

机械设计基础

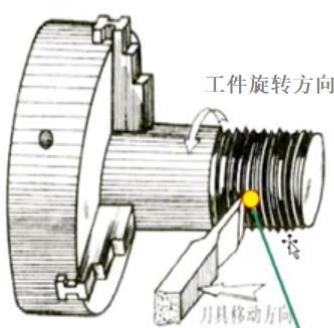
作者: 向仔州

目录

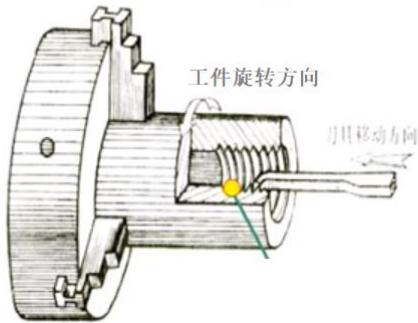
螺纹选型	3
链传动基础	7
输送链	9
轴向固定的几种方式	13
滚子链传动设计参数确定	14
链轮尺寸计算	17
链轮整机传动比计算	18
电机功率选型	19
V 带传动	20
齿轮设计基础	25
齿轮啮(lie)合中心距计算, 也就是两个齿轮结合的安装距离计算	30
齿轮与齿条安装距离计算	30
齿轮选型基础参数	31
减速电机应用	33
产品外观结构, 倒 R 角尺寸规则	34
产品外观结构, 拔模角	34
产品设计的时候, 拔模斜度多少合理?	35
产品外观结构, 骨位(类似加强筋)	35
耳机/圆盘结构类型的三角螺丝布局固定法	36
螺柱牢固设计方法	36
螺丝, 塑胶螺丝柱设计	37
止口结构, 上下盖结合使用	38
双止口	39
倒扣设计	40
拉条扣	40
电池仓结构	41
LCD 屏幕安装结构设计	42
转轴卡簧结构	43
按键结构设计	44
触摸按键结构设计	46
水瓶侧面弹簧按键结构设计	47
防水结构设计	48
外壳防水设计	50
O 型圈防水使用	51

导光，背光结构设计	51
机构设计基础	53
机构基础	58
机构运动简图	60
平面机构自由度计算	61
机构速度瞬心	64
速度瞬心法	64
连杆机构	66
平面四杆机构曲柄存在的条件	68
平面四杆机构急回特性	71
极位	71
压力角与传动角	74
实现连杆机构预定位置	76
实现连杆上某一直线的两个位置的四杆机构	77
连杆机构实际应用	80
连杆机构实物模型压力角分析	80
连杆机构摆动幅度计算预备知识	82
曲柄机构直线部分的行程计算	82
连杆机构案例	83
抓取投料机构案例	88
气缸推动物体推动位置要求	91
抓取投料机构案例完善	92

螺纹选型



外螺纹用车刀从侧面车
(机加工艺)。M10以上
可以这样外车，但是
M10一下的螺纹这种外
车就不好车了。因为螺
径太小，容易车的时候
外力导致螺柱弯曲



车内螺纹



小于M10的内螺纹用丝锥攻
(也就是丝锥转螺纹孔)



小于M10的外螺纹用板
牙来车螺纹

公制普通粗牙螺纹		
螺纹代号	钻头直径	
	HSS	硬质合金
M2×0.4	1.6	1.65
M3×0.5	2.5	2.55
M4×0.7	3.3	3.4
M5×0.8	4.2	4.3
M6×1.0	5.0	5.1
M8×1.25	6.8	6.9
M10×1.5	8.5	8.7
M12×1.75	10.3	10.5
M14×2.0	12.0	12.2
M16×2.0	14.0	14.2
M18×2.5	15.5	15.7
M20×2.5	17.5	17.7
M24×3.0	21.0
M30×3.5	26.5
M36×4.0	32.0
M42×4.5	37.5
M45×4.5	40.5
M48×5.0	43.0



采用板牙绞手来车螺纹



在用丝锥车螺纹之前，需
要先用转头，转个直径和
长度与螺丝相符的圆孔。
然后再用丝锥在已有的圆
孔上车螺纹

如果是转M8的螺纹孔，那么转第一次圆孔
的转头用多大呢？，我们用6.8mm直径的转
头。这就可以转M8的孔。先转个6.8mm直
径的孔，再用丝锥在孔上转8mm直径的螺
纹。

但是这个1.5的倍数关系不是线性的哦，不同的直径螺纹，倍数不一样

转头分高速钢(用 HSS 表示)，还有一种是硬质合金(就是钨钢)。听说钨钢仅次于金刚石强度。所以车刀，转头，锯子，都是用钨钢做。

看我《SolidworksUserGuide》文档的螺纹设计

螺丝，螺栓的认识

全称：六角头螺栓；简称：螺栓



螺钉：含六角头螺钉



螺柱：双头螺柱



内螺纹螺柱



内螺纹螺柱一般用在电焊钣金件上面，也就是螺柱焊接在金属板上面。然后其它模块用螺栓装在螺柱上。这样就实现了模块与钣金件装配在一起



开槽盘头螺钉



内六角圆柱头螺钉



开槽锥端紧定螺钉



六角头螺栓



双头螺柱



1型六角螺母



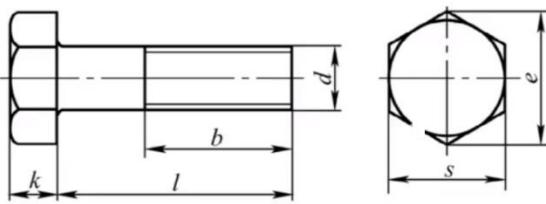
平垫圈



弹簧垫圈

一般情况是买指定大小的螺栓，在后面+平垫+弹垫，卖家会成套给你发过来



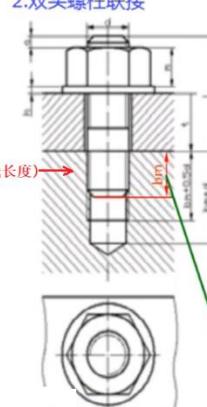


M10 X 40 螺栓 螺纹直径d=10mm(所以叫M10)

螺杆+螺纹长度 l = 40mm 该螺栓性能等级为4.8级(也就是抗拉强度为4.8)

b是螺栓丝牙的长度，就是带螺纹部分的长度

2.2 螺纹紧固件的连接画法

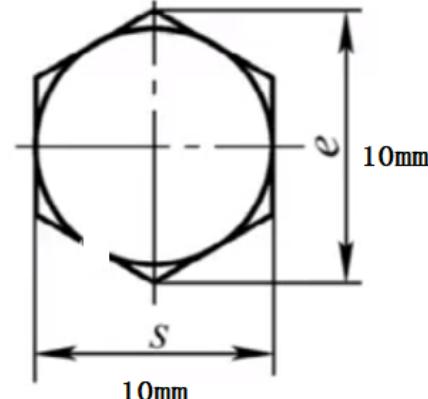
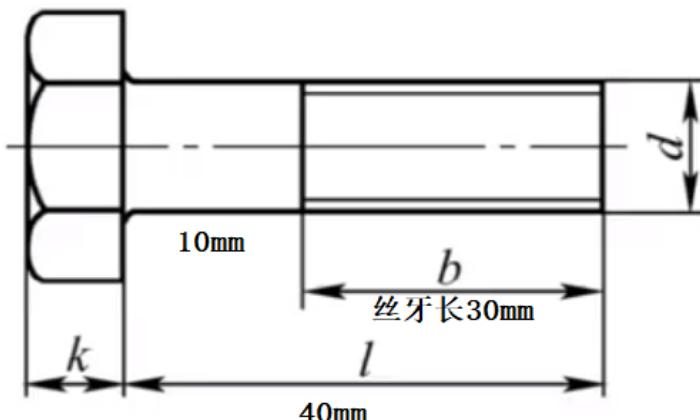


螺孔的材料	旋入端的长度	标准编号
钢与青铜	bm=d	GB/T897-1988
铸铁	bm=1.25d	GB/T898-1988
铸造或铝合金	bm=1.5d	GB/T899-1988
铝合金	bm=2d	GB/T900-1988

bm表示牙深(就是除了螺栓丝牙螺纹线的长度外,再加上bm长度,就丝锥攻丝牙的整个长度)。整个bm是根据螺栓直径来计算的

旋入端长度bm

就是螺栓丝牙长度



M10 x 40 的螺栓 我是铝合金螺栓

铝合金	bm=2d	GB/T900-1988
-----	-------	--------------

根据这一条

我丝锥给螺栓攻丝孔的时候, 攻丝长度就必须是(丝牙长 + 2*螺栓直径) = 丝牙长 + bm

丝锥攻丝长度= 30mm + 2 x 10mm = 50mm

如果我螺栓是铸铁呢?

铸铁	bm=1.25d	GB/T898-1988
----	----------	--------------

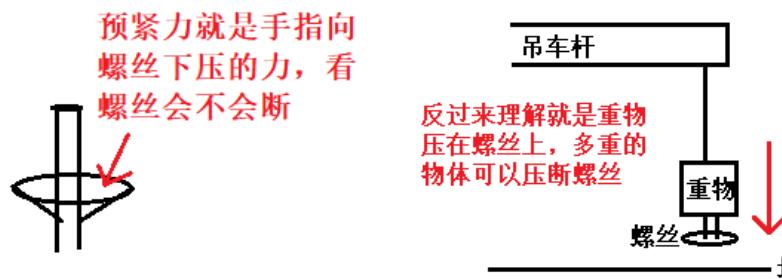
丝锥攻丝长度 = 30mm + 1.25 * 螺栓直径(10mm) = 42.5mm

螺栓强度理解(就是螺栓抗拉强度等级)

六角头螺栓和六角螺母尺寸	六角对边尺寸	螺栓强度等级									
		3.6级 (4D)		5.6级 (5D)		6.8级 (6G)		8.8级 (8G)		10.9级 (10K)	
公制螺栓		预紧力 N	最大扭矩 N	预紧力 N	最大扭矩 N						
M2	4	284	0.12	378	0.16	731	0.31	863	0.37	1216	0.52
M2.3	4.5	407	0.20	544	0.26	1049	0.511	1245	0.60	1755	0.84
M2.6	5	525	0.28	701	0.37	1353	0.73	1598	0.86	2246	1.21
M3	5.5	726	0.44	966	0.59	1863	1.13	2207	1.34	3109	1.88
M3.5	6	971	0.8	1294	0.90	2501	1.74	2962	2.06	4168	2.89
M4	7	1255	1	1677	1.34	3226	2.60	3825	3.04	5374	4.31

一般场合都是用4.8级, 这儿没写, 高强度的场合使用8.8级, 更高强度用12.9级。

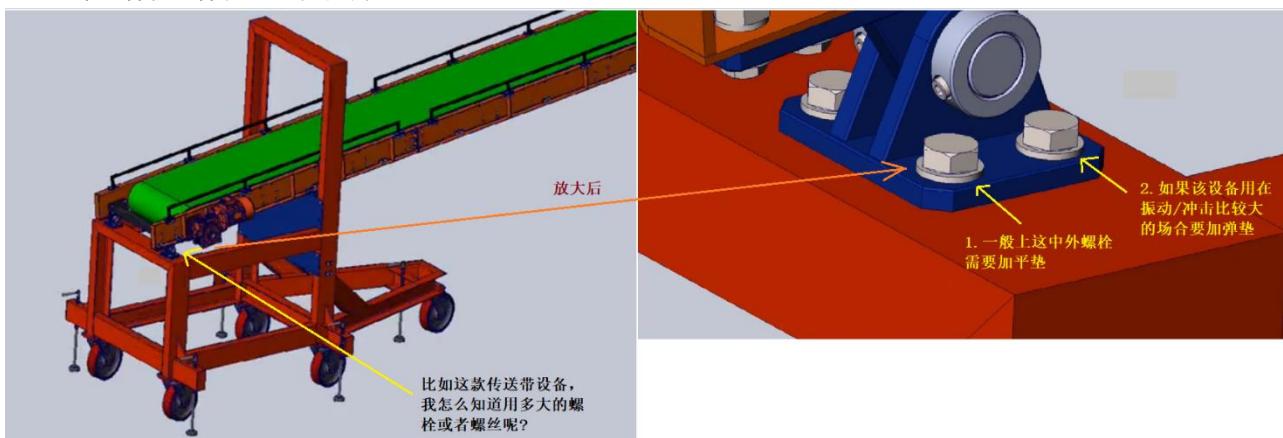
预紧力和最大扭矩理解



所以预紧力就是螺丝承受的最大压力。比如 M3, 8.8 级螺栓预紧力为 2207，意思就是该螺栓最多承受 220Kg 以内的物体拉力。

比如 M3 的螺丝在 8.8 级情况下，预紧力为 2207N。意思就是我车螺丝的螺丝刀力气可以达到 220Kg。

这个力气就很大了，相当于你手去推动一个 220Kg 的货物一样。但是这里的 220Kg 是指你用 220Kg 的力去车螺丝，螺丝不得坏。相当于你用 220Kg 的力去退货物，货物不会动。如果用超过 220Kg 的力去车螺丝，螺丝就会坏。相当于用 220Kg 的力去推物体，物体发生了移动或变形。



力矩扳手分类

测力矩扳手只检测你扳动的力有多大。

定力矩扳手是设置固定力矩，当你手搬动力量超过设定力矩，扳手就会打滑。

螺丝/螺栓防锈



这种银白色的螺丝，外表是镀锌的
镀锌的防腐防锈能力最强
所以螺栓外面这层锌保护着里面的铁，防止氧化



这种黄黑色的，镀的是彩锌



这种晶莹透亮的螺栓就是镀铬的
镀铬 (Cr) 的螺栓主要是提高耐磨性
镀铬的螺栓还可以用在齿轮、轴的领域，因为镀铬具备修复尺寸能力，防止机械部件使用后快速磨损



这种有点泛黄的螺栓就是镀镍的，镀镍也是提高螺栓耐磨性



镀铜螺栓可以用来做导电部件



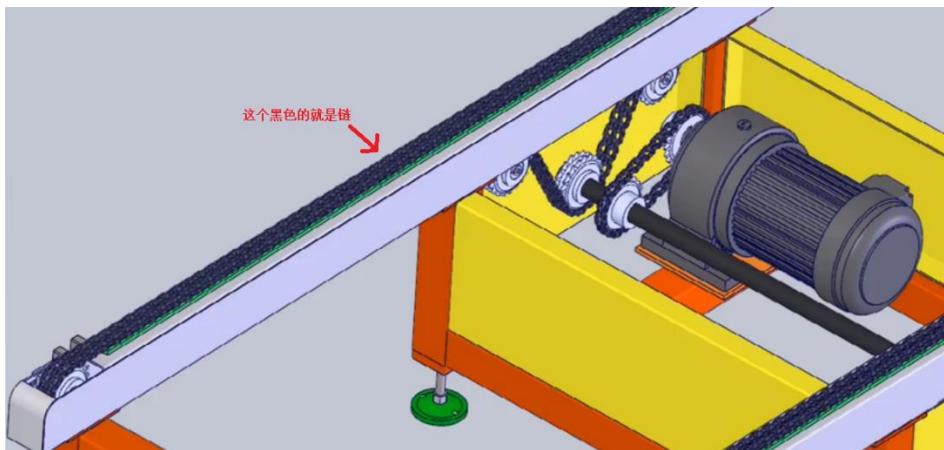
镀银螺栓导电性更好，但是很贵



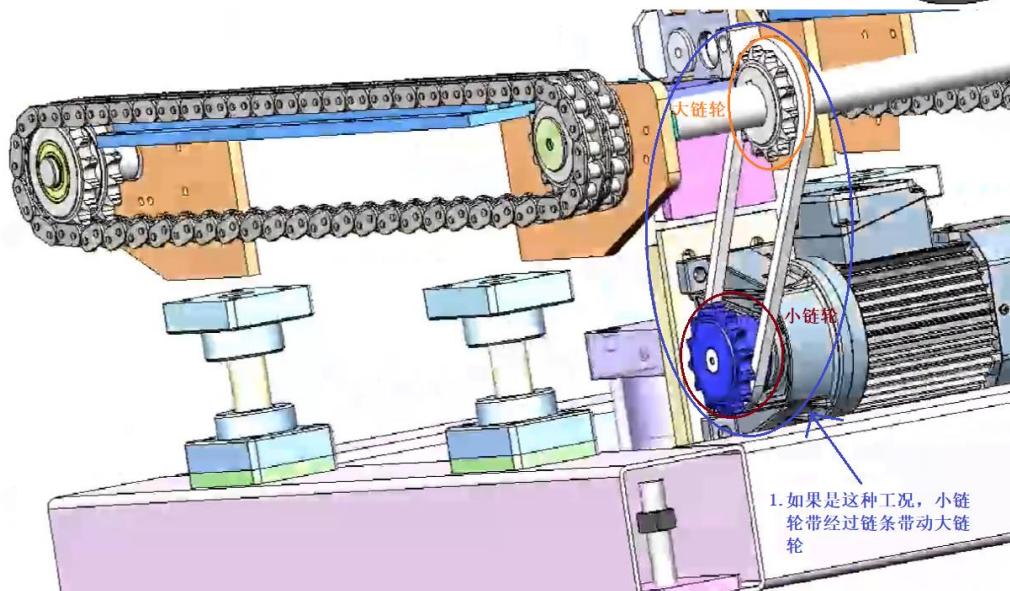
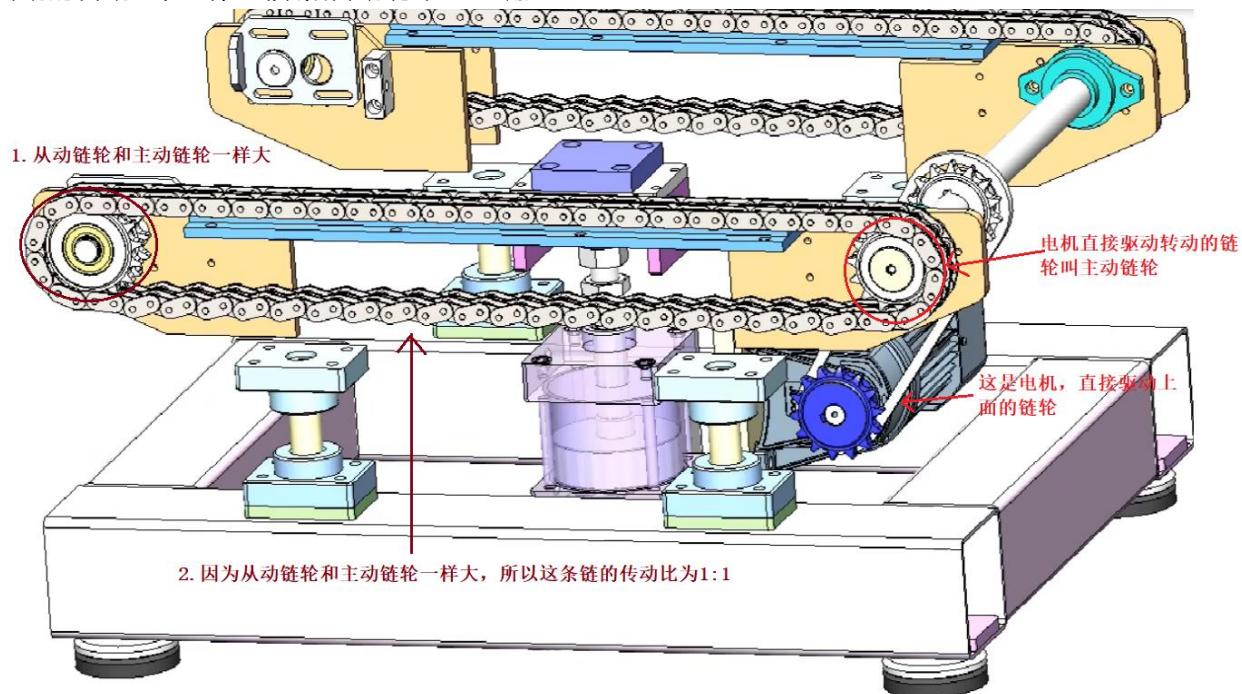
镀锡螺栓可以提高耐酸性

链传动基础

常用的传动方式分为：齿轮传动，带传动，链传动，平带传动，涡轮蜗杆传动



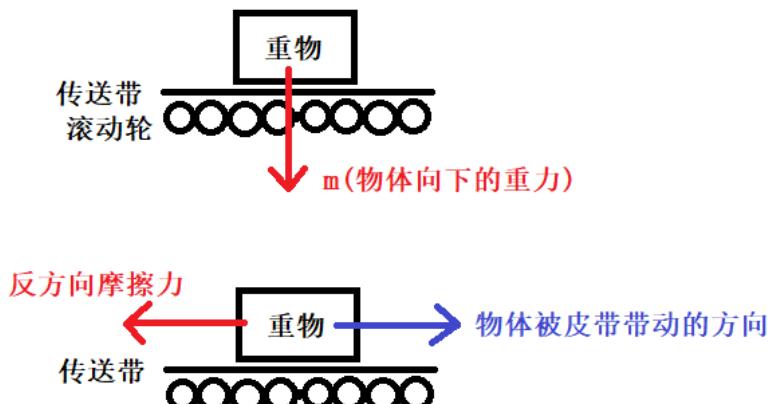
链传动的传动比，齿轮齿数和传动功率怎么确定？



传动功率：就是链上面放的物体重量 \times 链运动的速度 = 传动功率。

下面详解：

$$\text{传动功率 } P = F(\text{力}) \times V(\text{速度})$$



$$F = u(\text{摩擦因数}) * m(\text{物体的重量}) * g(\text{重力加速度, 固定值})$$

V就是皮带传动的速度m/s, 米每秒

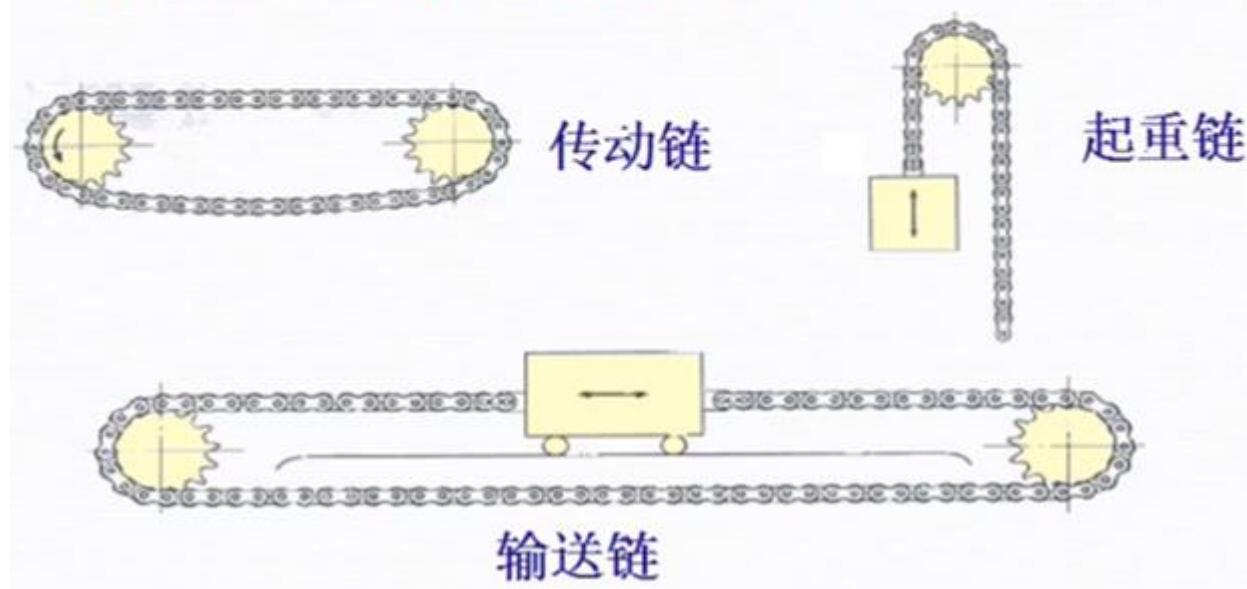
最后得到传动功率 $P = F * V$

链的种类

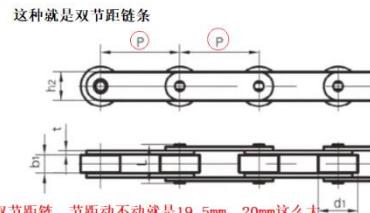
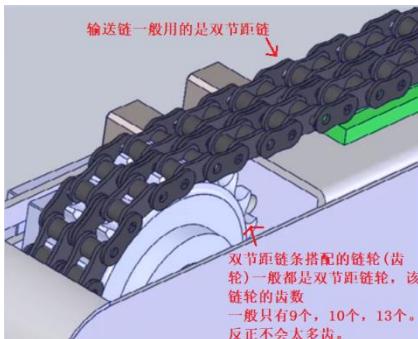
传动链——一般机械传动， $v \leq 20\text{m/s}$

起重链——提升重物， $v \leq 0.25\text{m/s}$

输送链——移动重物， $v=2-4\text{m/s}$



输送链



Vision Chain No.	节距 Pitch	滚子直径 Roller diameter	内节内宽 Width between inner plates
	P mm	d1 max mm	b1 min mm
P19.05F1	19.05	11.91	9.90
*P20F1	20.00	12.00	16.00
P22	22.00	14.00	14.00
P25.4F5	25.40	14.00	12.70



Vision Chain No.	节距 Pitch	滚子直径 Roller diameter	内节内宽 Width between inner plates	销轴直径 Pin diameter	销轴长度 Pin length	链板高度 Inner plate depth
	P mm	d1 max mm	b1 min mm	d2 max mm	L max mm	h2 max mm
P19.05F1	19.05	11.91	9.90	5.72	26.00	26.60

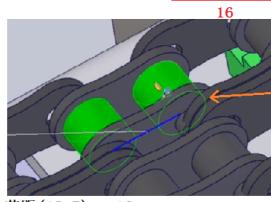
链条的链号寻找

记住 1inch(英寸) = 25.4mm

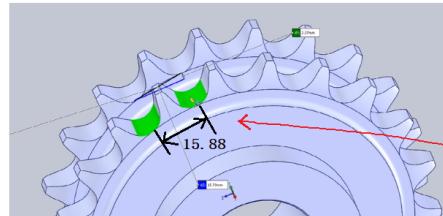


比如我们选择08A的链条，那么该链条节距是12.7mm。这个12.7是怎么来的?

