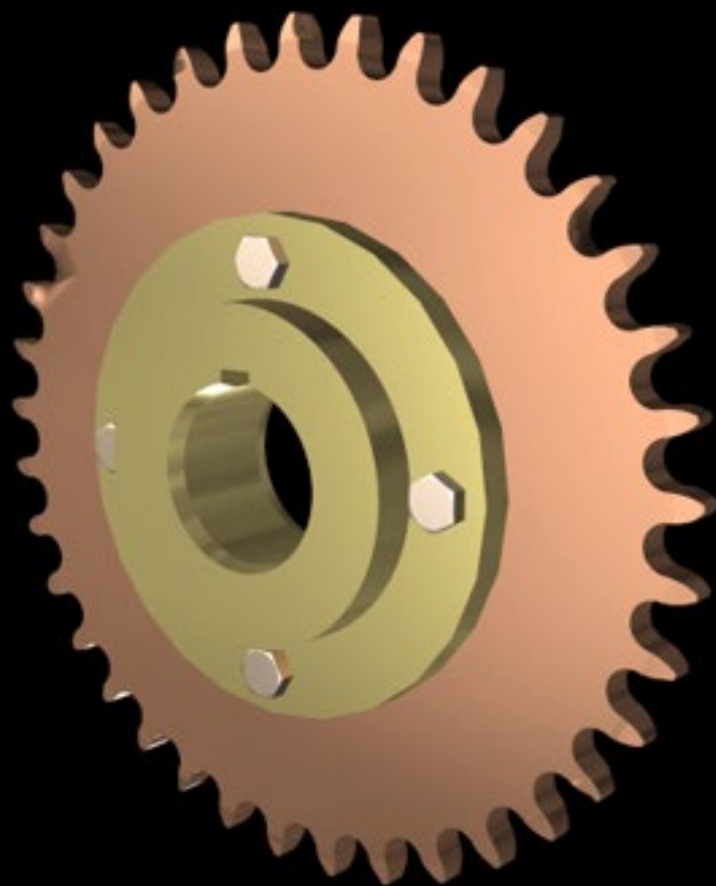
腹板式链轮



孔板式链轮



轮辐式链轮



齿圈式链轮

7 链传动的布置、张紧和润滑

一. 布置

1. 宜布置于低速级
2. 宜采用水平或接近水平布置：一般 $\alpha < 45^\circ$
3. 两链轮的回转平面应在同一平面内
4. 宜松边在下紧边在上（与带传动比较）