这个12.7是用08A 的 $8 * 25.4(\text{inch}) = 12.7$



如果有客户要换链条，但是你又不知道这个链条是什么链号(型号)你可以先量出链条上的节距，然后经过下面公式反算得出链号



在链号中找到节距与链轮接近的链，15.875 我们就知道要用10A的链条。当然可以用(节距 16/25) 也能得到链号，和左边一样

10A	15.875	10.16	9.4	5.09	5.12	15.35	15.09	13.03	6.6	7.02	0.1	18.11
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	5.13	14.99	14.73	13.72	7.11	7.62	0.1	16.59

输送链，链轮选择

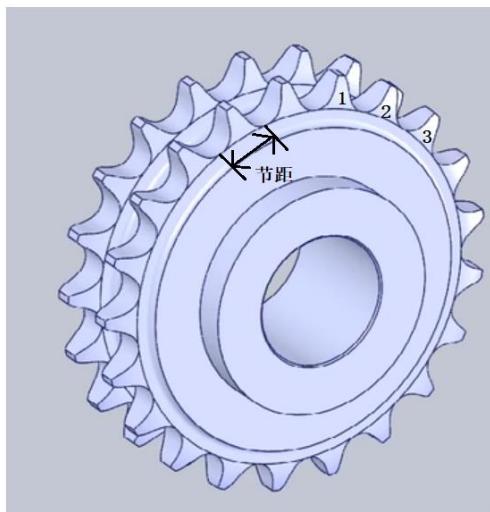
链轮的节圆相当于齿轮的分度圆。

齿轮承载能力大小用模数(M)来衡量。

同步带代表带子承载能力大小的是齿距。链条代表承载能力大小的也是齿距。

链轮的齿轮模数 * 齿数 = 分度圆直径

链条节距 * 齿数 = 节圆周长，同步带轮也是这样。



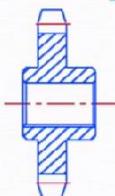
链轮的节距和链轮的齿数知道了，大概就能买正确链轮
但是链轮有很多种类型，有铸铁铸造，有加工的等等...

链轮的结构

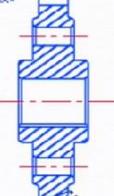
1. 实心式——小直径

2. 孔板式——中等直径

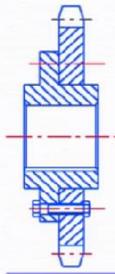
3. 组合式——大直径，齿圈可更换。



整体式



孔板式



组合式



实心

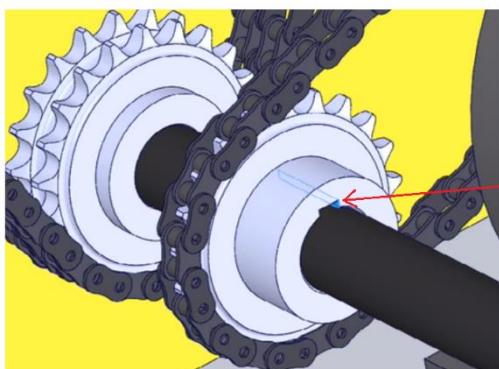


空心



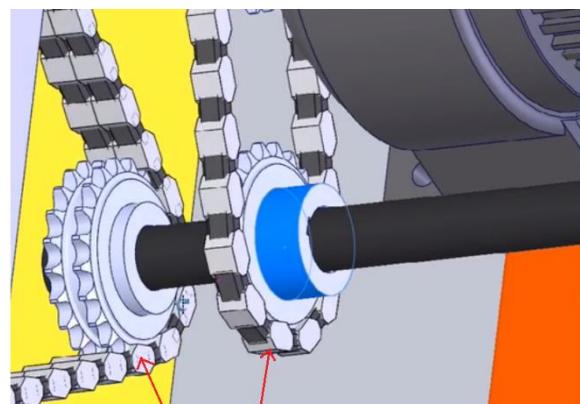
孔板式链轮一般是铸造的

整体式链轮都是现成的

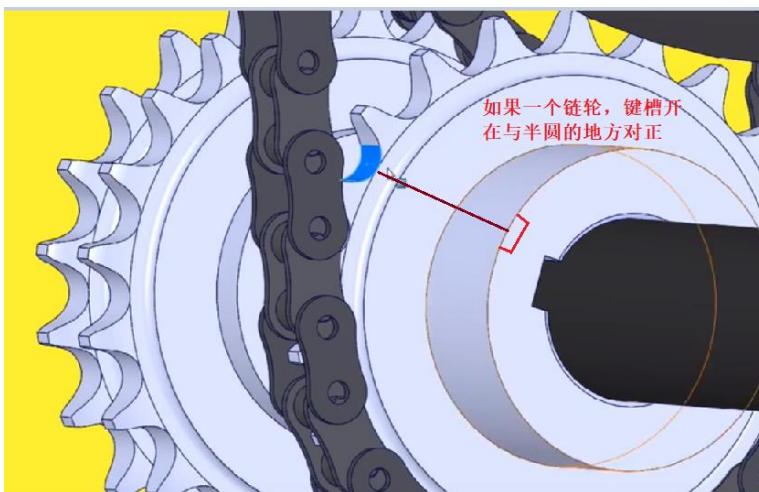


一般情况下买回来的链轮要进行二次加工，主要是开键槽

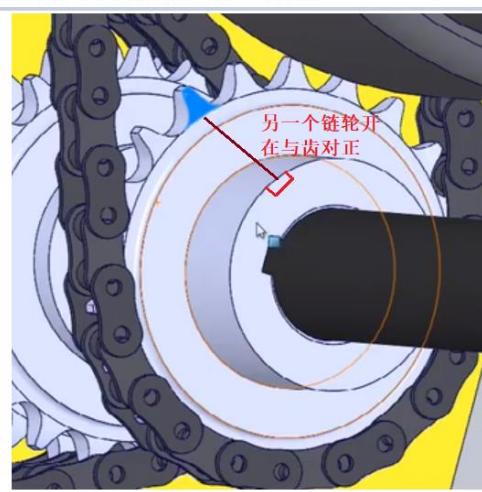
键槽一般是线切割，铣刀铣，还有拉的，没有车床过车的



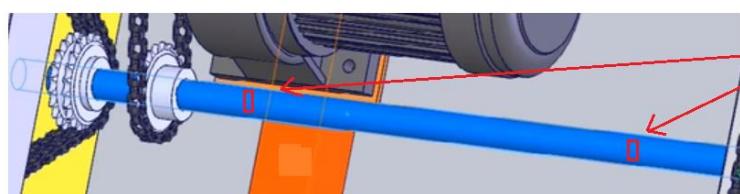
像这种两个链轮在一起，那么这两个链轮键槽怎么开？



如果一个链轮，键槽开在与半圆的地方对正



另一个链轮开在与齿对正



因为轴为了加工方便都是把两个轮的键槽开在一个方向

不可能跟着链轮错开角度。所以如果链轮键槽错开，就无法同步运行了。有问题

A 系列链轮和 B 系列链轮就是个英制和美制的区别

10A	15.875	10.16	9.4	5.09	5.12	15.35	15.09	13.03	6.6	7.62	0.1	18.11
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	5.13	14.99	14.73	13.72	7.11	7.62	0.1	16.59

一般用 A 系列，因为 A 系列全球都在用，B 系列大部分是欧洲在用



单排滚子链



双排滚子链



三排滚子链

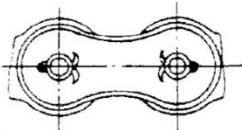
单排链一般用在输送链，比如生产线的运输带这种，运输物体。

双排链一般用在很重的物体运输，或者做起重机的链轮，升降很重的物体。

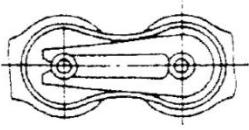
三排链用得很少

链条的连接

是使用奇数接(用过度链节来连接)吗？还是偶数接(直接连接)



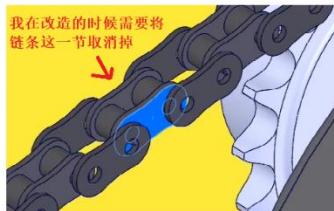
(a) 开口销(大节距)



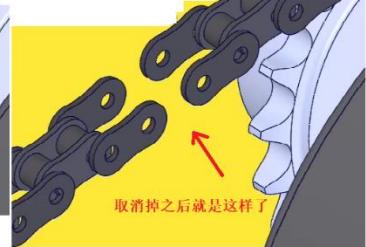
(b) 弹簧卡(小节距)

比如我根据实际项目计算需要50节链条，但是买的时候一盒都是96节，或者更大，这时候就需要把链条分解成50节，然后将50节连接起来

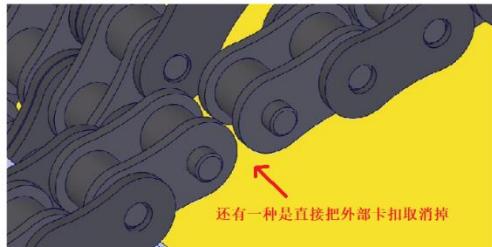
根据实际项目需要的链条长度，算出来有奇数和偶数之分，那么是用奇数还是偶数？



我在改造的时候需要将链条这一节取消掉



取消掉之后就是这样了



还有一种是直接把外部卡扣取消掉

链轮的材料：

常见的链轮材料一般是中碳钢 15 号钢，20 号钢，35 号钢，40 号钢。

低速轻载 → 中碳钢

中速中载 → 中碳钢淬火

高速重载 → 低碳钢或低碳合金钢渗碳淬火
中碳钢或中碳合金钢表面淬火

材 料	齿面硬度 ·	应 用 范 围
15, 20	渗碳淬火 50~60 HRC	$z \leq 25$ 的高速、重载、有冲击载荷的链轮
35	正火 160~200 HBS	$z > 25$ 的低速、轻载、平稳传动的链轮
45, 50, ZG45	淬火 40~45 HRC	低、中速，轻、中载，无激烈冲击、振动和易磨损工作条件下的链轮
15Cr, 20Cr	渗碳淬火 50~60 HRC	$z < 25$ 的大功率传动链轮，高速、重载的重要链轮
35SiMn, 35CrMo, 40Cr	淬火 40~45 HRC	高速、重载、有冲击、连续工作的链轮
Q235, Q275	140 HBS	中速、传递中等功率的链轮，较大链轮
灰铸铁(不低于 HT200)	260~280 HBS	载荷平稳、速度较低、齿数较多($z > 50$)的从动链轮
灰布胶木	—	传递功率小于 6 kW，速度较高、要求传动平稳、噪声小的链轮

小链轮齿数 z_1 越多，传动物体越平稳，因为动载荷减小。

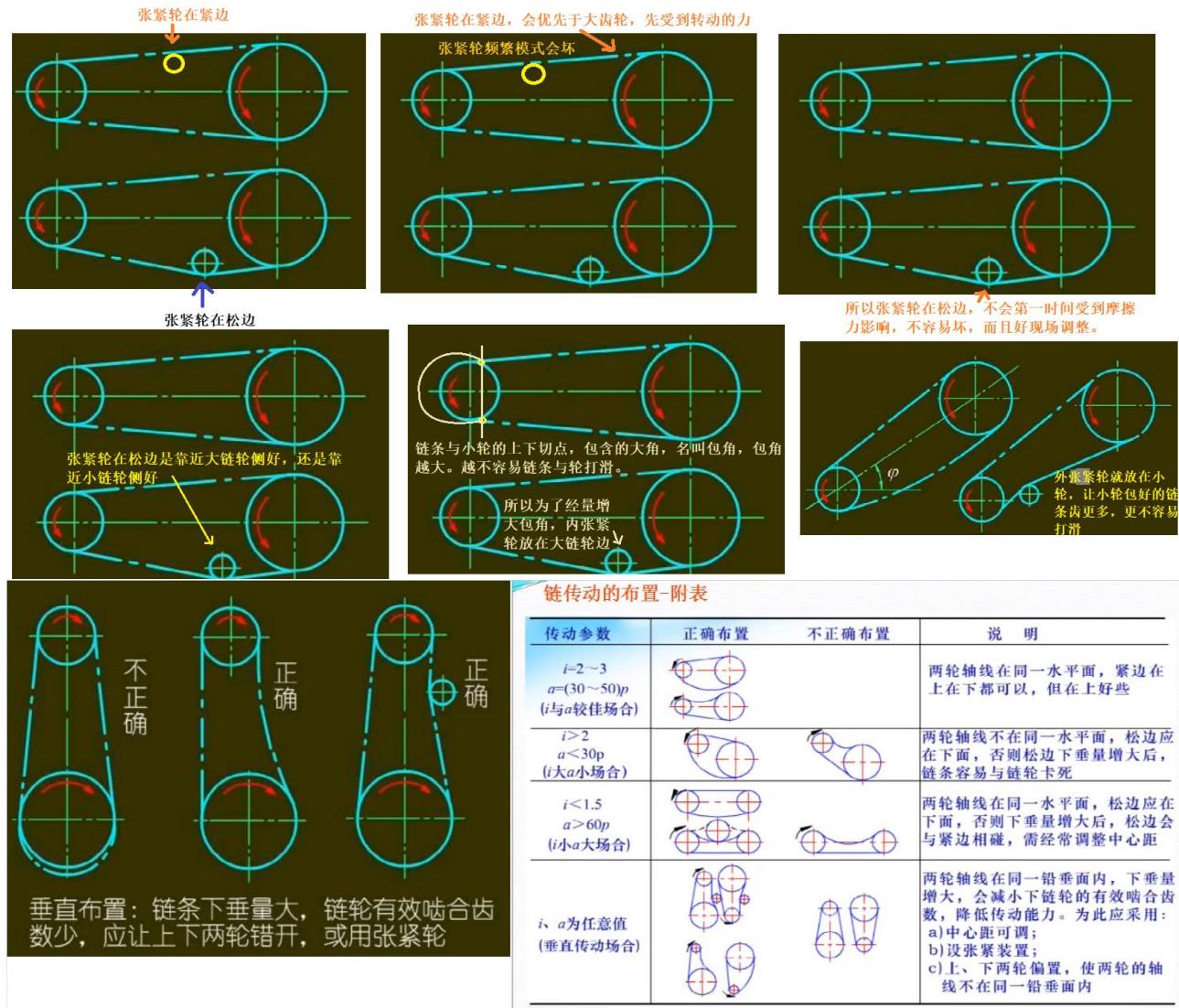
通常小链轮齿数 z_1 选择 ≥ 17 齿，且传动比 i 越小， z_1 齿数越多。

大链轮齿数 $z_2 = i * z_1$ ，常取 $z_2 \leq 120$ 齿，以防止拖链。

链轮节距越大，承载的能力也就越大。但是同时会带来节距过大，运动不均匀，冲击太大。

所以高速重载(很重的物体)时，选小节距多排链。低速重载时选大节距单排链。

链传动，张紧轮布置



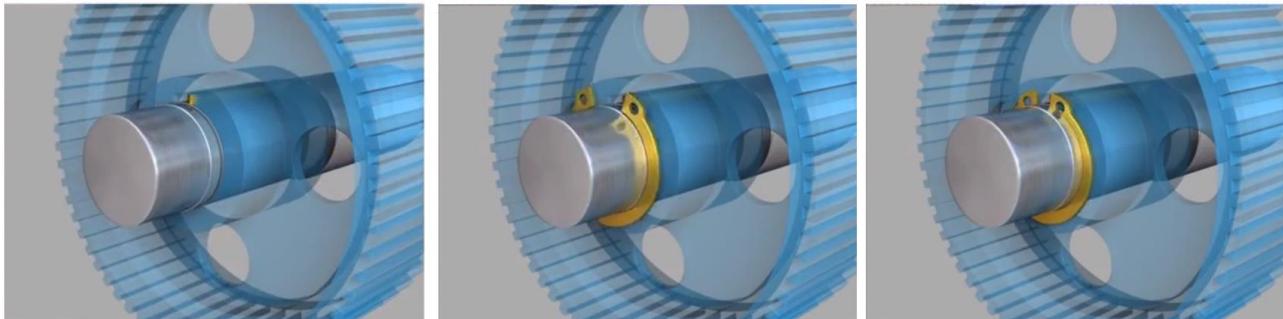
张紧轮多种安装方式



轴向固定的几种方式

轴肩，轴环固定方式

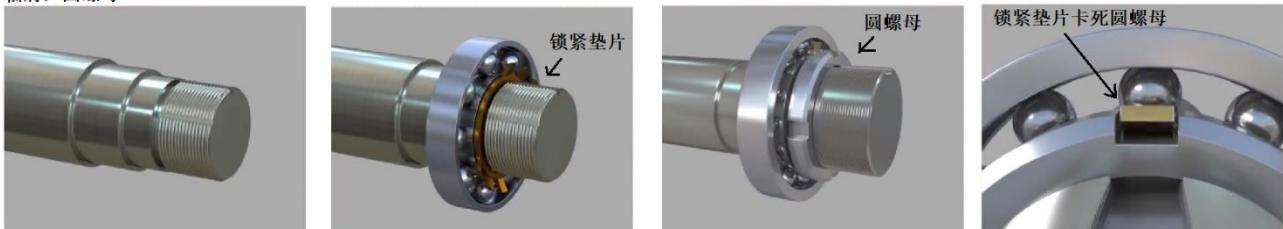
轴肩，锁紧挡圈



圆螺母固定方式(也就是锁紧螺母)

圆螺母都是用细牙，如果用粗牙会对轴的强度造成虚弱。

轴肩，圆螺母



挡圈固定方式

挡圈都是自己加工，挡圈固定方式可以承受比较大的振动。

套筒固定方式

套筒使用在轴承和齿轮之间。但是套筒固定方式不适合用在高速旋转领域。

卡环挡圈固定

卡环挡圈都是标准件，结构简单，用在比较紧凑，空间不大的设备上。卡环的缺点主要是应力集中，容易削弱轴的强度。

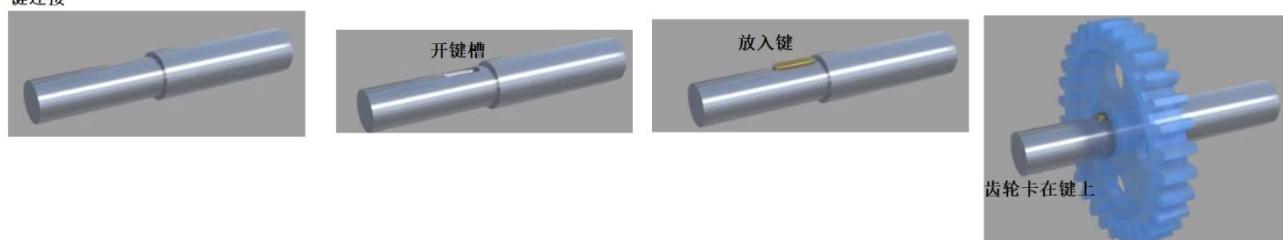
紧定螺钉固定

紧定螺钉适合轴向固定和径向固定，紧定螺钉受到的轴向力小，只适合用在轻载荷的领域，比如电机驱动的链轮拖动的物体重量较轻这种场景。

止动垫圈固定

轴向固定可以用键固定

键连接



轴向固定也可以用花键固定

轴向固定可以用销固定(也就是紧定螺钉)

滚子链传动设计参数确定

$a=g=9.8m/s^2 \approx 10m/s^2$ (重力加速度在赤道附近较小，在高山处比平地小，方向竖直向下)

设计要求：

1. 负载 : 100KG 就是链条上传动的重物

2. 速度 : 0.5m/s

3. 输送长度 : 3m

$$\text{加速度 } a = \frac{V}{t} \text{ (速度)}$$

4. 滚子链摩擦系数: 0.15

伺服电机加速时间是: 0.1

5. 启动时间 : 0.2 s

步进电机加速时间是: 0.2。链传动精度不高，所以用步进

6. 齿数 : 21

V就是去0.5m/s

最后得到 $a = 2.5 = 2.5m/s^2$

步骤 1：计算链条修正功率

负载力 $F = \frac{\text{重物加速}}{\text{摩擦系数}} + \mu \cdot m \cdot g$ 重力加速度

$$= 100\text{Kg} \cdot 2.5\text{m/s}^2 + 0.15 \cdot 100\text{Kg} \cdot 10\text{m/s}^2$$

$$= 250N + 150N$$

$$= 400N$$

$$\text{负载功率 } P = \frac{F \cdot V}{\eta} = \frac{400N \cdot 0.5m/s}{0.85} = 236W$$

效率 效率自定义85%

$$\text{修正功率 } P_c = P \cdot f_1 \cdot f_2 = 236W \times 1.5 \times 1.4 = 495W$$

Pc 也可以是电机功率

滚子链传动的一般设计计算内容和步骤(GB/T 18150—2000) 滚子链设计方式在机械手册里面都是现成公式了

计算的基本依据是滚子链的额定功率曲线图(图2、图3)，如图中所述它是在特定条件下制定的。它提供的是以磨损失效为基础并综合考虑其他失效形式而制定的额定功率。以下表的计算为常见的一般用途的滚子链传动

已知条件：①传动功率；②主动、从动机类型、载荷性质；③小链轮和大链轮转速；④中心距要求其布置；⑤环境条件

项目	单位	公式及数据	说明
传动比		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$	n_1 ——小链轮转速, r/min n_2 ——大链轮转速, r/min
小链轮齿数 z_1		$z_1 \geq z_{min} = 17$	为使转动平稳, 对高速或承受冲击载荷的链传动: ① $z_1 \geq 25$, 且链节齿应滚圆。 ② z_1 取奇数, 链条节数 L_p 为偶数时, 可使链条和链轮啮合磨损均匀。 优先选用齿数: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95和114
大链轮齿数 z_2		$z_2 = i z_1 \leq 114$	增大 z_2 , 链传动的磨损使用寿命降低
修正功率 P_c	kW	$P_c = P f_1 f_2$	P ——传递功率, kW f_1 ——工作系数, 见表“工作系数” f_2 ——小链轮齿数系数, 见图1

链轮传动比一般是2 ~ 4, 最大可以到7
最常用就是2

小齿轮一般选择 > 17齿, 如果要求传动更平稳, 建议选择 > 25齿, 一般 > 17齿就可以了。

双节距链一般是11齿, 10齿, 9齿。

链轮也有14齿, 16齿, 15齿的。但是这些齿没有>17齿的链轮平稳。建议设计过程中, 优先采用奇数齿, 比如17, 19, 21...

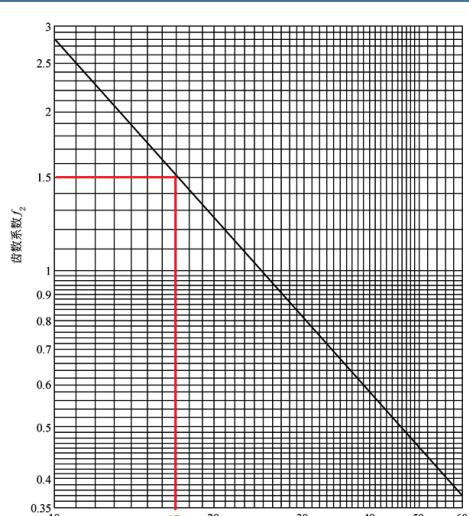
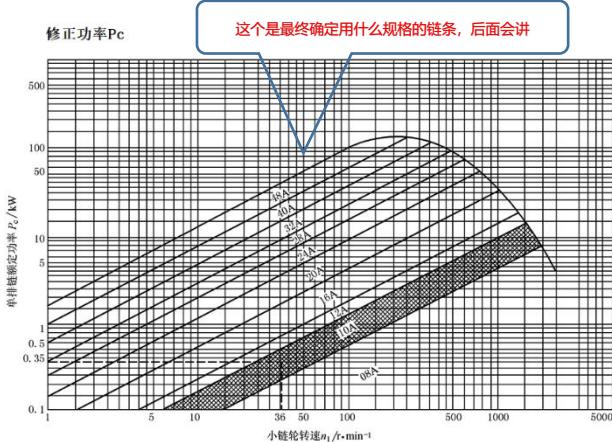


图1 小链轮齿数系数 f_2

比如我小链轮选择的齿数是17, 那么齿数系数就是1.5



这个修正功率 P_c 并不是电机功率，也不是负载功率，而是链轮的最终功率。

这里 P_c 算出来的单位是KW 千瓦

工况系数确认

修正功率 P_c	kW	$P_c = P f_1 f_2$	P —传递功率, kW f_1 —工况系数, 见表工况系数 f_1 f_2 —小链轮齿数系数, 见图1
------------	----	-------------------	---

载荷种类	从动机械	主动机械		
		电动机、汽轮机、燃气轮机、带有液力偶合器的内燃机	带机械式联轴器的内燃机(≥ 6 缸)频繁启动的电动机(>2次/日)	带机械式联轴器的内燃机(<6缸)
平稳运转	离心式泵和压缩机、印刷机械、均匀加料带式输送机、纸张压光机、自动扶梯、液体搅拌机和混料机、回转干燥炉、风机	1.0	1.1	1.3
中等冲击	泵和压缩机(≥ 3 缸)、混凝土搅拌机、载荷非恒定的输送机、固体搅拌机和混料机	1.4	1.5	1.7
严重冲击	刨煤机、电铲、轧机、球磨机、橡胶加工机械、压力机、剪床、单缸或双缸泵和压缩机、石油钻机	1.8	1.9	2.1

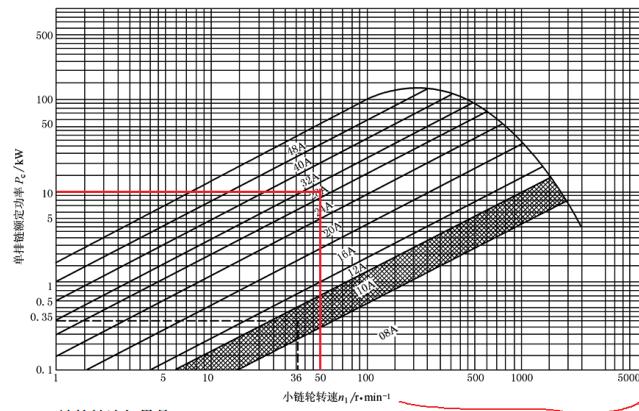
看你是用的电动机还是内燃机。一般都是用电机，所以没有什么冲击要求都是选中等冲击
如果是用在起重设备，重压设备，很重的场景就选严重冲击

传动链条确认

经过以上计算 P_c 参数得到了

链条节距 p	mm	根据修正功率 P_c (取 P_c 等于额定功率 P_e)和小链轮转速 n_1 ，由图2或图3选用合适的节距 p
----------	----	---

比如我 P_c 算出来是10 就是10KW



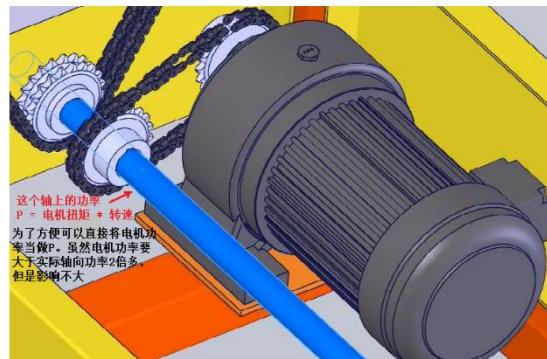
根据 P_c 是10KW，链轮转速是50。得到采用28A规格的链条

这个最终功率就是和前面公式一样

$$\text{修正功率 } P_c \quad \text{kW} \quad P_c = P f_1 f_2$$

P —传递功率, kW
 f_1 —工况系数, 见表工况系数 f_1
 f_2 —小链轮齿数系数, 见图1

这个 P 传递功率：是说的轴上面需要多大的功率



所以这个 P_c 是链带动传动的物体所以需要的功率

小链轮转速确定



这个链轮转速不一定是电机的转速，而是小链轮转速，那么就需要注意减速比问题

如果小链轮装在电机上，可以直接使用电机转速

如果小链轮装在轴上，那么转速就是电机转速/转速比得到

实际链轮转速计算如下：

链轮转速与速度和链轮直径有关

链运动速度 (0.5m/s)

$$\text{链轮速度 } n = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{500 \text{ mm/s}}{\pi \cdot 106} = 1.5 \text{ r/s} = 90 \text{ r/min}$$

链轮直径

为什么是计算小链轮转速？



如果我自定义传动比是1:2，大链轮是1，小链轮是2，那么大链轮转一圈，小链轮就转两圈，而且小链轮是在轴上，所以摩擦次数是大链轮的两倍，容易损耗。

初定中心距 a_0	mm	推荐 $a_0 = (30-50)p$ 制动装置、无张紧装置时, $a_0 < 25p$	有张紧装置或托板时, a_0 可大于80p, 对中心距不能调整的传动, $a_{0min} \approx 30p$	步骤3: 确定中心距及节数 → 初定中心距: $a_0 = 3000 \text{ mm}$ 项目要求输送台长度是3米, 所以初定两个链轮中心距为3000mm。 确定节距计中心距:
		$i < 4$ $a_{0min} = 0.2z_1(i+1)p$ $a_{0max} = 80p$		
以节距计的初定中心距 a_{0p}	节	$a_{0p} = \frac{a_0}{p}$		
链条节数 L_p	节	$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2a_{0p} + \frac{f_3}{a_{0p}}$ $f_3 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$ 见表 $f_3 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$ 的计算值	计算得到的 L_p 值, 应圆整为偶数, 以避免使用过渡链节, 否则其极限拉伸载荷为正常值的80% f_3 —用齿数计算链条节数的系数	
链条长度 L	m	$L = \frac{L_p}{1000}$		
计算中心距 a_c	mm	$z_1 = z_2 \beta f_4$, $a_c = p(2L_p - z_1 - z_2)f_4$ $z_1 = z_2 = z \beta f_4$, $a_c = \frac{p}{2}(L_p - z_1)$	f_4 —用齿数计算中心距的系数, 见表 f_4 的计算值	
实际中心距 a	mm	$a = a_c - \Delta a$ 一般 $\Delta a = (0.002-0.004)a_c$	为使链条松边有合适的垂度, 需将计算中心距减小 Δa , 其垂度 $\gamma = (0.01-0.03)a_c$ 对中心距可调的 Δa 取大值, 对中心距不可调或无张紧装置的链有冲击振动的传动取小值	确定链条长度: $L = \frac{p \cdot L_p}{1000} = 6.26 \text{ m}$

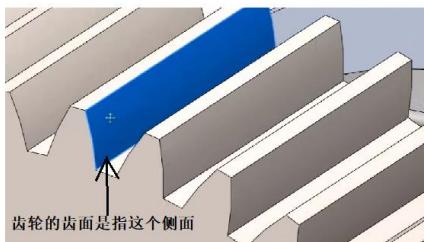
步骤3: 确定中心距及节数
→ 初定中心距:
 $a_0 = 3000 \text{ mm}$ 项目要求输送台长度是3米, 所以初定两个链轮中心距为3000mm。
确定节距计中心距:
 $a_{0p} = \frac{a_0}{p} = 236$ 也就是两个链轮之间。
有多少节链条, 现在得到236节。这是中心距单边链条节数
确定链条节数
链条总节数如下
 $L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2a_{0p} + \frac{f_3}{a_{0p}}$
 $f_3 = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 = 0$
 $L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2a_{0p} = 21 + 472 = 493$ 这才是总链条节数493节
确定链条长度:
 $L = \frac{p \cdot L_p}{1000} = 6.26 \text{ m}$

链条最大滚子直径查询, 下面计算链轮会用到

ISO 链号	节距 p	滚子 直径 d_1 max	内链节 内宽 b_1 min	销轴 直径 d_2 max	套筒 孔径 d_3 min	链条通 道高度 h_1 min	内链板 高度 h_2 max	外或中 链板高度 h_3 max	/mm
05B	8	5	3	2.31	2.36	7.37	7.11	7.11	
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	3.33	8.52	8.26	8.26	
08A	12.7	7.92	7.85	3.98	4	12.33	12.07	10.41	
08B	12.7	8.51	7.75	4.45	4.5	12.07	11.81	10.92	

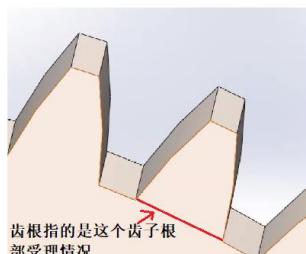
链轮尺寸计算

齿轮模数计算



所齿轮的模数，对应的就是齿根强度

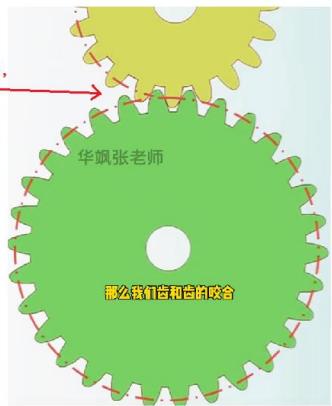
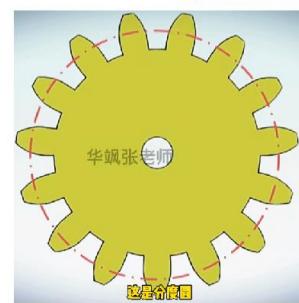
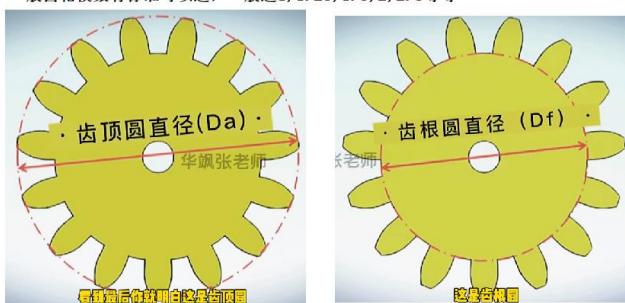
一般齿轮模数有标准可以选，一般选1, 1.25, 1.5, 2, 2.5等等



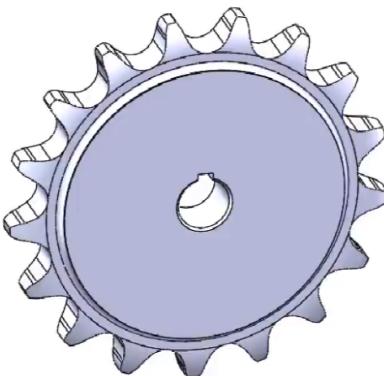
$$\text{模数} = \frac{\text{齿顶圆直径}}{\text{齿数} + 2}$$

$$\text{模数也可以} = \frac{\text{分度圆直径}}{\text{齿数}}$$

$$\text{模数也可以} = \frac{\text{齿根圆直径}}{\text{齿数} - 2.5}$$



链轮计算



这个链轮型号为16A/17齿链轮
16A就是链条规格
17齿就是链轮齿数

所以我们要先确定，
链轮齿数Z，
配用的链条节距p，
配用链条最大滚子直径d1
配用链条排距

第1步计算分度圆

$$\text{分度圆: } d = \frac{p}{\sin(180^\circ / Z)}$$

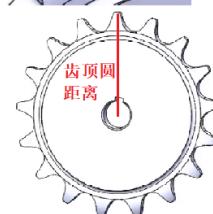
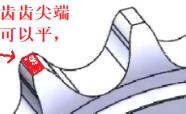
如: 链条节距25.4mm
链轮齿数定义为17齿

$$d = \frac{25.4\text{mm}}{\sin(180^\circ / 17)} = 138.232\text{mm} \text{ 这就是分度圆大小}$$

$$\text{齿顶圆: } da(\max) = d + 1.25p - d_1 \quad \text{齿尖最大值}$$

$$da(\min) = d + (1 - 1.6 / Z)p - d_1 \quad \text{齿尖最小值}$$

齿顶圆是计算齿尖端部分的范围，可以平，
也可以很尖



链条最大滚子直径 15.88mm

$$da(\max) = d + 1.25p - d_1 = 138.232 + 1.25 \times 25.4 - 15.88 = 154.102\text{mm}$$

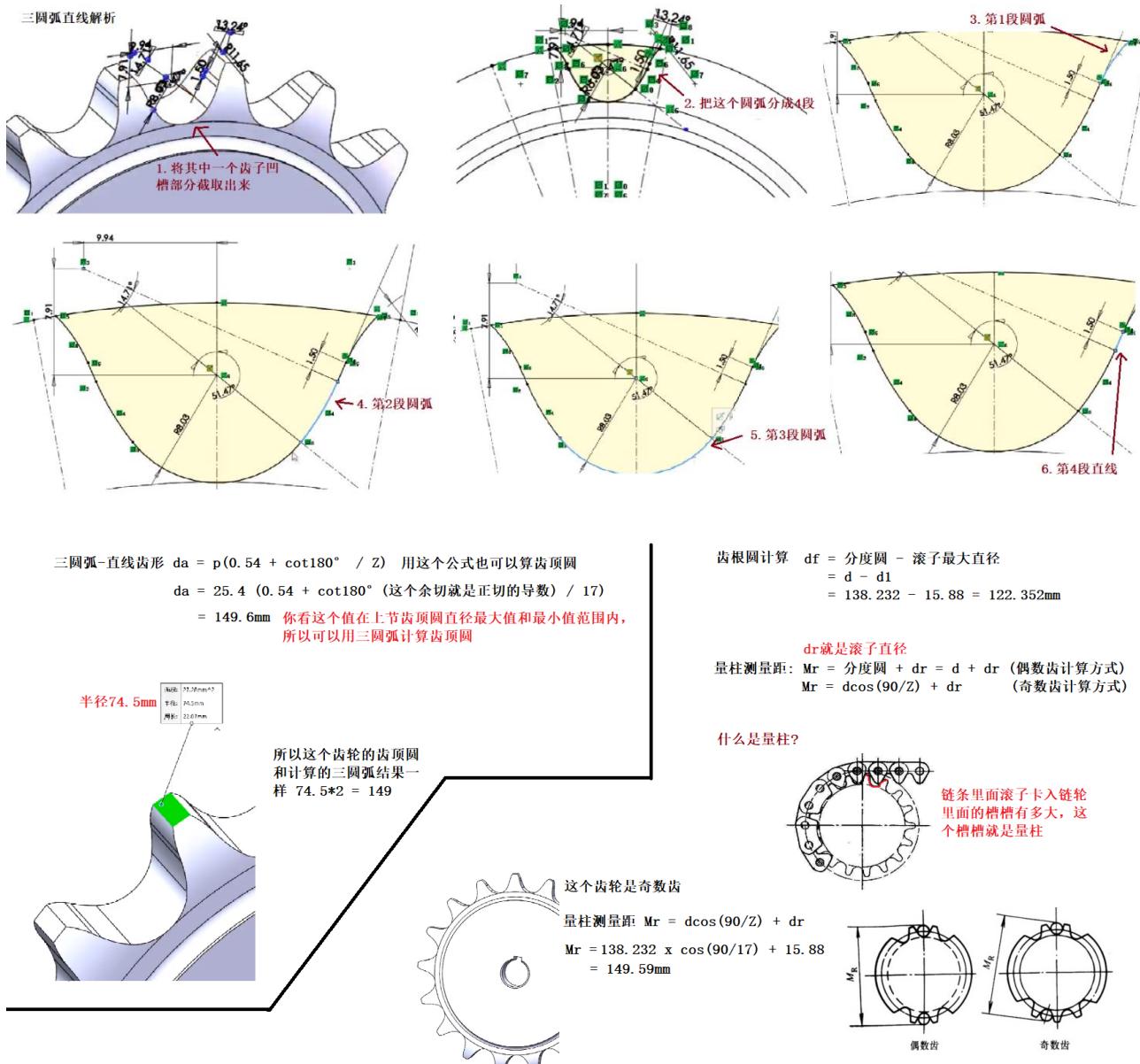
$$da(\min) = d + (1 - 1.6 / Z)p - d_1 = 138.232 + (1 - 1.6 / 17) 25.4 - 15.88 = 145.352\text{mm}$$