二. 润滑

人工润滑、滴油润滑、油浴润滑、压力润滑

三. 张紧

●张紧目的：避免在链条垂度过大时产生啮合不良和链条的振动现象，同时也为了增加链条与链轮的啮合包角。

●张紧方法

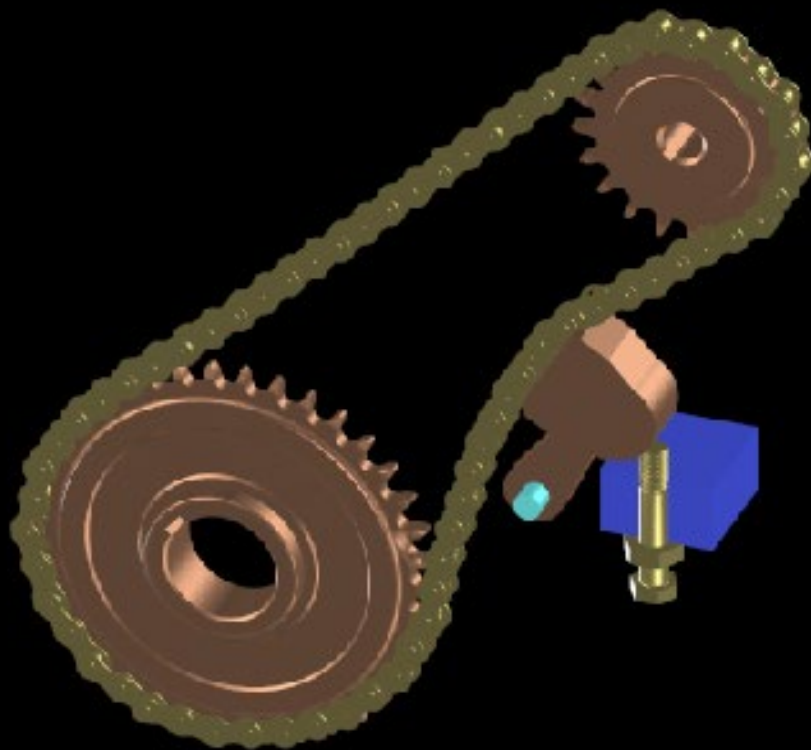
①取走几节

②调整中心距

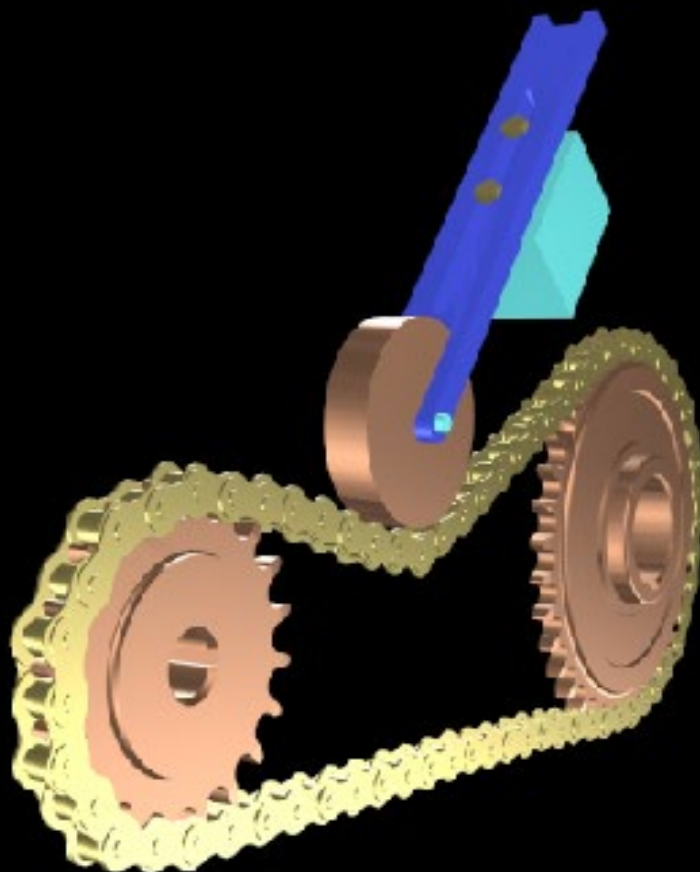
③采用张紧轮、压板等

☆采用张紧轮时一般在外侧紧压在松边靠近小链轮处，可以是链轮，也可以是滚轮，其直径与小链轮相近。

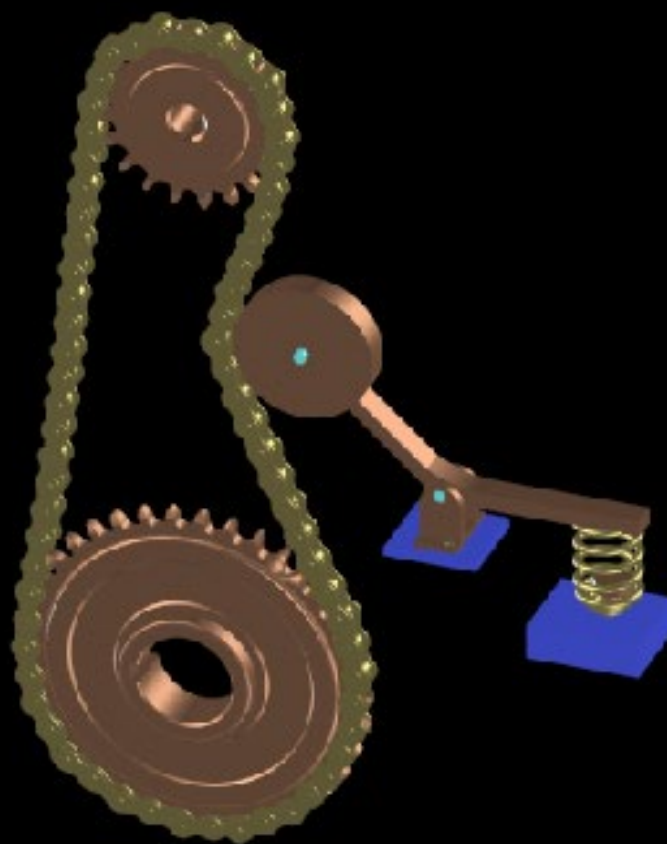
★★与带轮用张紧轮张紧比较，有何不同之处。比较它们松边与紧边的位置。



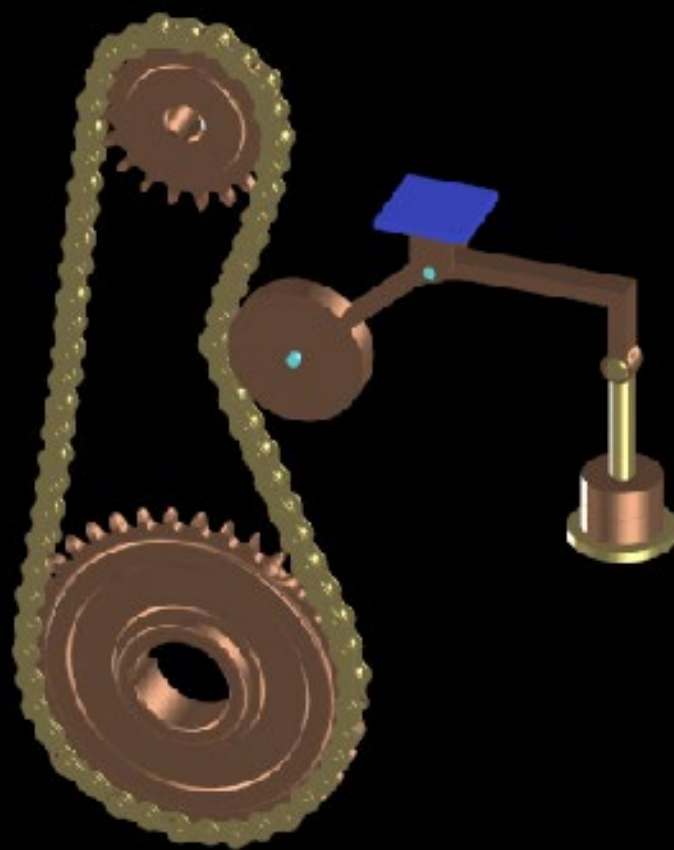
定期张紧装置 (1)



定期张紧装置 (2)



自动张紧装置 (1)



自动张紧装置 (2)