所以齿顶圆只要在154.102mm ~ 145.352mm范围内都可以采用
也就是圆心到齿顶的距离可以在154.102mm ~ 145.352mm之间

这里说法有误!!，应
该是齿顶圆直径，而
不是半径

三圆弧-直线齿形

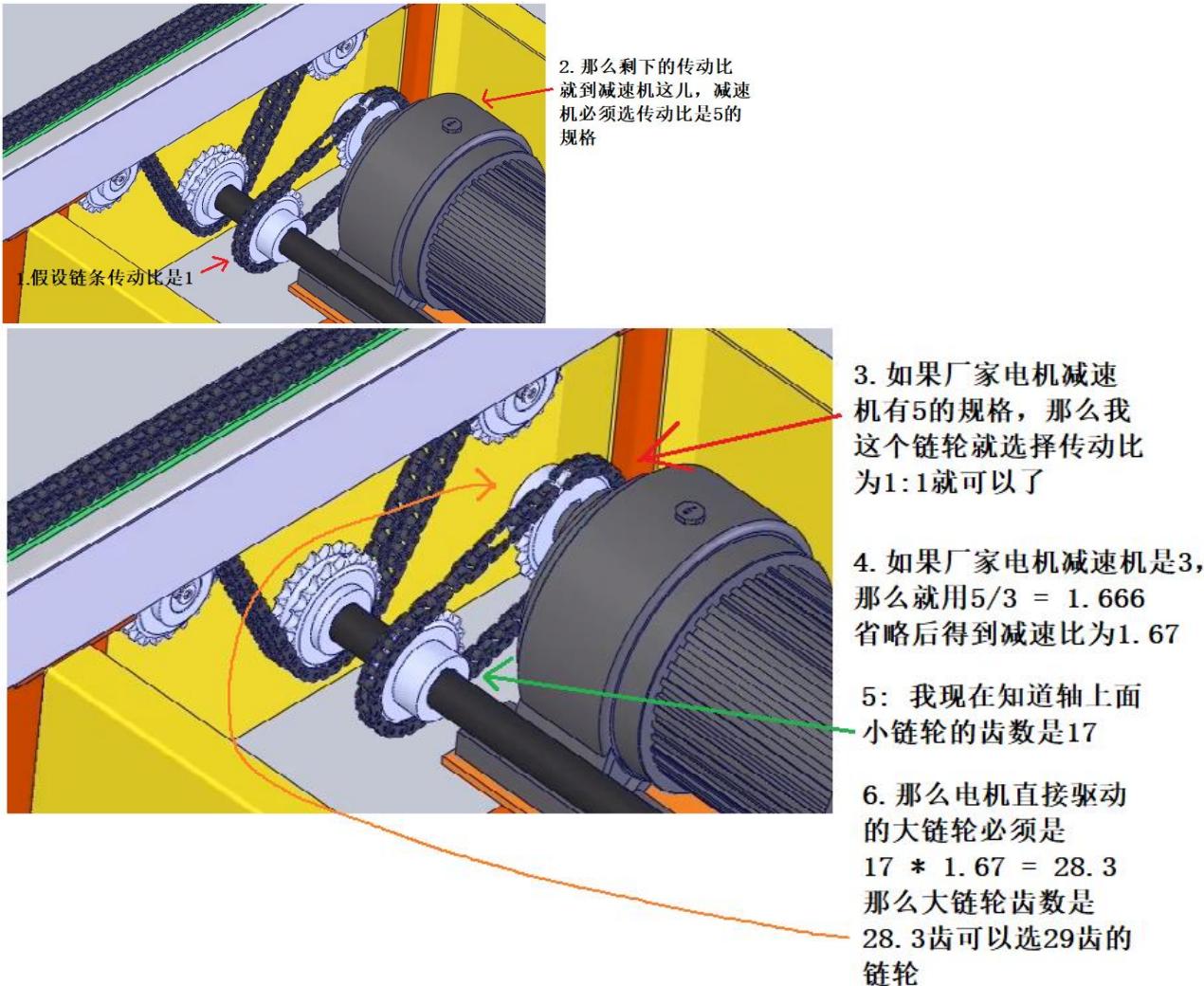
一般的链轮都是使用三圆弧-直线的齿形来做。



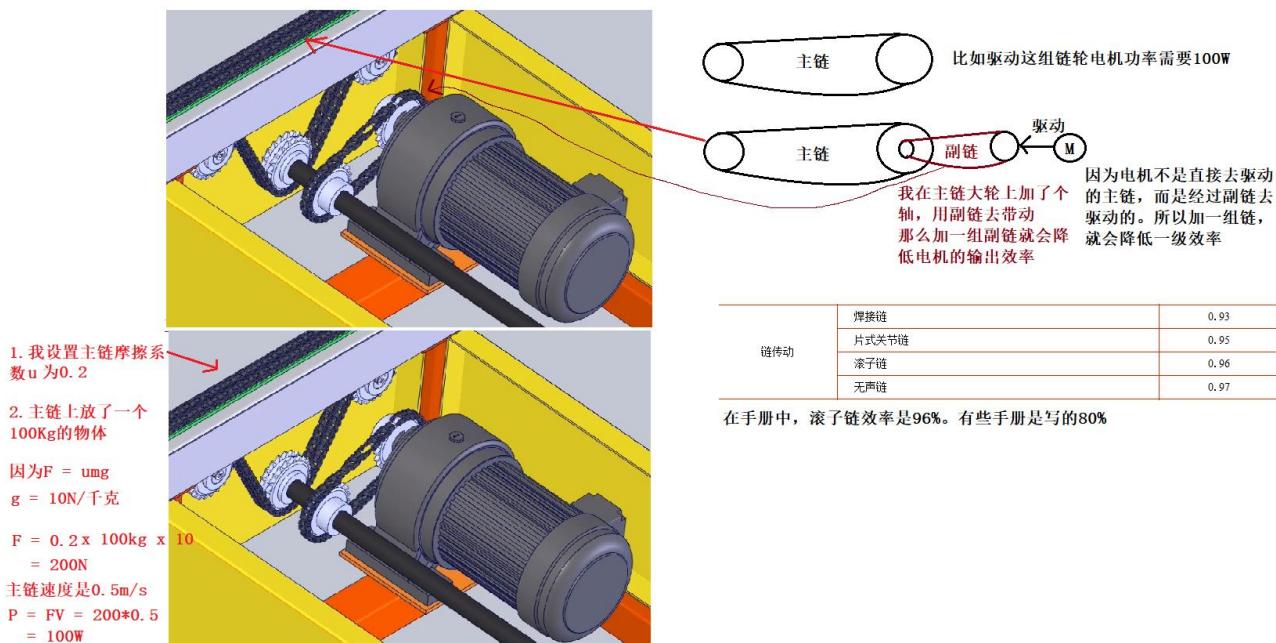
这样输送链就设计完成了。

链轮整机传动比计算





电机功率选型



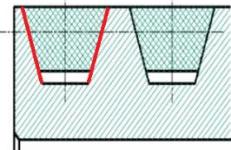
V带传动

V带分类

按用途分 { 传动带：用于传递动力
输送带：用于输送物品

V带工作原理

V带是梯形，工作面在两侧面



按传动带的截面形状分：

平带、V带、多楔带、圆形带、齿形带（同步带）

平带主要用来输送物品

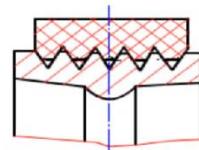
V带用来传递动力

多楔带用在平稳的场合

同步带传动比可以确定，重载用同步带

多楔带：

多楔带是平带基体上有若干纵向楔形凸起，它兼有平带和V带的优点且弥补其不足，多用于结构紧凑的大功率传动中。



齿形带（同步带）：

同步齿形带即为啮合型传动带。 同步带内周有一定形状的齿。



带传动不链传动要平稳，能吸收缓冲，噪音小。物体超出电机传动功率，V带可以打滑来保护电机输出超额功率。

带传动缺点，1.不能保证恒定传动比，因为带有打滑的特性，所以不能保证恒定传动比。
2.带对轴有很大的压力。
3.传动结构不够紧凑。
4.带的寿命很短，不适合用于高温，易燃，有腐蚀性的场合。

带传动根链传动比：

链传动参数：功率小于 100KW，减速比 2~4，最大 7、速度 20~40m/s，**无过载能力**，缓冲吸震

V带传动参数：功率小于 100KW，减速比 2~4，最大 7、速度 15~25m/s，**有过载能力**，缓冲吸震

V带的型号是根据截面尺寸，由小到大，分为 Y, Z, A, B, C, D, E 七种

窄V带分为 SPZ, SPA, SPB, SPC

V带截面尺寸（见表8.2）：

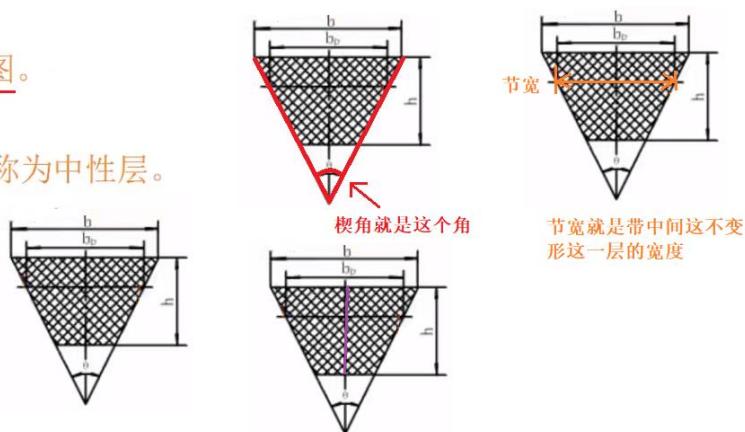
其截面呈楔角等于 40° 的梯形，如图。

需要掌握的概念：

1、节宽 b_p ：长度不变层。所在位置称为中性层。

2、截面高度 h ：

相对高度 h/b_p 已标准化（普通V带为0.7，窄V带为0.9）。

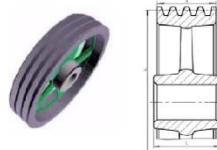


V带标记：比如选择A-1400型号的V带，就表示A形带，长度1400mm

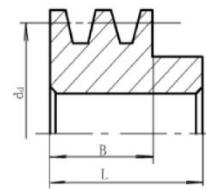
V带轮的分类：

V带轮按腹板（轮辐）结构的不同分为以下几种型式：

(1) 实心带轮



(2) 腹板带轮



(3) 孔板带轮



(4) 轮辐带轮

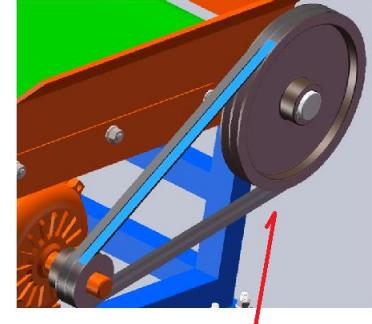
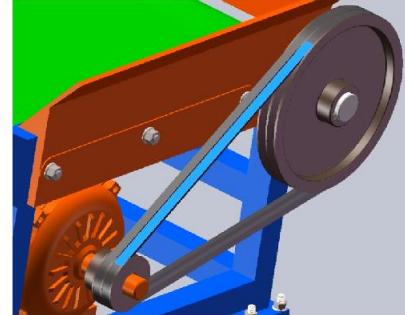
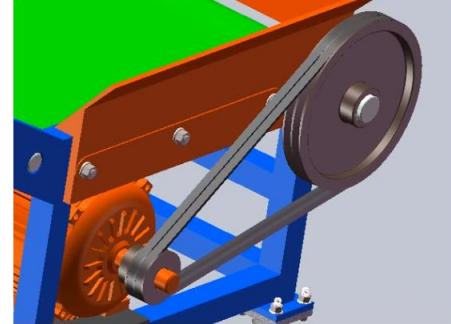
V带轮材料一般分为：

材料分为球墨铸铁，铸钢，锻钢

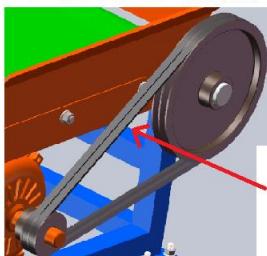
材料牌号HT150($v < 25m/s$)时使用

材料牌号HT200($v = 25 \sim 30m/s$)时使用

这个HT150表示150Mpa，表示带轮屈服强度



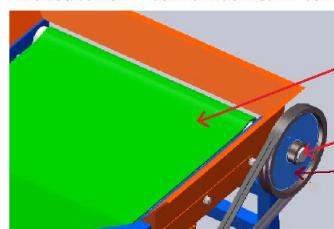
1. 每一根V带能够传递的功率是固定的



2. 比如这一根带能够传递的功率是2KW

5. 负载力大小 = 传送带上的重物 x 传送带摩擦系数

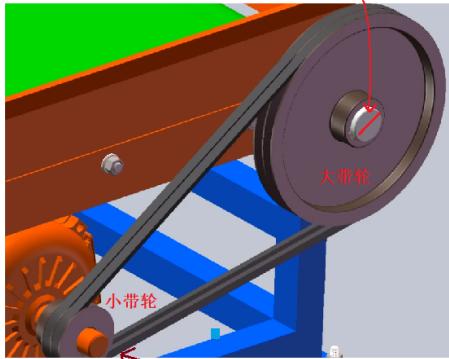
皮带走动的速度 / 皮带轴的周长 = 大轮的转速



$$\text{转速 } n = \frac{\text{线速度 } V}{\text{轴周长 } C} = \frac{2\pi R}{C}$$

轴周长就是中间这个滚子的周长~

线速度单位是m/s米每秒



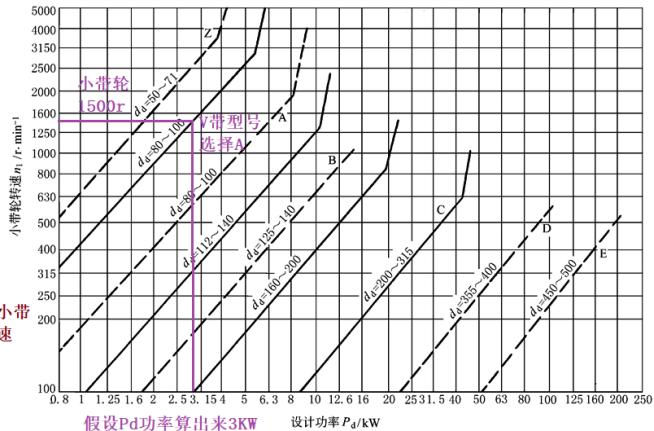
根据模型我们知道小带轮转速就是电机转速

如电机转速在1500r/min, 也就是每分钟1500转

因为小带轮与大带轮有传动比关系

用小带轮的直径 * 传动比 = 大带轮直径

设计功率 P_d	kW	$P_d = K_A P$	K_A —— 工况系数, 见表工况系数 K_A P —— 传递的功率, kW
------------	----	---------------	---



V 带传送速度和功率确定

普通V带额定功率

型号	n_1 /r · min ⁻¹	d_{41}/mm							i								v /m · s ⁻¹ ≈			
		20	25	28	31.5	35.5	40	45	50	1.03	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.51			
		~	~	~	~	~	~	~	~	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.50	1.99	2.00		
		P_1							ΔP_1											
200	—	—	—	—	—	—	—	—	0.04	0.00										
400	—	—	—	—	—	—	—	—	0.04	0.05	0.00									
700	—	—	—	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05	0.06	0.00									
800	—	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.00									
950	0.01	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.07	0.08	0.00									
1200	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09	0.00									
1450	0.02	0.04	0.05	0.06	0.06	0.08	0.09	0.09	0.11	0.00								5		
1600	0.03	0.05	0.05	0.06	0.07	0.09	0.11	0.12	0.12	0.14	0.00									
2000	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.11	0.12	0.12	0.14	0.14	0.00									
2400	0.04	0.06	0.07	0.09	0.09	0.12	0.14	0.14	0.16	0.16	0.00									
2800	0.04	0.07	0.08	0.10	0.11	0.14	0.16	0.16	0.18	0.18	0.00									
3200	0.05	0.08	0.09	0.11	0.12	0.15	0.17	0.17	0.20	0.20	0.01									
3600	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.16	0.19	0.19	0.22	0.22	0.02									
4000	0.06	0.09	0.11	0.13	0.14	0.18	0.20	0.20	0.23	0.23	0.03									
4500	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.19	0.21	0.21	0.24	0.24	0.03									
5000	0.08	0.11	0.13	0.15	0.18	0.20	0.23	0.23	0.25	0.25	0.03									
5500	0.09	0.12	0.14	0.16	0.19	0.22	0.24	0.24	0.26	0.26	0.03									

这个红色的折线是我们Y型V带的带轮, 如果选择带轮直径为25mm, 带轮转速为3200r/min, 那么带的传动速度是5m/s

我前面Pd功率算出来是用A型V带，所以我们来看A型V带功率

型号	n_1 r· min ⁻¹	d _{d1} /mm						i								v /m·s ⁻¹	
		75 90 100			112 125 140 160			180			1.02 ~	1.05 ~	1.09 ~	1.13 ~	1.19 ~	1.25 ~	1.35 ~
		P ₁			ΔP ₁			1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	2.00	
A型	200	0.15	0.22	0.26	0.31	0.37	0.43	0.51	0.59	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
	400	0.26	0.39	0.47	0.56	0.67	0.78	0.94	1.09	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.05
	700	0.40	0.61	0.74	0.90	1.07	1.26	1.51	1.76	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09
	800	0.45	0.68	0.83	1.00	1.19	1.41	1.69	1.97	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10
	950	0.51	0.77	0.95	1.15	1.37	1.62	1.95	2.27	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.11
	1200	0.60	0.93	1.14	1.39	1.66	1.96	2.34	2.74	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.13	0.15
	1450	0.68	1.07	1.32	1.61	1.92	2.28	2.73	3.16	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15
	1600	0.73	1.15	1.42	1.74	2.07	2.45	2.54	3.40	0.03	0.04	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
	2000	0.84	1.34	1.66	2.04	2.44	2.87	3.42	3.93	0.03	0.06	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.24
	2400	0.92	1.50	1.87	2.30	2.74	3.22	3.80	4.32	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19	0.23	0.29
	2800	1.00	1.64	2.05	2.51	2.98	3.48	4.06	4.58	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.34
	3200	1.04	1.75	2.19	2.64	3.1	3.65	4.19	4.50	0.04	0.09	0.13	0.17	0.22	0.28	0.30	0.39
	3600	1.08	1.83	2.28	2.78	3.26	3.72	4.17	4.40	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.44
	4000	1.09	1.87	2.34	2.83	3.28	3.67	3.98	4.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.32	0.38	0.48
	4500	1.07	1.83	2.33	2.79	3.17	3.44	3.74	3.13	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48
	5000	1.02	1.82	2.25	2.64	2.91	2.99	2.67	1.81	0.07	0.14	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54
	5500	0.96	1.70	2.07	2.37	2.48	2.31	1.51	—	0.08	0.15	0.23	0.30	0.38	0.46	0.52	0.60
	6000	0.80	1.50	1.80	1.96	1.87	1.37	—	—	0.08	0.16	0.24	0.32	0.40	0.49	0.57	0.73

如果我小带轮直径选90mm，在2000r/min时，单根带功率为1.34KW

小带轮直径 \times 传动比 = 大带轮直径

计算V带长度，需要知道中心距

型号	n_1 r· min ⁻¹	d _{d1} /mm						i								v /m·s ⁻¹	
		75 90 100			112 125 140 160			180			1.02 ~	1.05 ~	1.09 ~	1.13 ~	1.19 ~	1.25 ~	1.35 ~
		P ₁			ΔP ₁			1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	2.00	
A型	200	0.15	0.22	0.26	0.31	0.37	0.43	0.51	0.59	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
	400	0.26	0.39	0.47	0.56	0.67	0.78	0.94	1.09	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.05	0.05
	700	0.40	0.61	0.74	0.90	1.07	1.26	1.51	1.76	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09
	800	0.45	0.68	0.83	1.00	1.19	1.41	1.69	1.97	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10
	950	0.51	0.77	0.95	1.15	1.37	1.62	1.95	2.27	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.11
	1200	0.60	0.93	1.14	1.39	1.66	1.96	2.36	2.74	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.13	0.15
	1450	0.68	1.07	1.32	1.61	1.92	2.28	2.73	3.16	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.17
	1600	0.73	1.15	1.42	1.74	2.07	2.45	2.54	3.40	0.02	0.04	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.19
	2000	0.84	1.34	1.66	2.04	2.44	2.87	3.42	3.93	0.03	0.06	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.24
	2400	0.92	1.50	1.87	2.30	2.74	3.22	3.80	4.32	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19	0.23	0.29

如果我单根带的小带轮直径选择100mm，那么电机在1600r/min的时候，单根带功率为1.42KW。假设我传动的负载需要5KW，用5KW/1.42KW = 3.5，证明需要3.5根带并排，可以选4根带。

解：

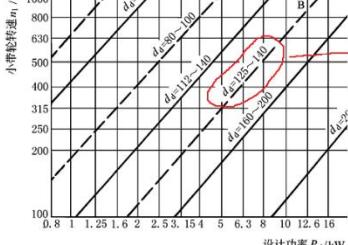
1、确定计算功率 P_c

根据已知工作条件查表8.21，取 $K_A=1.3$

$$\text{则 } P_c = K_A \cdot P = 1.3 \times 10 \text{ kW} = 13 \text{ kW}$$

2、选定带型

根据 $P_c=13 \text{ kW}$ 、 $n_1=1450 \text{ r/min}$ ，由图8.13选用B型普通V带。



所以我们要根据公式确认，小带轮最大线速度是多少？

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \leq v_{\max}$$

如果带轮直径在90mm，100mm
带轮转速变成了2000r/min，那么我的带传动速度是5m/s
如果带轮直径不变，还是90mm，100mm
带速就是10m/s

$$\text{普通V带: } v_{\max} = 25-30$$

带V带: $v_{\max} = 35$

dp1 小带轮节圆直径
n1: 小带轮转速

所以我们单根带要选择

10m/s这个范围

初定中心距 a_0	mm	$0.7(d_{d1}+d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1}+d_{d2})$ 或 $0.7(d_{d1}+d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1}+d_{d2})$	可根据结构要求定
基准长度 L_{d0} 或有效长度 L_{d0}	mm	$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$ 或 $L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$	普通V带按普通V带的基准长度 L_{d0} ，基准宽度制V带按基准宽度制V带的基准长度 L_{d0} ，有效宽度制V带按有效宽度制V带的有有效宽度 L_{d0} ，极限偏差及配组差分别选取相近的 L_{d0} 或 L_{d0}
实际中心距 a	mm	$a \approx a_0 + \frac{L_{d0} - L_{d0}}{2}$ 或 $a \approx a_0 + \frac{L_{d0} - L_{d0}}{2}$	普通V带和基准宽度制V带，安装时所需最小中心距： $a_{\min} = a - (2d + 0.009L_{d0})$ 补偿带长时，所需最大中心距： $a_{\max} = a + 0.02L_{d0}$ 有效宽度制V带中心距调整范围见有效宽度制V带实际中心距调整范围， a_2 见表补偿剖面尺寸

3、选小带轮数 z_1 和带轮直径 d_1 、 d_2

$$d_{d1} = 140 \text{ mm} \geq d_{\min} = 125 \text{ mm}$$

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = \frac{1450}{400} \times 140 \text{ mm} = 507.5 \text{ mm}$$

$$d_{d2} = 500 \text{ mm}$$

则实际传动比 i 、从动轮的实际转速分别为

$$i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{500}{140} = 3.57$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1450}{3.57} = 406 \text{ r/min}$$

从带轮的转速误差率为

$$(406-400)/400 = 1.5\%$$

4、校核带速 v

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1450}{60 \times 1000} m/s = 10.63 m/s$$

带速在5~25m/s范围内。

5、确定中心距 a 及带长 L_p

根据机器的结构要求，初定中心距 $a=1500\text{mm}$ 。

带长 L_0 为

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \\ &= [2 \times 1500 + \frac{\pi}{2}(140 + 500) + \frac{(500 - 140)^2}{4 \times 1500}] \text{mm} \\ &= 4026.9 \text{mm} \end{aligned}$$

由表8.4选取基准长度 $L_p = 4000\text{mm}$

因为轴间距可调整，则实际中心距 a 为

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = (1500 + \frac{4000 - 4026.9}{2}) \text{mm} = 1487 \text{mm}$$

中心距 a 的变动范围为：

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 1427 \text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 1607 \text{mm}$$

6. 校核小带轮包角

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{500 - 140}{1487} \times 57.3^\circ \\ &= 166.13^\circ \geq 120^\circ \end{aligned}$$

因为轴间距可调整，则实际中心距 a 为

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = (1500 + \frac{4000 - 4026.9}{2}) \text{mm} = 1487 \text{mm}$$

中心距 a 的变动范围为：

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 1427 \text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 1607 \text{mm}$$

6. 校核小带轮包角

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{500 - 140}{1487} \times 57.3^\circ \\ &= 166.13^\circ \geq 120^\circ \end{aligned}$$

普通V带的基准长度 L_d (GB/T 13575.1—1992)										mm		
基准 长度 L_d	型号			基准 长度 L_d			型号			基准 长度 L_d		
	Y	Z	A	Z	A	B	C	A	B	C	D	E
200	+			630	+	+		2000	+	+	+	
224	+			710	+	+		2240	+	+	+	
250	+			800	+	+		2500	+	+	+	
280	+			900	+	+	+	2800	+	+	+	+
315	+			1000	+	+	+	3150	+	+	+	
355	+			1120	+	+	+	3550	+	+	+	
400	+	+		1250	+	+	+	4000	+	+	+	
450	+	+		1400	+	+	+	4500	+	+	+	
500	+	+		1600	+	+	+	5000	+	+	+	
560	+	+		1800	+	+	+	5600	+	+	+	

注：1. 本表是根据GB/T 321—2005从优先数系R20常用数值中选取的基准长度系列，应优先采用。当表中基准长度 L_d 不能满足需要时，还可从表 普通V带的基准长度 L_d 的数值中选取。

2. 标记示例：

A 1400 GB/T 13575.1—1992
型号 基准长度, mm 标准号

B系列V带有4000mm长度的型号

7、确定V带根数 z

$$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0)K_a K_L}$$

根据 $d_{d1} = 140 \text{mm}, n_1 = 1450 \text{r/min}$ 查表8.10，用内插法得

$$P_0 = 2.47 + \frac{2.83 - 2.47}{1460 - 1200} (1450 - 1200) = 2.816 \text{mm}$$

取 $P_0 = 2.82 \text{k}$ ，得功率增量

$$\Delta P_0 = K_b n_1 (1 - \frac{1}{K_i})$$

查表8.18， $K_b = 2.6494 \times 10^{-3}$

根据传动比 $i = 3.57$ ，查表8.19得 $K_i = 1.1373$ ，则

$$\Delta P_0 = 2.6494 \times 10^{-3} \times 1450 (1 - \frac{1}{1.1373}) = 0.46 \text{kW}$$

普通V带的基准长度 L_d (GB/T 11544—1997)							mm		
型号							基准长度 L_d		
Y	Z	A	B	C	D	E			
基准长度 L_d									
200	405	630	930	1565	2740	4660			
224	475	700	1000	1760	3100	5040			
250	530	790	1100	1950	3330	5420			
280	625	890	1210	2195	3730	6100			
315	700	990	1370	2420	4080	6850			
355	780	1100	1560	2715	4620	7650			
400	820	1250	1760	2880	5400	9150			
450	1080	1430	1950	3080	6100	12230			
500	1330	1550	2180	3520	6840	13750			
	1420	1640	2300	4060	7620	15280			
	1540	1750	2500	4600	9140	16800			
		1940	2700	5380	10700				
		2050	2870	6100	12200				
		2200	3200	6815	13700				
		2300	3600	7600	15200				
		2480	4060	9100					
		2700	4430	10700					
			4820						
			5370						
			6070						

虽然手册中 L_d 没有 4000mm，不代表其它生产厂商没有

7、确定V带根数z

$$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

根据 $d_{d1} = 140\text{ mm}$, $n_1 = 1450\text{ r/min}$ 查表8.10, 用内插法得

$$P_0 = 2.47 + \frac{2.83 - 2.47}{1460 - 1200} (1450 - 1200) = 2.816\text{ mm}$$

取 $P_0 = 2.82\text{ k}$, 得功率增量

$$\Delta P_0 = K_b n_1 (1 - \frac{1}{K_i})$$

查表8.18, $K_b = 2.6494 \times 10^{-3}$

根据传动比 $i = 3.57$, 查表8.19得 $K_i = 1.1373$, 则

$$\Delta P_0 = 2.6494 \times 10^{-3} \times 1450 (1 - \frac{1}{1.1373}) = 0.46\text{ kW}$$

包角修正系数 K_a									
包角 $\alpha_1 / (^{\circ})$	180	175	170	165	160	155	150	145	140
K_a	1.00	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89
包角 $\alpha_1 / (^{\circ})$	135	130	125	120	115	110	105	100	90
K_a	0.88	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.69

带长修正系数 K_L												
基准 长度 L_d /mm	型 号			K_L	基准 长度 L_d /mm	型 号			K_L			
	Y	Z	K_L			A	B	C				
200	0.81	630	0.96	0.81	2000	1.03	0.98	0.88	6300	1.12	1.00	0.97
224	0.82	710	0.99	0.83	2240	1.06	1.00	0.91	7100	1.15	1.03	1.00
250	0.84	800	1.00	0.85	2500	1.09	1.03	0.93	8000	1.18	1.06	1.02
280	0.87	900	1.03	0.87	2800	1.11	1.05	0.95	9000	1.21	1.08	1.05
315	0.89	1000	1.06	0.89	3150	1.13	1.07	0.97	10000	1.23	1.11	1.07
355	0.92	1120	1.08	0.91	3550	1.17	1.09	0.99	11200	1.14	1.10	
400	0.96	1250	1.11	0.93	4000	1.19	1.13	1.02	12500	1.17	1.12	
450	1.00	1400	1.14	0.96	4500	1.15	1.04	0.93	14000	1.20	1.15	
500	1.02	1600	1.16	0.99	5000	1.18	1.07	0.96	16000	1.22	1.18	
560	0.94	1800	1.18	1.01	5600							

查得长度修正系数 $K_L = 1.13\text{ mm}$, 包角系数

$$K_\alpha = 0.97\text{ mm}$$

得普通V带的根数

$$z = \frac{13}{(2.82 + 0.46) \times 0.97 \times 1.13} = 3.62$$

圆整得 $z = 4$ 根。

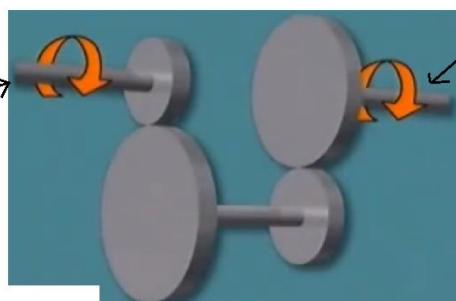
8. 确定初拉力 F_0 及带轮轴上的压力 F_Q

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) P_c}{K_\alpha z v} + q v^2 \quad \text{N}$$

$$= 260.33\text{ N}$$

齿轮设计基础

1. 齿轮主要有一个传动比(转速比)和扭矩之间的关系



2. 齿轮输入轴就是连接电机的轴, 比如这个轴

3. 齿轮输出轴, 就是连接负载的轴, 一般只有加了多级齿轮传动的结构才有输入输出轴的说法, 如果是直接接在电击上的物体就没有输入输出轴这种东西。

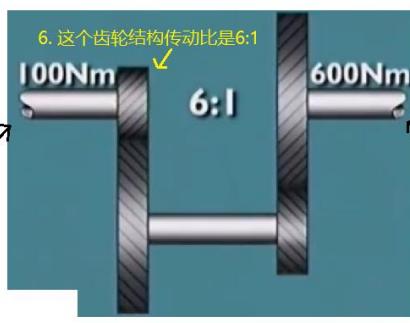


2:1

3:1

14 Driver

7. 100Nm牛米的意思就是, 电机输出100Nm的力矩到输入轴, 但是速度很快。

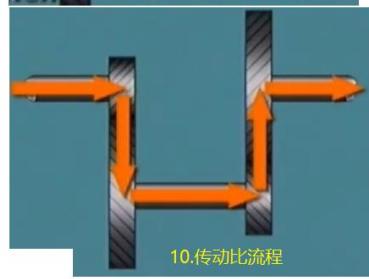


6:1

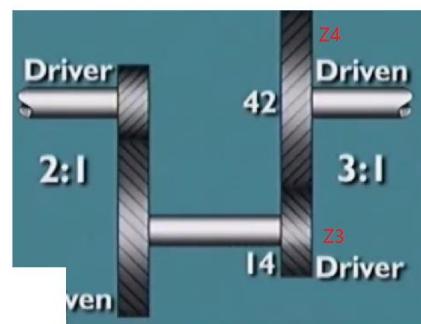
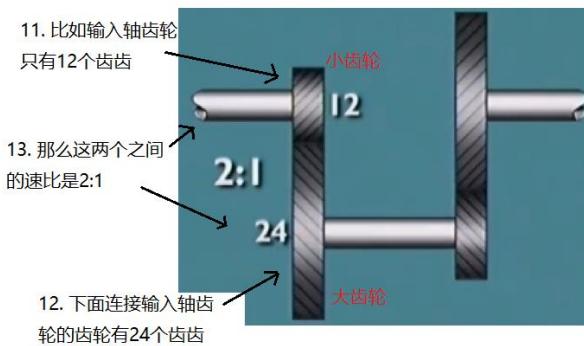
600Nm

8. 但是经过齿轮传动之后, 输出轴的转速反而降低了6倍。但是扭矩提升了6倍。

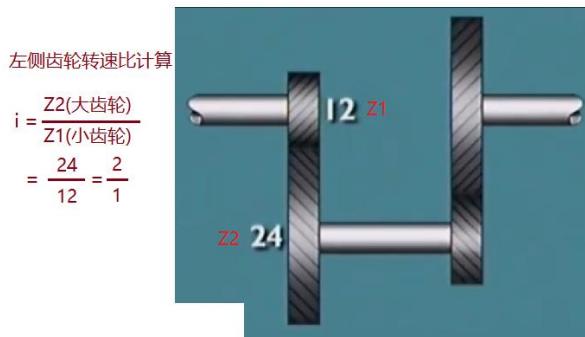
9. 所以用电机拖动重物的时候, 不一定要更换电机功率, 只需改变齿轮传动比, 一样的可以实现拖动重物。



10. 传动比流程



右齿轮传动比计算
 $i = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{42}{14} = 3$



13. 计算出两侧齿轮传动比之后，从输入轴到输出轴传动比是多少呢？

输出轴到输出轴传递比 $i = \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{2}{1} \times \frac{3}{1} = \frac{6}{1}$

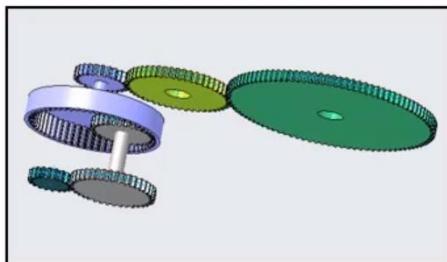
传动比6:1，意思就是输入轴如果1分钟转6圈，输出轴1分钟只转一圈。

齿轮系基本类型

定轴齿轮系和周转齿轮系是齿轮系统两大基本类型，第三种类型就是这两种齿轮系的组合等...

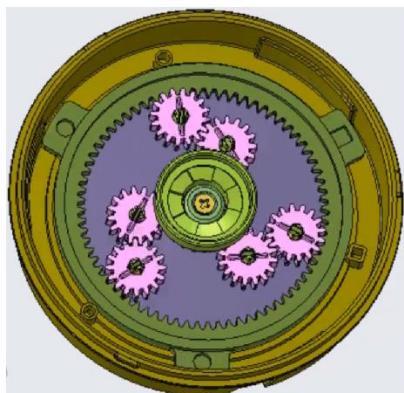
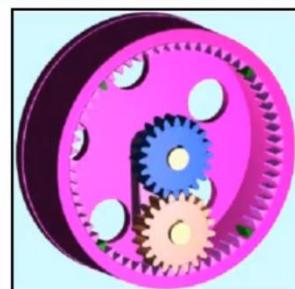
1. 定轴齿轮系：

当齿轮系运转时，所有齿轮的几何轴线相对于机构的位置均固定不变

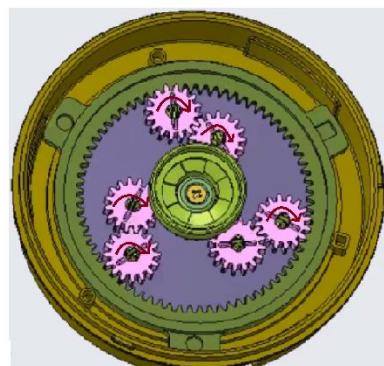


2 周转齿轮系：

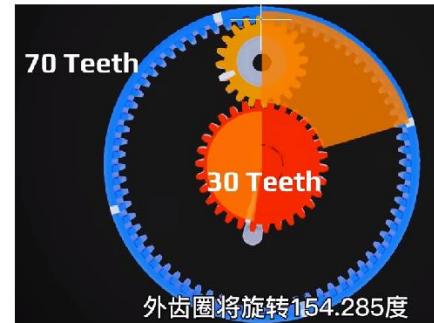
当齿轮系运转时，至少有一个齿轮的几何轴线相对于机架的位置不固定，而是绕某一固定轴线回转



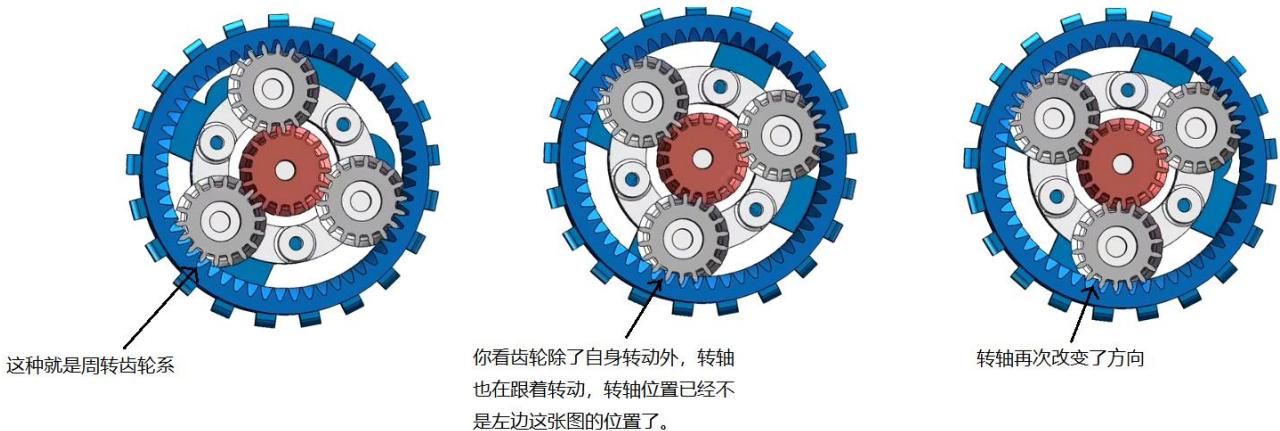
这就是定轴齿轮系



定轴齿轮就是，这些小齿轮大齿轮转动轴是固定在某个位置不动的，齿轮上在转动轴上旋转。但是转动轴位置不偏移。

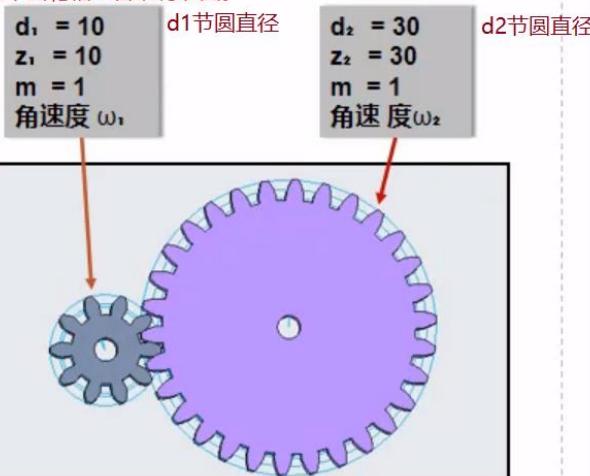


这种行星齿轮也是定轴齿轮系



直齿圆柱齿轮结构设计参数

d 是节圆，对于单个齿轮来说是没有节圆的，但是对于两个齿轮相结合就有节圆。



目录

CONTENTS

直齿圆柱齿轮啮合条件：

1. 齿轮模数相等
2. 齿轮压力角相等

直齿圆柱齿轮中心距算法：

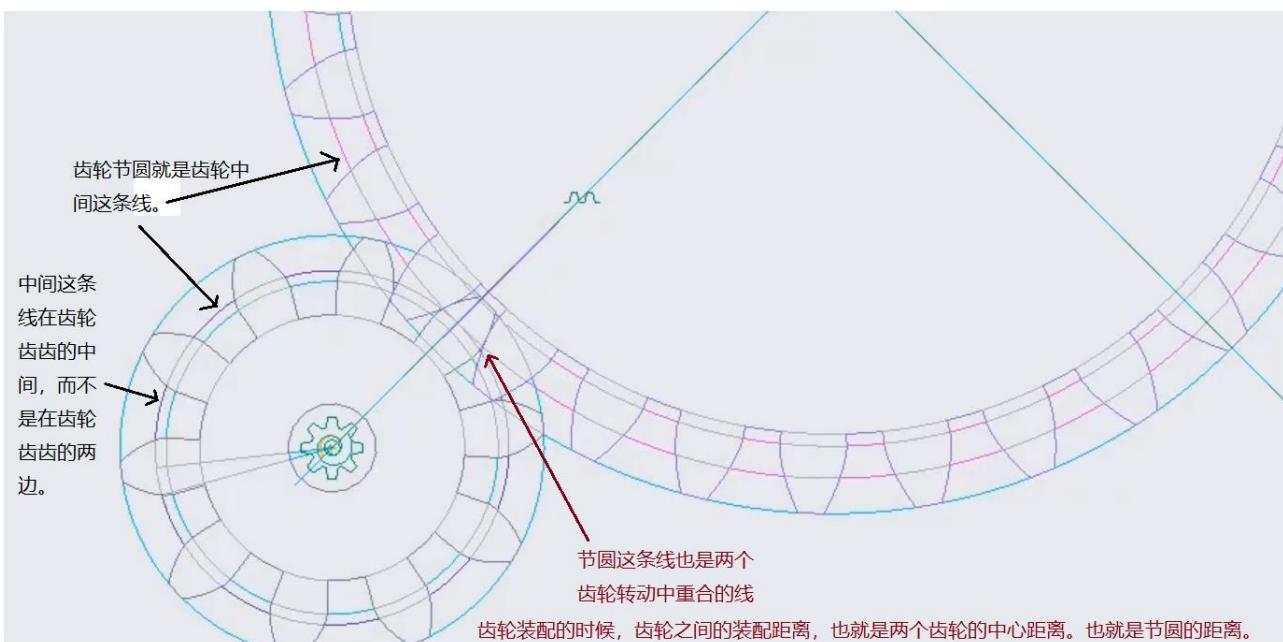
1. 齿轮中心距= $(d_1+d_2)/2$; (d 为分度圆直径)
2. 齿轮中心距= $m(z_1+z_2)/2$ (z 为齿轮齿数)

传动比 (i) 计算方法：

1. $i = z_2 / z_1 = 30/10 = 3:1$
2. $i = \omega_1 / \omega_2 = 3:1$

角速度：

假设某质点做圆周运动，在 Δt 时间内转过的角为 $\Delta\theta$ ， $\Delta\theta$ 与 Δt 的比值，描述了物体绕圆心运动的快慢，这个比值叫做角速度，用符号 ω 表示： $\omega = \Delta\theta / \Delta t$



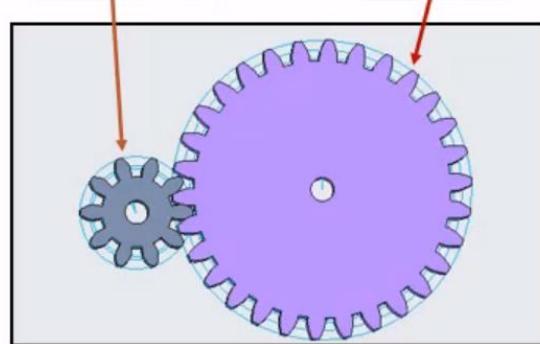
直齿圆柱齿轮结构设计参数

Z是齿轮的齿数

m是齿轮的模数

$d_1 = 10$
 $z_1 = 10$
 $m = 1$
角速度 ω_1

$d_2 = 30$
 $z_2 = 30$
 $m = 1$
角速度 ω_2



目录

CONTENTS

直齿圆柱齿轮啮合条件：

1. 齿轮模数相等
2. 齿轮压力角相等

直齿圆柱齿轮中心距算法：

1. 齿轮中心距= $(d_1+d_2)/2$, (d为节圆直径)
2. 齿轮中心距= $m(z_1+z_2)/2$ (z为齿轮齿数)

传动比 (i) 计算方法：

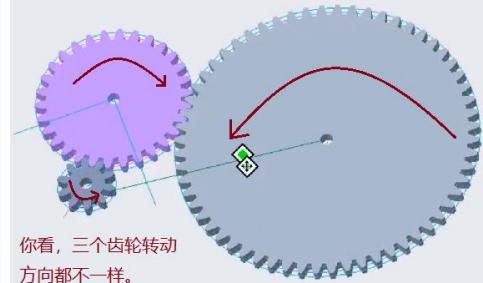
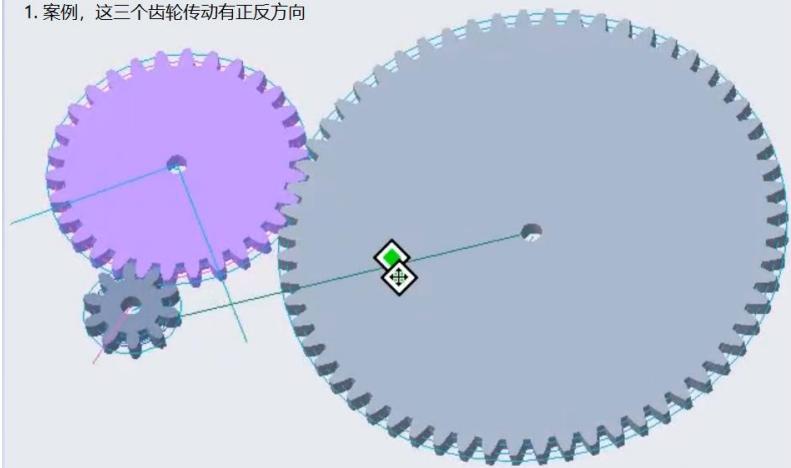
1. $i = z_2 / z_1 = 30/10 = 3:1$
2. $i = \omega_1 / \omega_2 = 3:1$

角速度：

假设某质点做圆周运动，在 Δt 时间内转过的角为 $\Delta\theta$ ， $\Delta\theta$ 与 Δt 的比值，描述了物体绕圆心运动的快慢，这个比值叫做角速度，用符号 ω 表示：
 $\omega = \Delta\theta / \Delta t$

$\Delta\theta$ 在单位时间内齿轮转过的角度。就是角速度

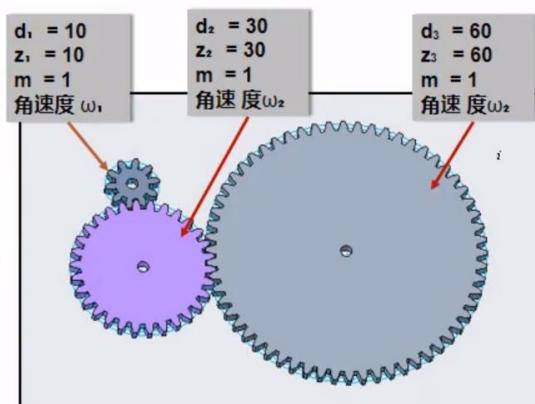
1. 案例，这三个齿轮传动有正反方向



你看，三个齿轮转动方向都不一样。

2. 外啮合齿轮，相互转动方向是相反的。

3. 内啮合齿轮，相互转动方向是一样的。



补充一下，最后发现小齿轮和最大的大齿轮转动方向是一致的。

简单传动比 (i_{13}) 计算方法

$$1. i_{12} = z_2 / z_1 = 30/10 = 3:1 \quad 1. i_{12} = -z_2 / z_1 = -30/10 = 3:1$$

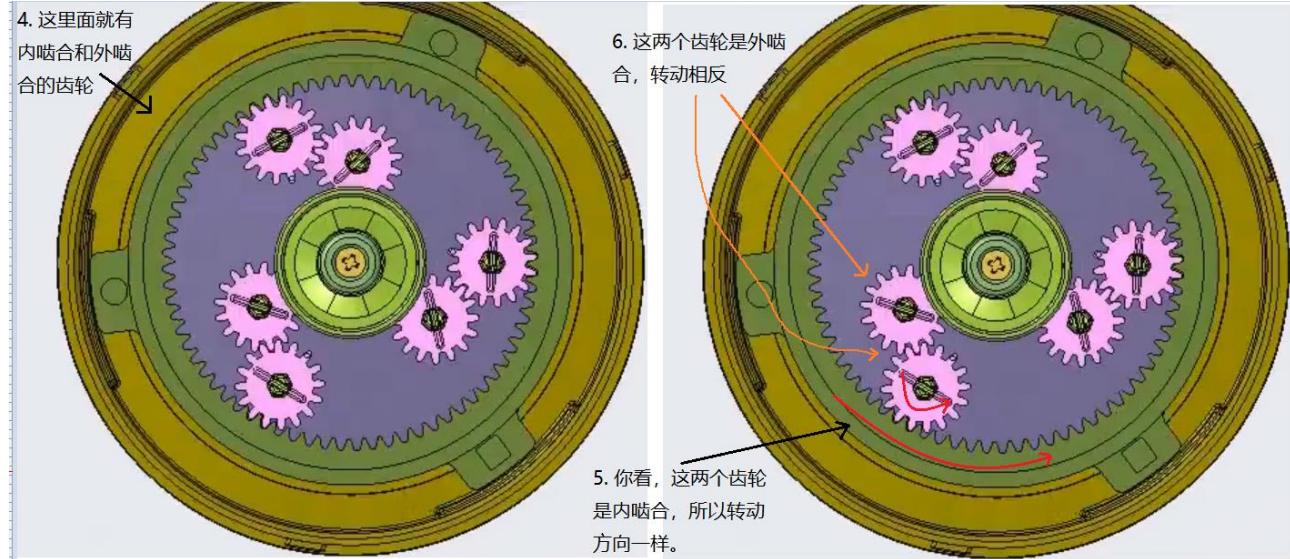
$$2. i_{23} = z_3 / z_2 = 60/30 = 2:1 \quad 2. i_{23} = -z_3 / z_2 = -60/30 = 2:1$$

内啮合传动比

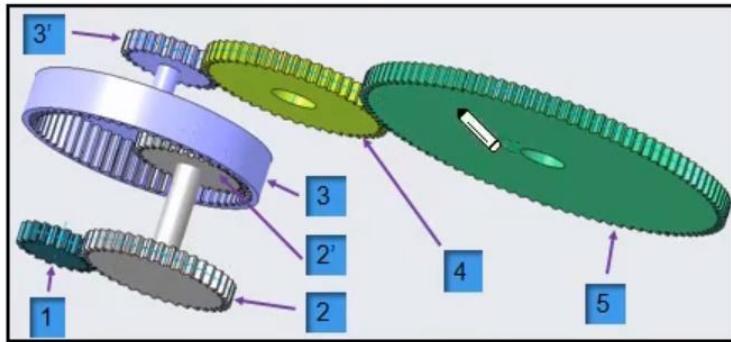
外啮合传动比

$$\begin{aligned} i_{13} &= i_{12} \times i_{23} \\ &= (3:1) \times (2:1) \\ &= 6:1 \text{ 内啮合} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i_{13} &= -i_{12} \times -i_{23} \\ &= -(3:1) \times -(2:1) \\ &= 6:1 \text{ 外啮合} \end{aligned}$$



传动比实例计算



齿轮参数

- 1. 齿数20 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径40
- 2. 齿数40 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径80
- 2'. 齿数30 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径60
- 3. 齿数60 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径120
- 3'. 齿数25 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径50
- 4. 齿数50 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径100
- 5. 齿数100 , 模数2 , 压力角20° , 分度圆直径200

计算过程

$$i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20}$$

$$i_{2'3} = \frac{z_3}{z_{2'}} = \frac{60}{30}$$

$$i_{3'4} = -\frac{z_4}{z_{3'}} = -\frac{50}{25}$$

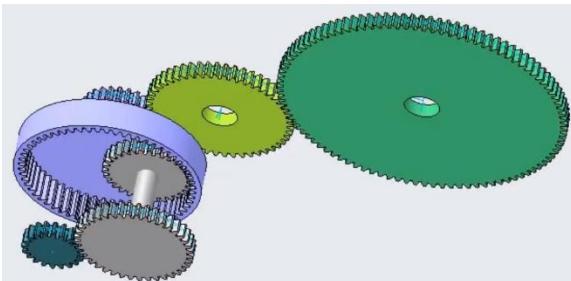
$$i_{12} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{100}{50}$$

$$i_{15} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \times \left(\frac{z_3}{z_{2'}}\right) \times \left(-\frac{z_4}{z_{3'}}\right) \times \left(-\frac{z_5}{z_4}\right)$$

$$i_{15} = \left(-\frac{40}{20}\right) \times \frac{60}{30} \times \left(-\frac{50}{25}\right) \times \left(-\frac{100}{50}\right)$$

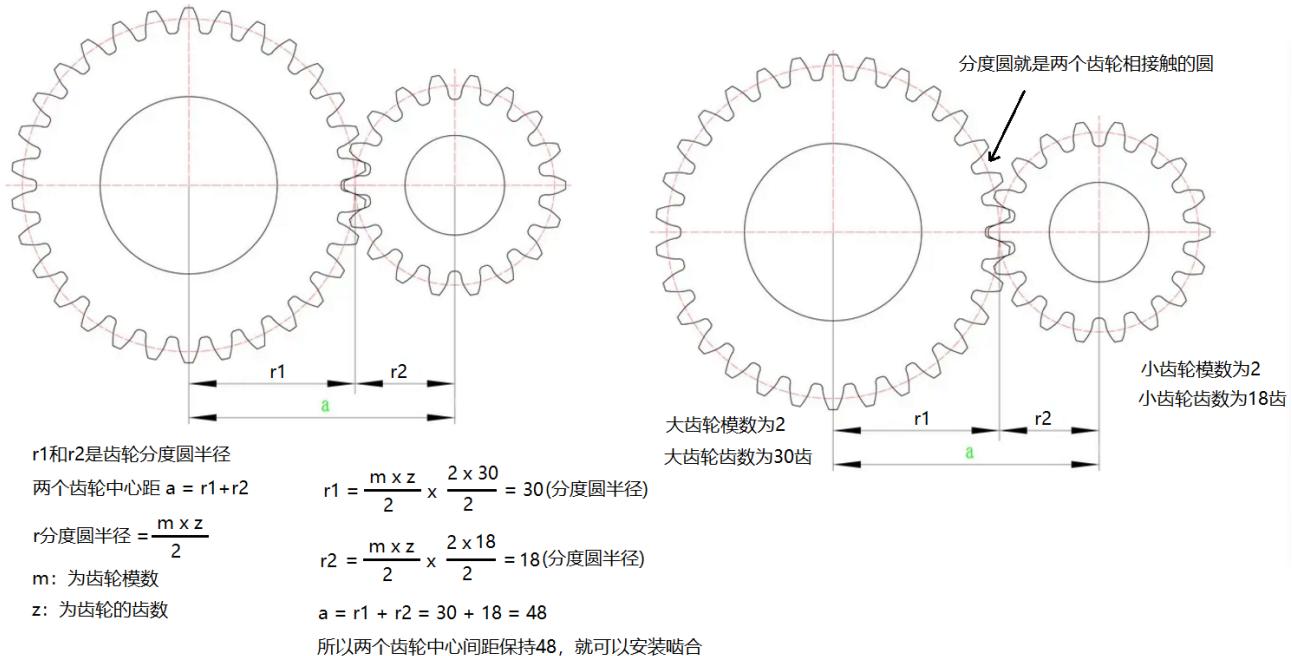
$$i_{15} = -\frac{16}{1}$$

1. 所有齿轮要保证齿轮之间相互传递, 那么所有齿轮模数和压力角必须相等。



齿轮啮合中心距计算，也就是两个齿轮结合的安装距离计算

当两个齿轮啮合时，可以认为是两个齿轮的节圆相切，如果这两个齿轮是标准齿轮并且安装时没有误差，便可以认为节圆和分度圆相重合，因此计算齿轮啮合时的中心距，只需要分别计算出两个齿轮的分度圆半径即可



以上是直齿轮啮合时的中心距计算方法，如果遇到两个斜齿轮啮合时，需要将得到的结果再除以斜齿轮螺旋角的余弦，例如斜齿轮的螺旋角是 $19^{\circ}31'42''$ ，则需要将算到的中心距再除以 $\cos 19^{\circ}31'42''$ ，即可得到斜齿轮的中心距。

齿轮与齿条安装距离计算

2. 齿轮齿条传动

$$v = n_1 \pi d_1 = n_1 \pi m z_1$$

$$L = \pi d_1 = \pi m z_1$$

v—齿条的移动速度, mm/min

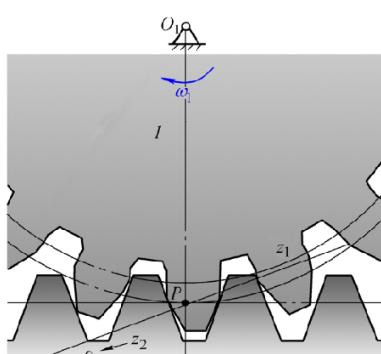
n_1 —齿轮的转速, r/min

d_1 —齿轮分度圆直径, mm

m—齿轮的模数, mm

z_1 —齿轮的齿数

L—齿轮每回转一周齿条的移动距离



齿条的移动速度:

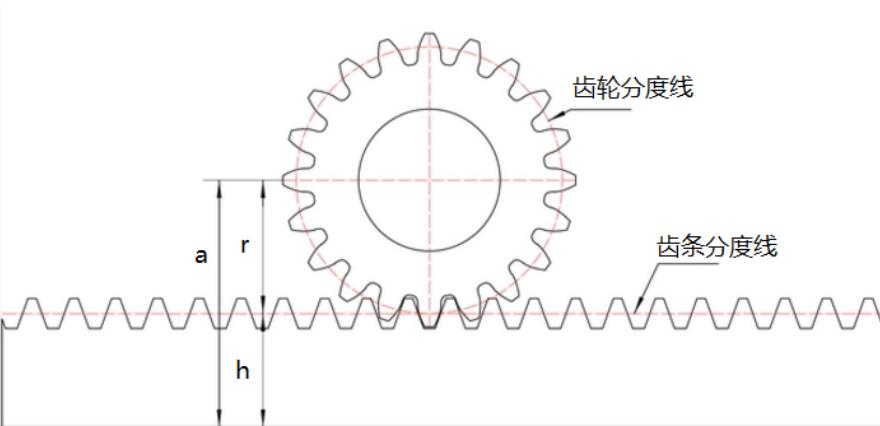
$$v = n \pi d = n \pi m z \quad v \text{的单位是mm/min}$$

$$v = \frac{n \pi d}{1000 \times 60} \quad v \text{的单位是m/s}$$

齿轮回转一周，齿条移动的距离

$$L = \pi d = \pi m z$$

齿轮和齿条啮合的中心距计算



齿轮齿条啮合时的中心距是指齿轮的中心到齿条底面的距离，也就是图中的 $a=h+r$

其中 r 是齿轮的分度圆半径

用公式 $r=m \times z \div 2$ 可得（ m 为齿轮模数， z 为齿轮齿数）

h 是齿条底部到齿条的分度线的距离，对于标准品齿条来说，不同模数的 h 值都是固定的，如下表所示：

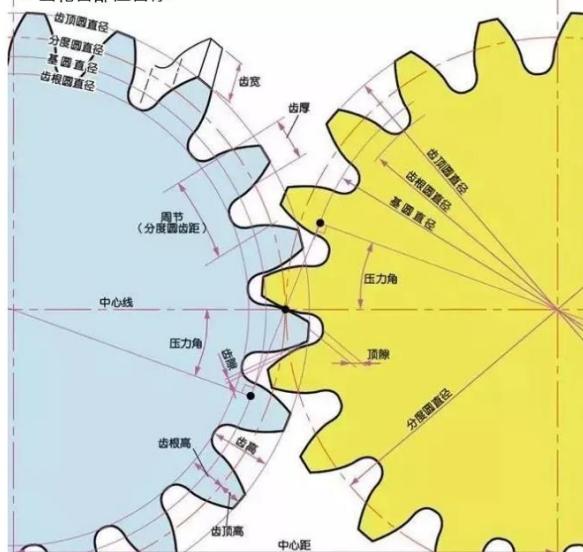
模数	2	3	4	5	6
h	22	26	35	34	43

对于非标齿条来说，可以用齿条的总高度减去齿条的模数，就可以得到 h 的值。

所以，只要求出 a ，齿轮中心距齿条底边距离即可安装。

齿轮选型基础参数

1. 齿轮各部位名称



2. 表示轮齿的大小的术语是模数

m 、 $m3$ 、 $m8$...被称为模数1、模数3、模数8。模数是全世界通用的称呼，使用符号 m （模数）和数字（毫米）来表示轮齿的大小，数字越大，轮齿也越大。

另外，在使用英制单位的国家（比如美国），使用符号（径节）及数字（分度圆直径为1英寸的齿轮的齿数）来表示轮齿的大小。比如：DP24、DP8等。还有使用符号（周节）和数字（毫米）来表示轮齿大小的比较特殊的称呼方法，比如CP5、CP10。

模数乘以圆周率即可得到齿距（ p ），齿距是相邻两齿间的长度。

$$\text{齿距 } p = \text{圆周率} \times \text{模数} = \pi m$$

（计算公式）：

标准直齿轮

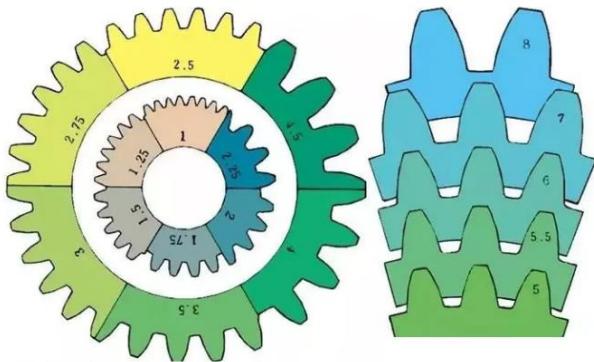
$$\text{齿顶圆直径} = \text{模数} \times (\text{齿数} + 2)$$

$$\text{分度圆直径} = \text{模数} \times \text{齿数}$$

斜齿轮计算公式

$$\text{齿顶圆直径} = (\text{模数} \times \text{齿数}) / \cos \beta + 2 \times \text{模数}$$

不同模数的轮齿大小对比：



4) 齿高与齿厚

轮齿的高度由模数 (m) 来决定。



5) 齿轮的直径

决定齿轮大小的参数是齿轮的分度圆直径 (d)。以分度圆为基准，才能定出齿距、齿厚、齿高、齿顶高、齿根高。

分度圆直径 $d=zm$

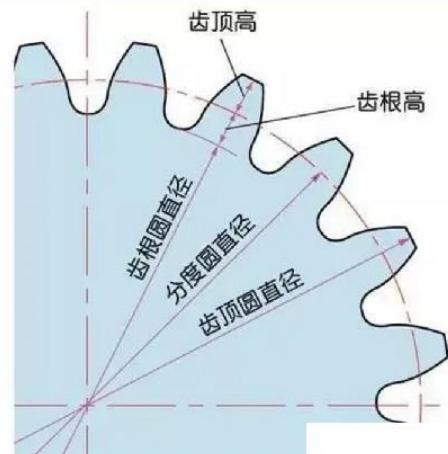
齿顶圆直径 $da=d+2m$

齿根圆直径 $df=d-2.5m$

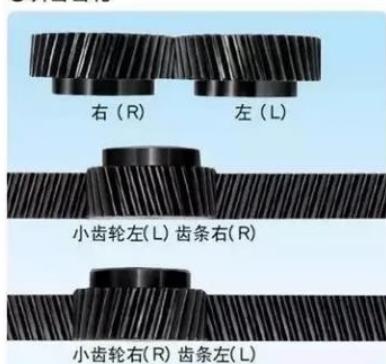
分度圆在实际的齿轮中是无法直接看到的，因为分度圆是为了决定齿轮的大小而假设的圆。

8) 螺旋方向与配合

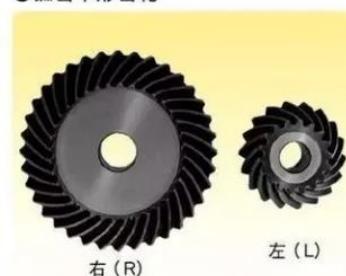
斜齿齿轮、弧齿伞形齿轮等，轮齿呈螺旋状的齿轮，螺旋方向和配合是一定的。螺旋方向是指当齿轮的中心轴指向上下，从正面看上去时，轮齿的方向指向右上的是[右旋]，左上的是[左旋]。各种齿轮的配合如下所示。



●斜齿齿轮



●弧齿伞形齿轮

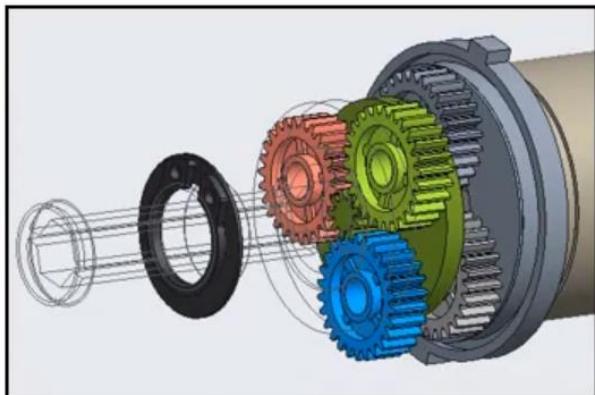


减速电机应用

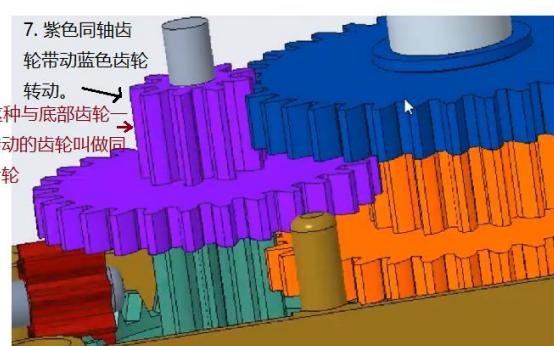
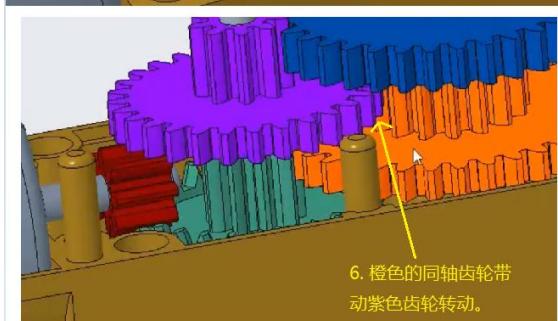
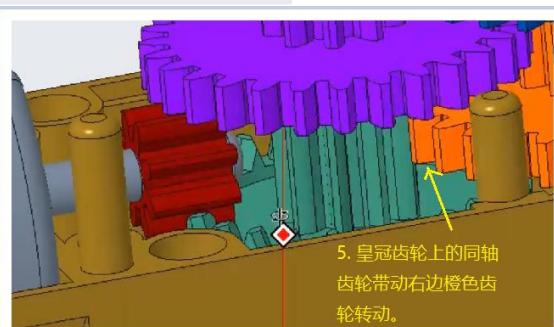
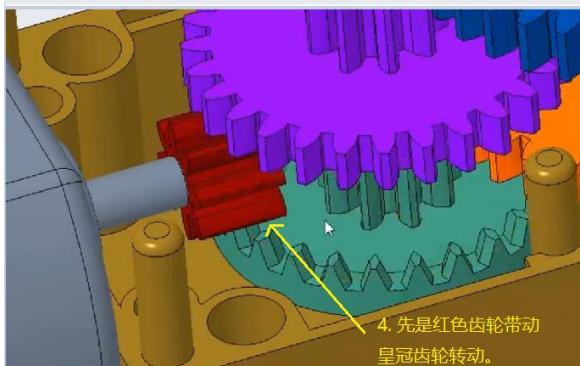
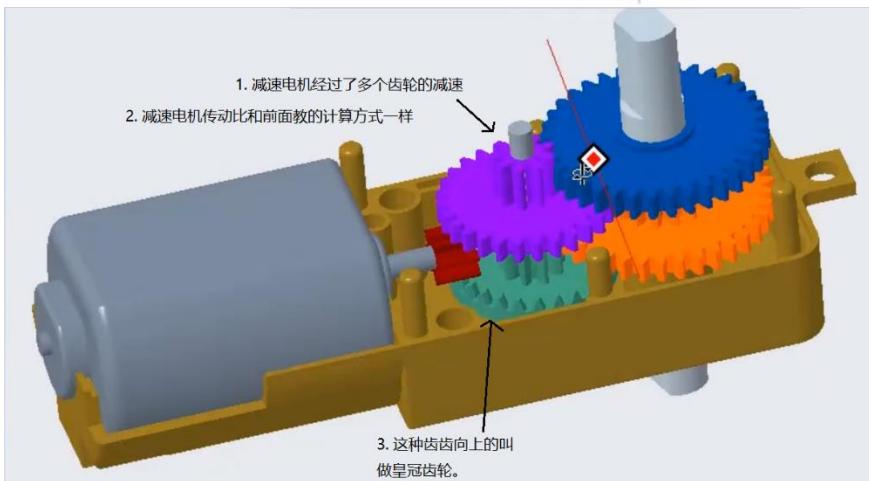
减速电机原理与应用



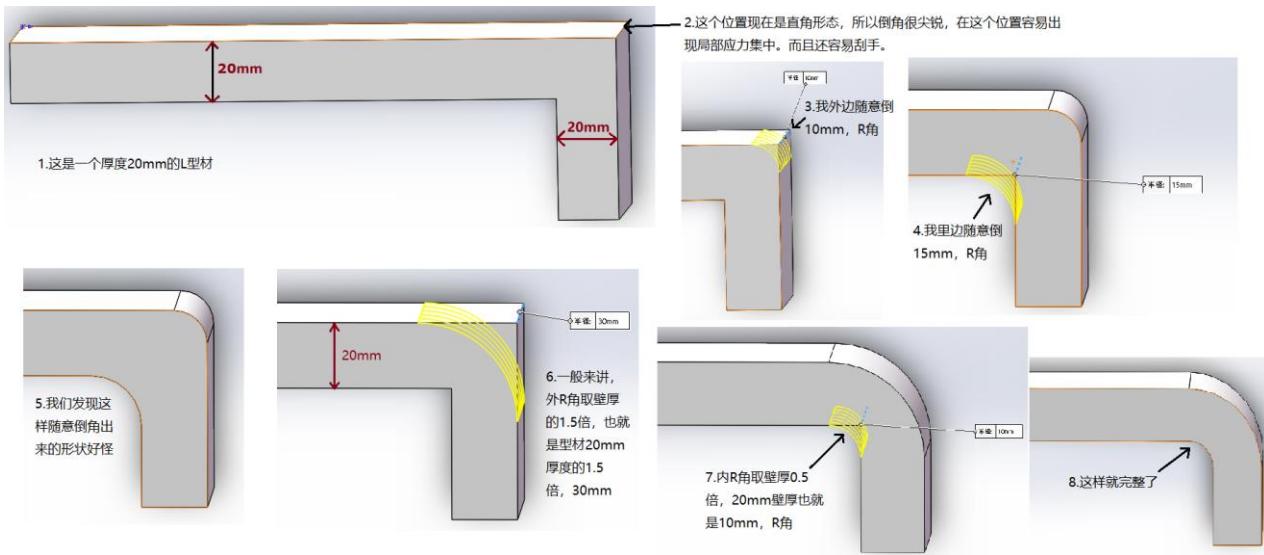
减速电机1:20



减速电机1:120

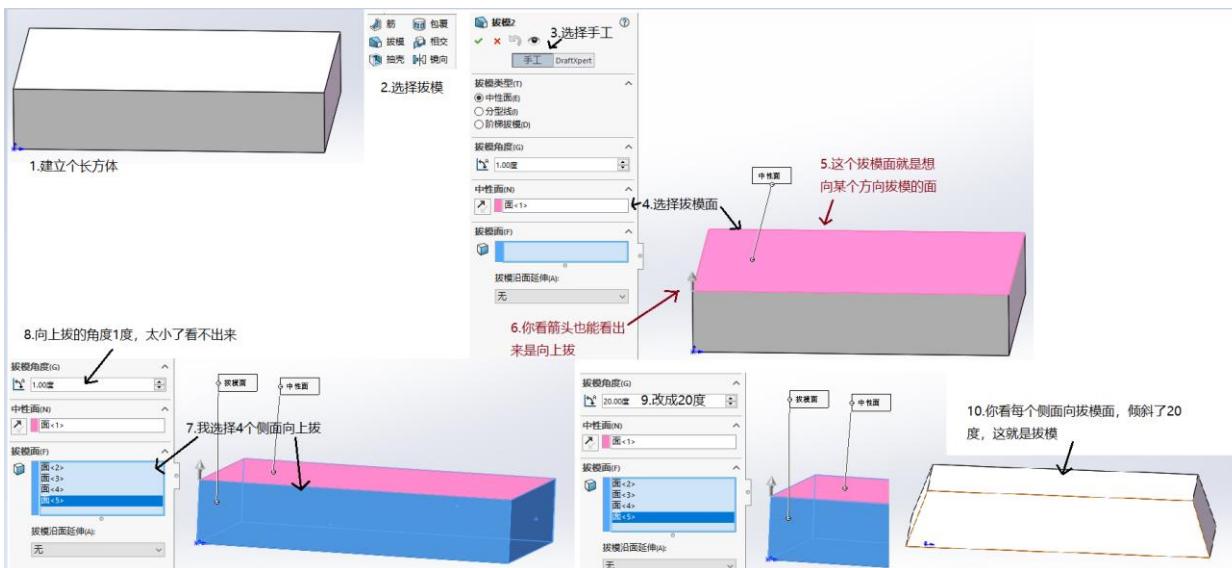


产品外观结构，倒 R 角尺寸规则

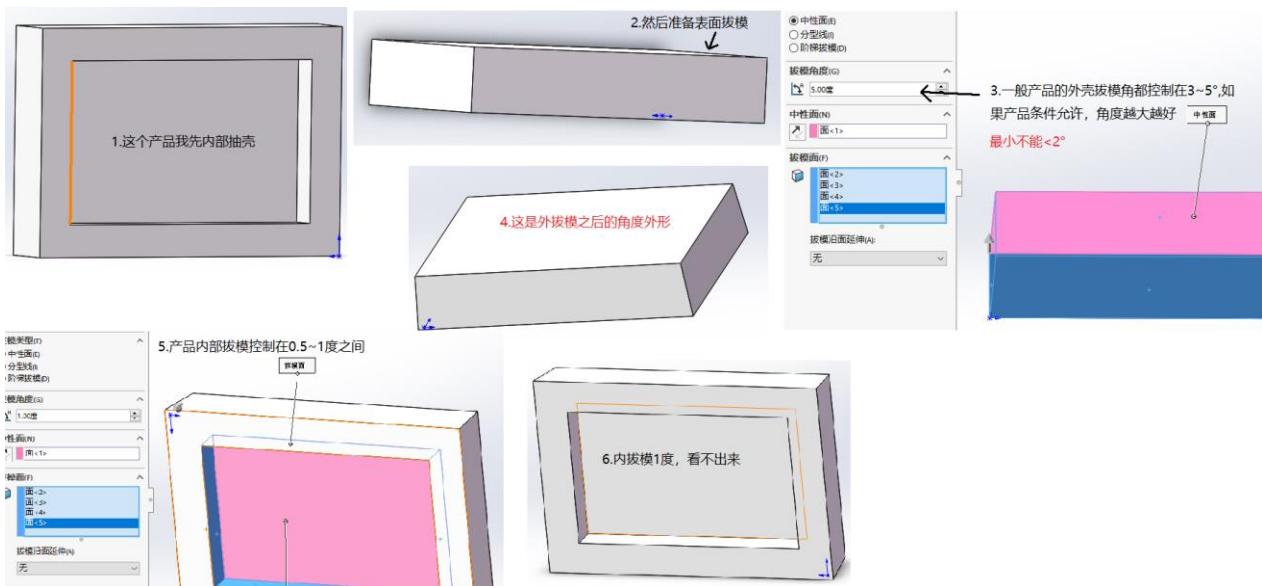


产品外观结构，拔模角

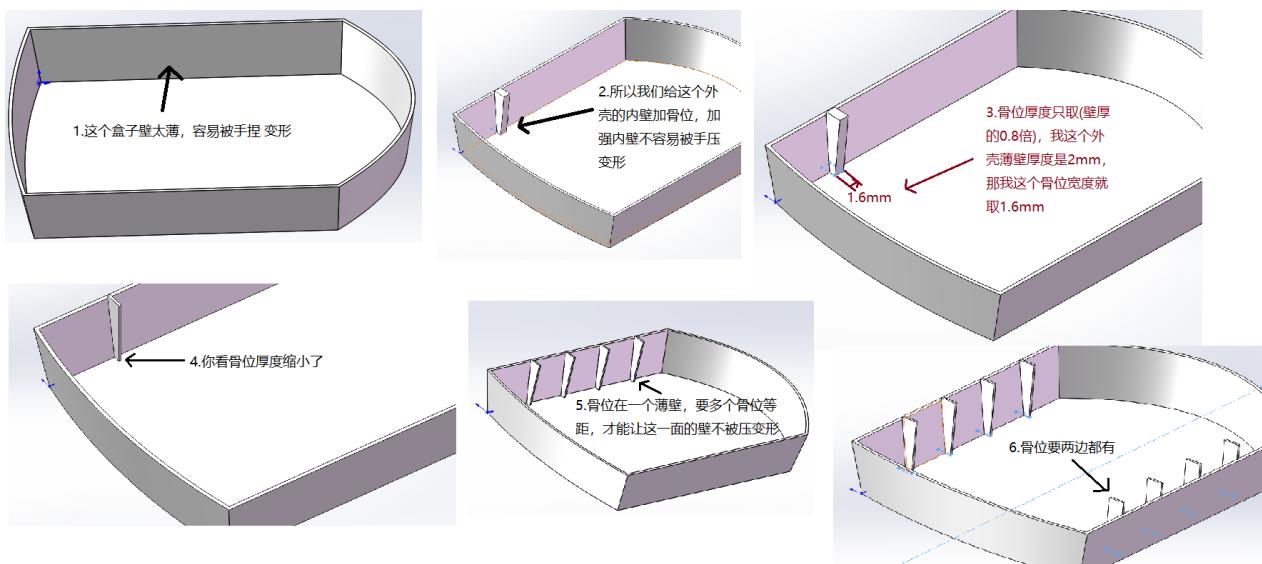
solidworks 拔模使用



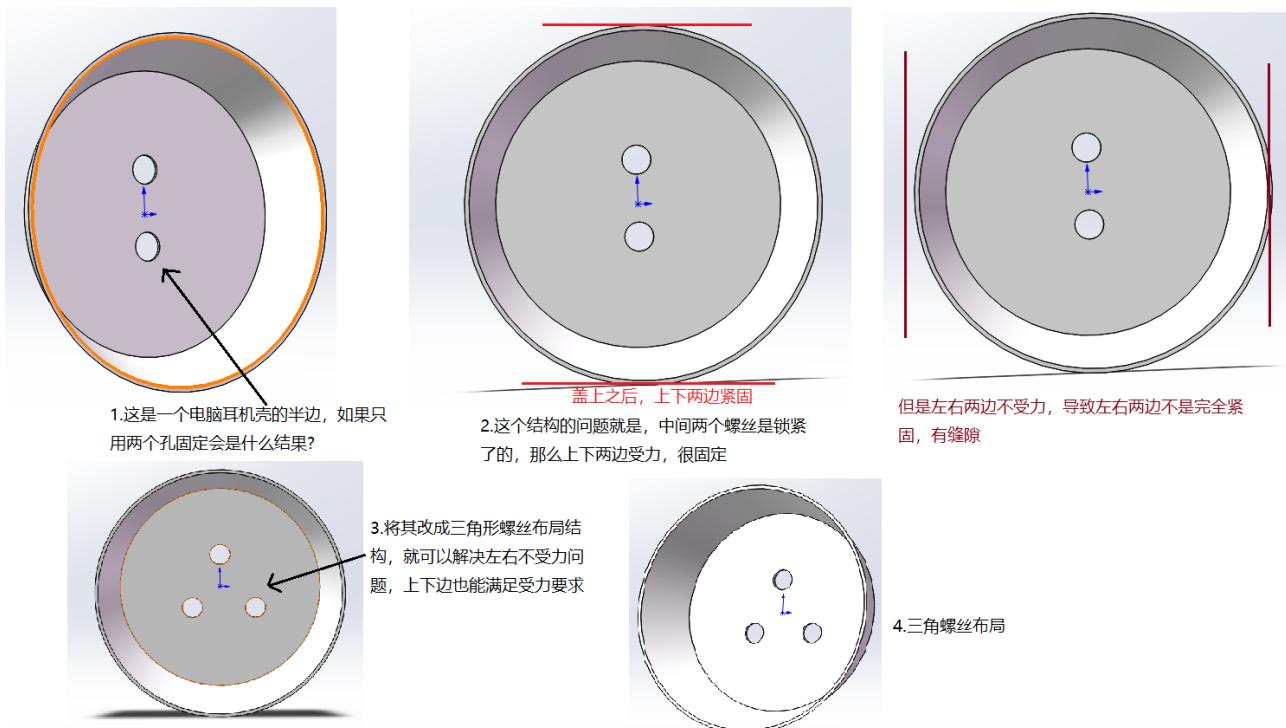
产品设计的时候，拔模斜度多少合理？



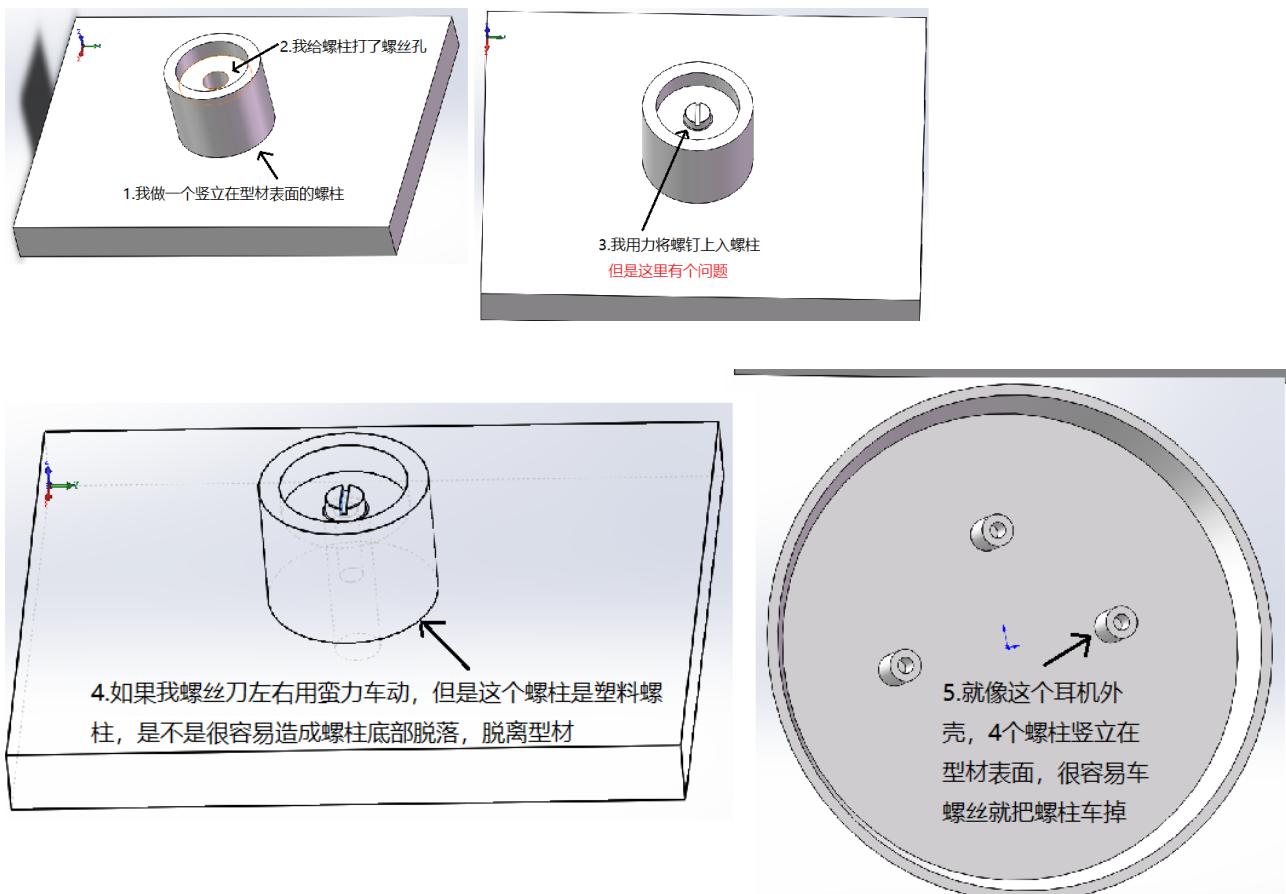
产品外观结构，骨位(类似加强筋)

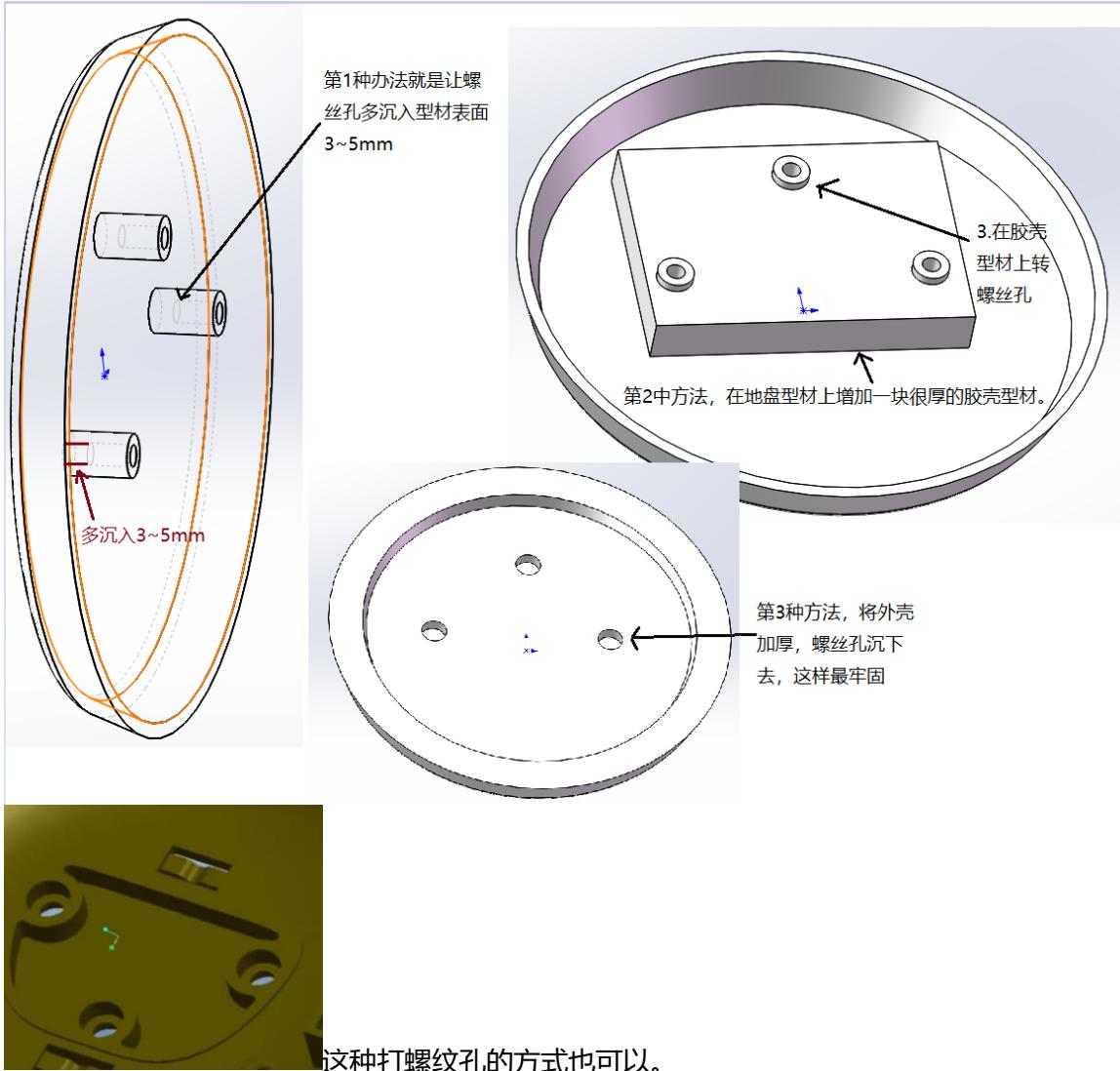


耳机/圆盘结构类型的三角螺丝布局固定法



螺柱牢固设计方法





螺丝，塑胶螺丝柱设计

常用三角螺纹螺距（粗牙、细牙）对照表

螺纹 ^o	粗牙 ^o	细牙 ^o
M1 ^o	0.25 ^o	0.2 ^o
M1.1 ^o	0.25 ^o	0.2 ^o
M1.6 ^o	0.35 ^o	0.2 ^o
M2 ^o	0.4 ^o	0.25 ^o
M2.5 ^o	0.45 ^o	0.35 ^o
M3 ^o	0.5 ^o	0.35 ^o
M4 ^o	0.7 ^o	0.5 ^o
M5 ^o	0.8 ^o	0.5 ^o
M6 ^o	1 ^o	0.75, (0.5) ^o
M8 ^o	1.25 ^o	1, 0.75, (0.5) ^o
M10 ^o	1.5 ^o	1.25, 1, 0.75, (0.5) ^o
M12 ^o	1.75 ^o	1.5, 1.25, 1, (0.75), (0.5) ^o
(M14) ^o	2 ^o	1.5, 1.25, 1, (0.75), (0.5) ^o
M16 ^o	2 ^o	1.5, 1.25, 1, (0.75), (0.5) ^o
(M18) ^o	2.5 ^o	2, 1.5, 1.25, 1, (0.75), (0.5) ^o
M20 ^o	2.5 ^o	2, 1.5, 1.25, 1, (0.75), (0.5) ^o
(M22) ^o	2.5 ^o	2, 1.5, 1.25, 1, (0.75), (0.5) ^o
M24 ^o	3 ^o	2, 1.5, 1, (0.75) ^o
(M27) ^o	3 ^o	2, 1.5, 1, (0.75) ^o
M30 ^o	3.5 ^o	3, 2, 1.5, 1, (0.75) ^o
(M33) ^o	3.5 ^o	(3), 2, 1.5, 1, (0.75) ^o

- 一般买的标准螺丝，螺纹都是粗牙螺纹，粗牙螺纹的螺距是固定死的，不同直径的螺丝对应一个固定的螺距，不会有变动。
- 但是细牙螺丝，螺纹有多个螺距，所以做细牙螺纹孔时，必须在图纸上给出螺距，如果不在图纸上标注，默认就是粗牙螺纹。
- ABS, PC等塑胶外壳一般使用自攻螺丝，三角牙自攻螺丝，异形自攻螺丝，来做结构固定。

螺纹孔是根据螺丝尺寸来设计的，螺纹孔设计规则如下

<p>頭部直徑 D</p>	平尾	3.1~5.0	0	-0.30
		5.1~10.0	0	-0.40
		螺絲規格	頭徑	上公差
		1.0	1.8	0.05
		1.2	2.0	0.05
		1.4	2.0	-0.20
		2.3	0.05	-0.20
		2.5	0.05	-0.20
	P頭	1.7	2.3	0.05
		2.5	0.05	-0.14
如果螺紋孔d直徑= 2.0 那麼D直徑=				
3.5 0 -0.40				
2.3 4.0 0 -0.40				
2.5,2.6 4.5 0 -0.40				
3.0 5.5 0 -0.50				
1.2 1.8 0.05 -0.10				

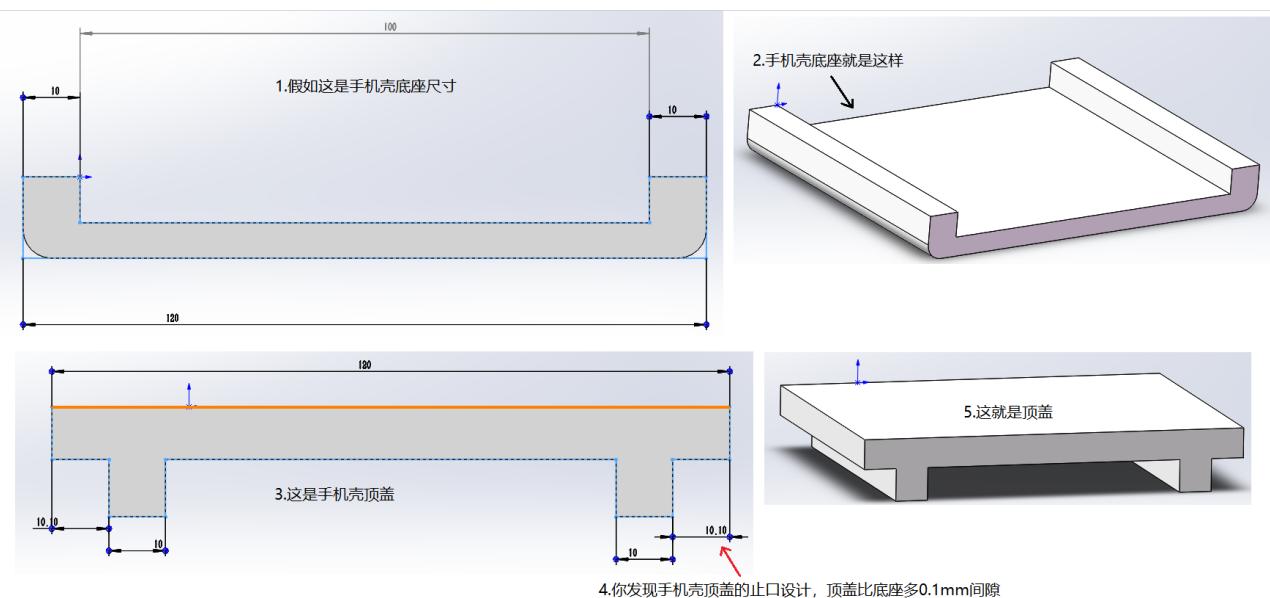
以下是塑料螺丝设计规格

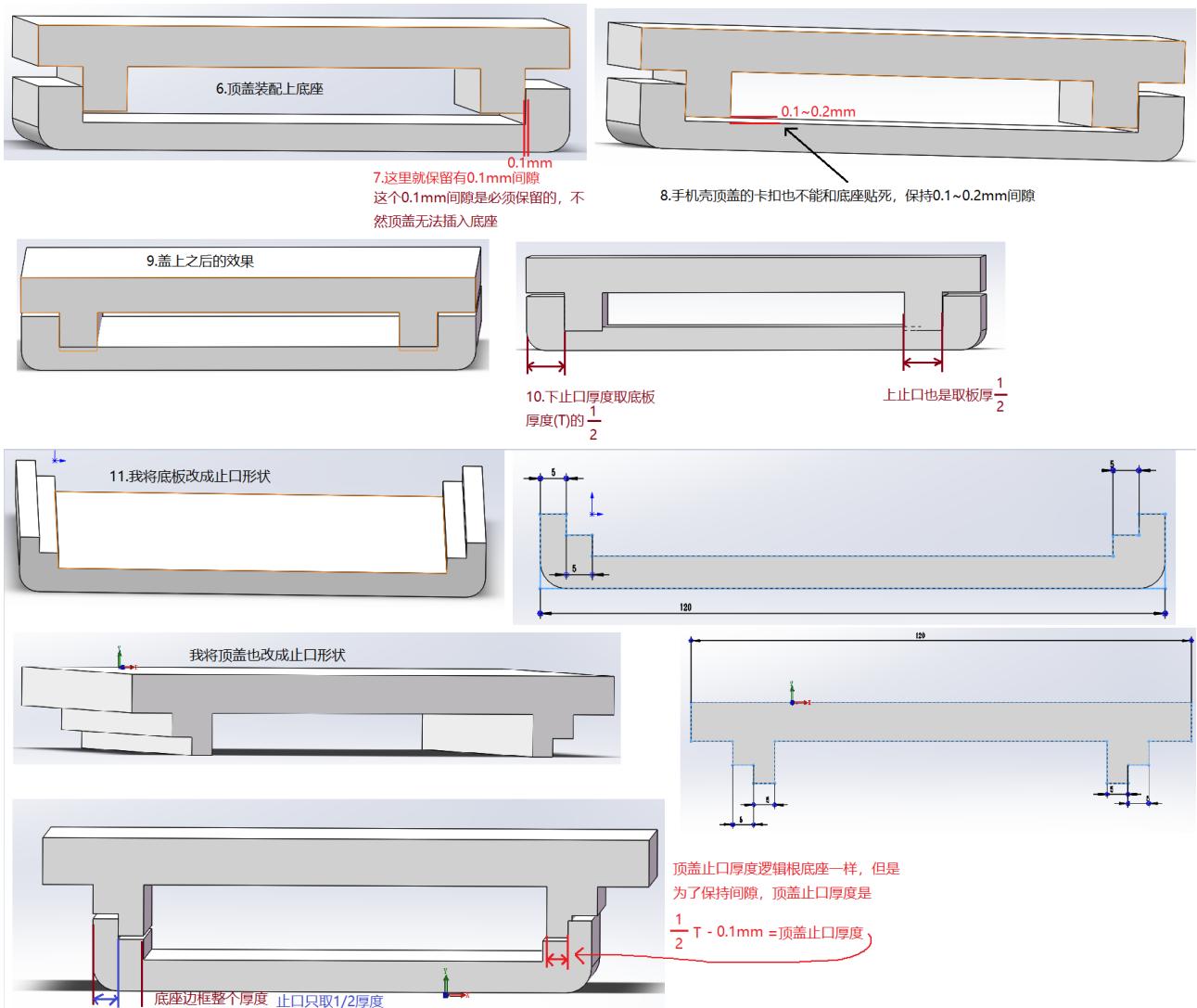
胶件螺孔设计尺寸一般要求。																								
发现没有，螺纹孔直径绝对是比螺丝小的																								
螺丝规格		普通牙螺丝						快牙螺丝																
孔径要求	螺丝规格	Φ 2.0 ^{+0.05}	Φ 2.3 ^{+0.05}	Φ 2.6 ^{+0.05}	Φ 2.8 ^{+0.05}	Φ 3.0 ^{+0.05}	Φ 3.5 ^{+0.05}	孔径	Φ 2.0 ^{+0.05}	Φ 2.3 ^{+0.05}	Φ 2.6 ^{+0.05}	Φ 2.8 ^{+0.05}	Φ 3.0 ^{+0.05}	Φ 3.5 ^{+0.05}	孔径	螺丝规格								
ABS ^{+0.05}	1.70	+0.05	1.90	+0.05	2.20	+0.05	2.40	+0.05	2.50	+0.05	2.90	+0.05	1.60	+0.05	1.90	+0.05	2.10	+0.05	2.30	+0.05	2.50	+0.05	2.90	+0.05
HIPS ^{+0.05}	1.70	+0.05	1.90	+0.05	2.20	+0.05	2.40	+0.05	2.50	+0.05	2.90	+0.05	1.60	+0.05	1.90	+0.05	2.10	+0.05	2.30	+0.05	2.50	+0.05	2.90	+0.05
PC ^{+0.05}	1.70	+0.05	2.00	+0.05	2.30	+0.05	2.40	+0.05	2.60	+0.05	3.00	+0.05	1.60	+0.05	1.90	+0.05	2.20	+0.05	2.40	+0.05	2.60	+0.05	3.00	+0.05
SAN ^{+0.05}	1.70	+0.05	2.00	+0.05	2.30	+0.05	2.40	+0.05	2.60	+0.05	3.00	+0.05	1.60	+0.05	1.90	+0.05	2.20	+0.05	2.40	+0.05	2.60	+0.05	3.00	+0.05
POM ^{+0.05}	1.60	+0.05	1.80	+0.05	2.10	+0.05	2.30	+0.05	2.40	+0.05	2.80	+0.10	1.60	+0.05	1.80	+0.05	2.00	+0.05	2.20	+0.05	2.40	+0.05	2.80	+0.05
PA ^{+0.05}	1.60	+0.05	1.80	+0.05	2.10	+0.05	2.30	+0.05	2.40	+0.05	2.80	+0.10	1.60	+0.05	1.80	+0.05	2.00	+0.05	2.20	+0.05	2.40	+0.05	2.80	+0.05
PP ^{+0.05}																								

螺纹孔比螺丝直径少0.15mm，是有些塑料材质的要求。可以做一个参考来设计。

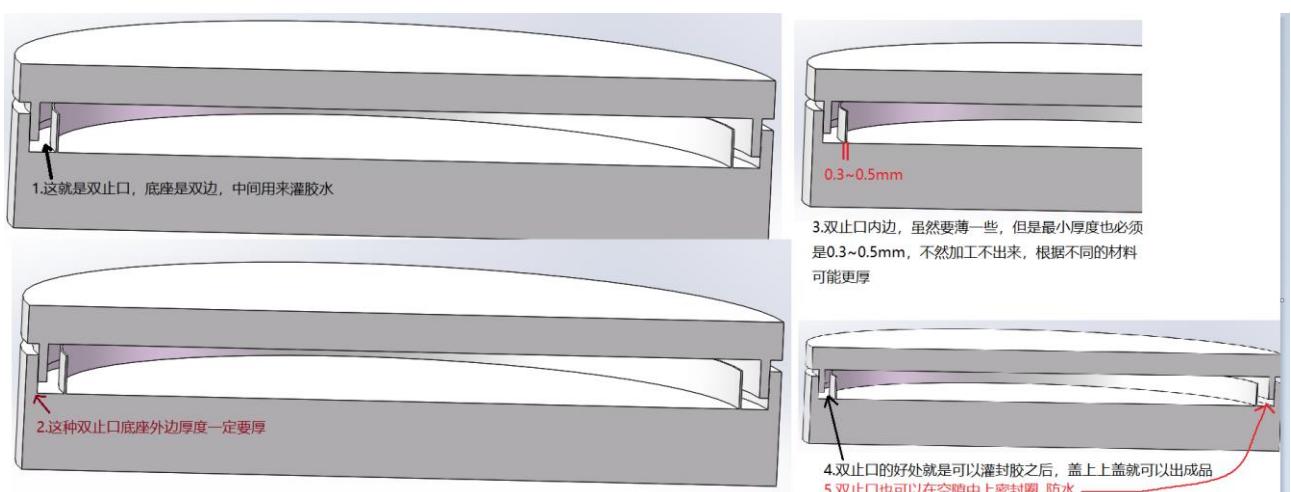
不同材料的螺丝，螺纹孔和螺丝直径的比例是不一样的 螺柱的外壁厚度比螺纹孔多1.0~1.2mm就可以了

止口结构，上下盖结合使用

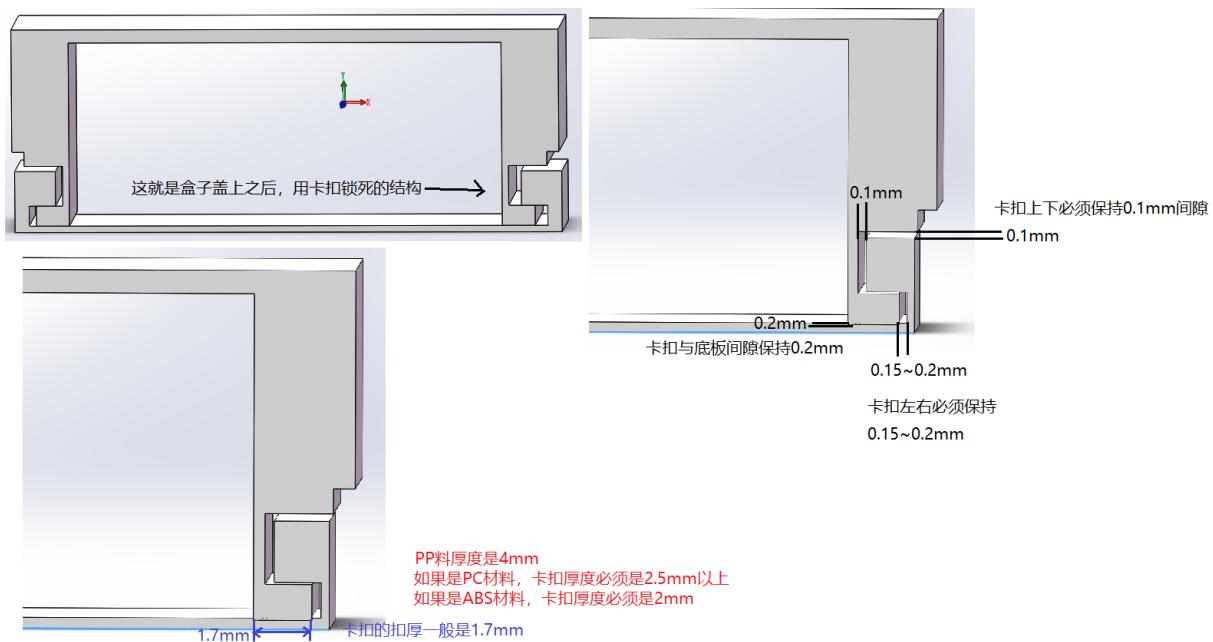




双止口



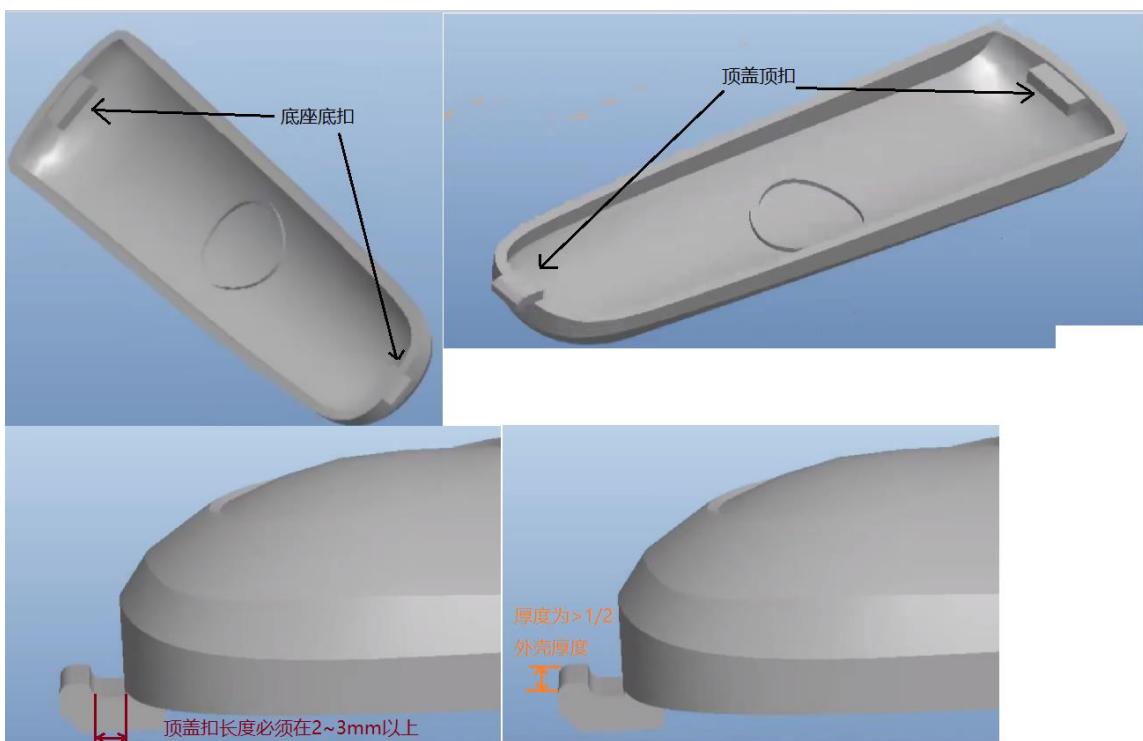
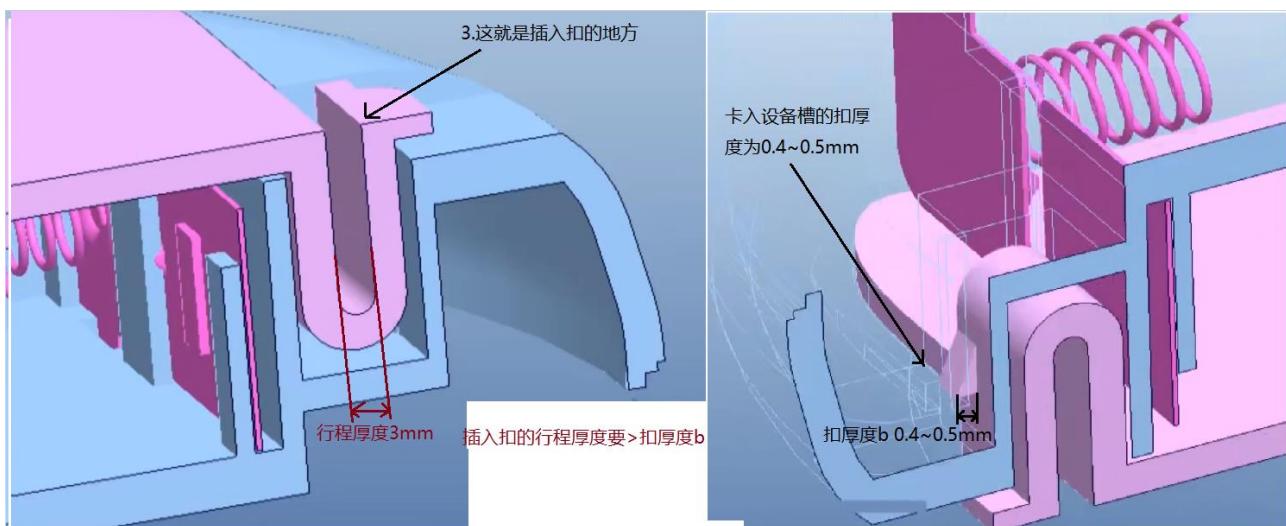
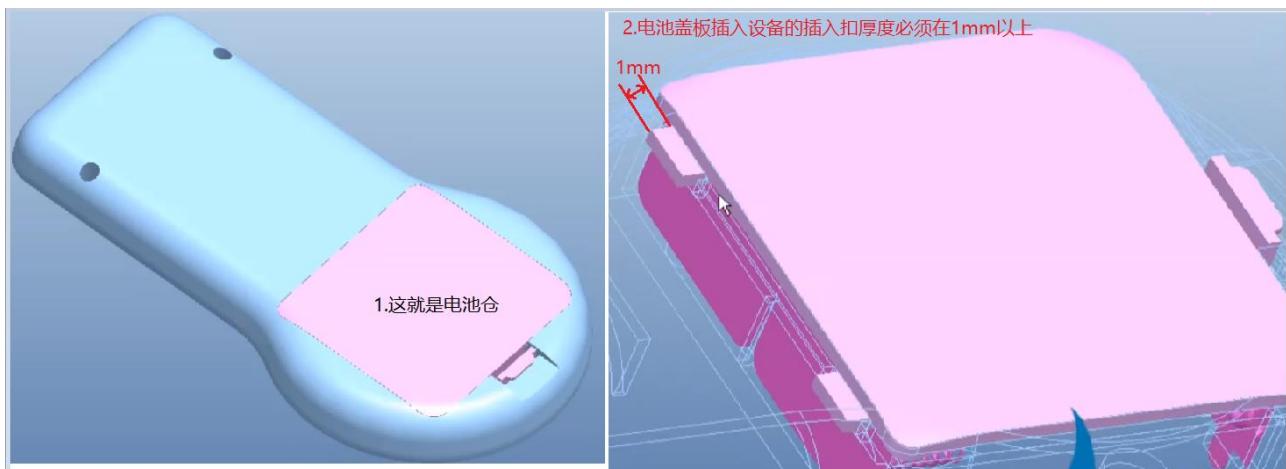
倒扣设计



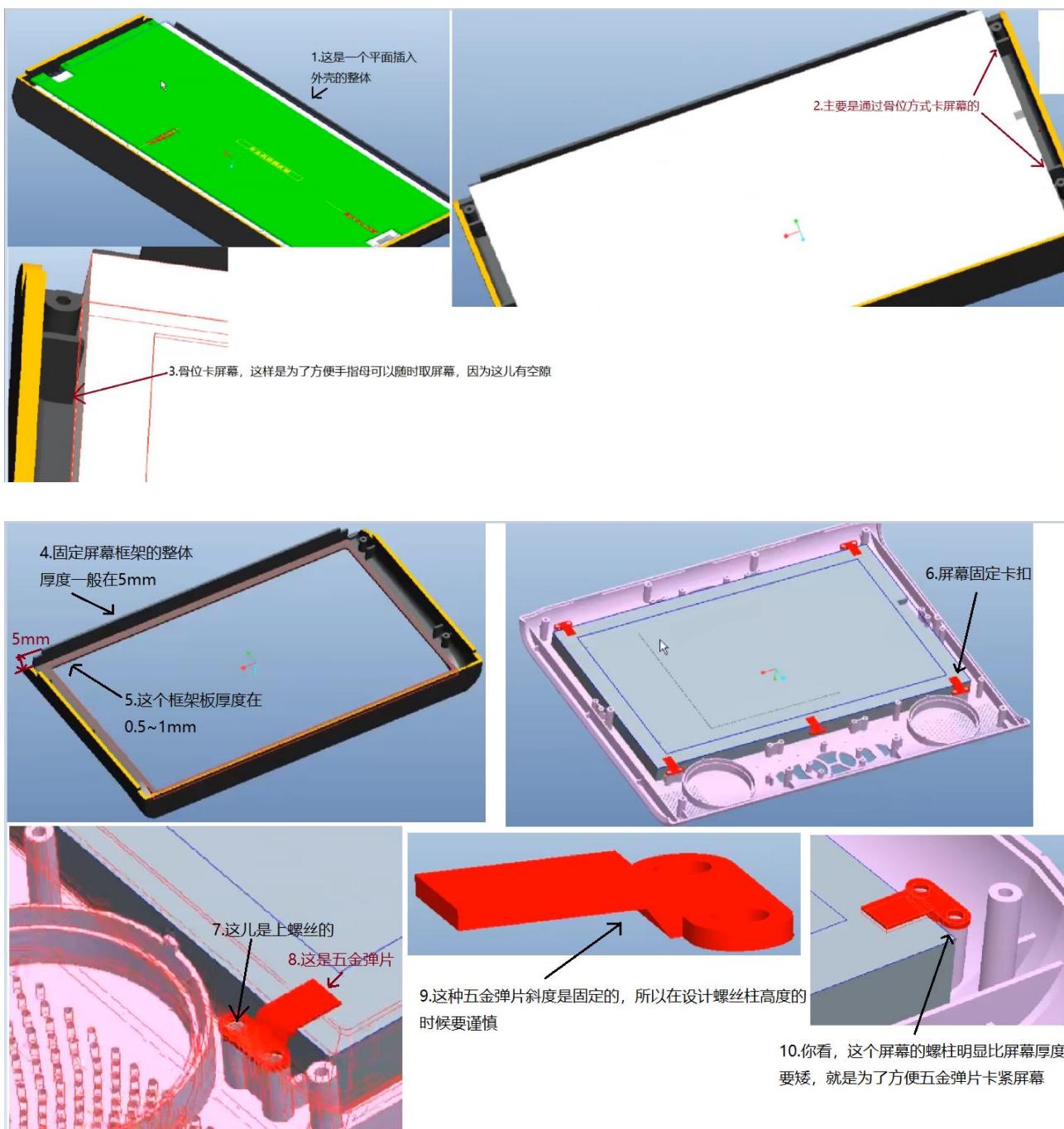
拉条扣

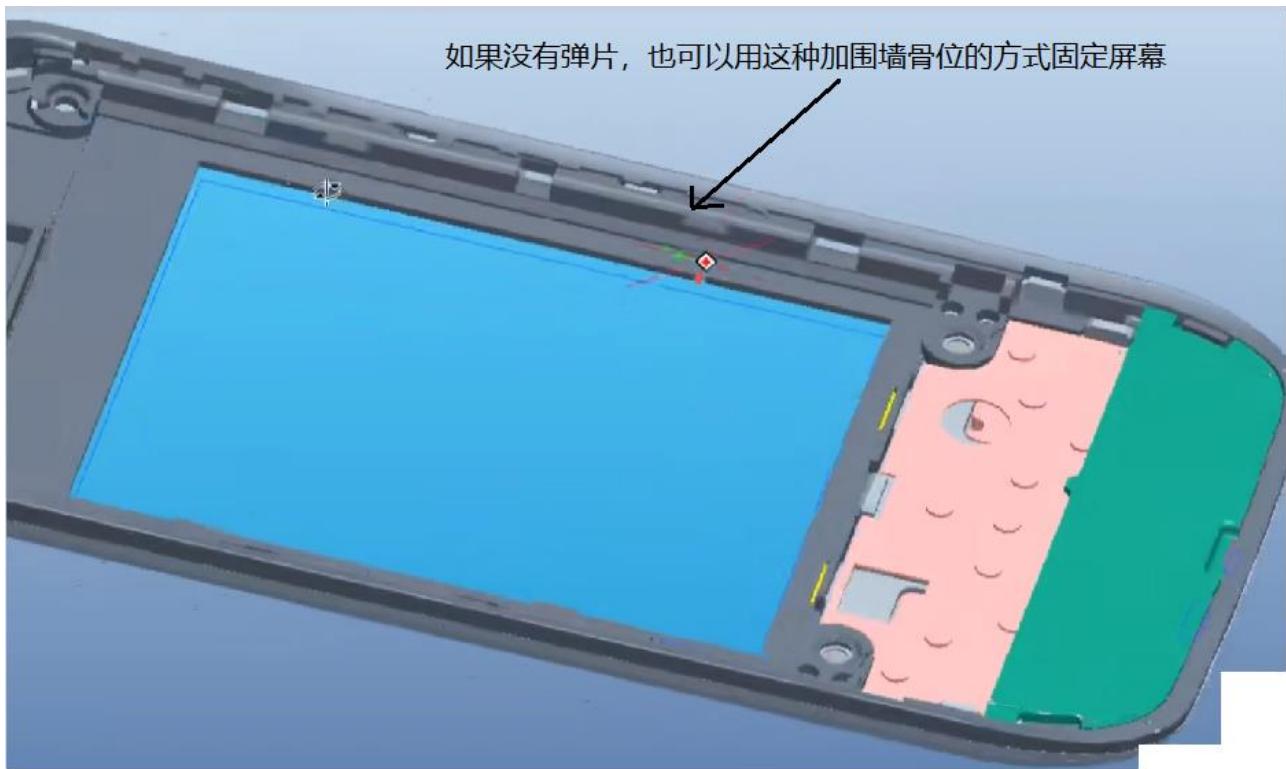


电池仓结构



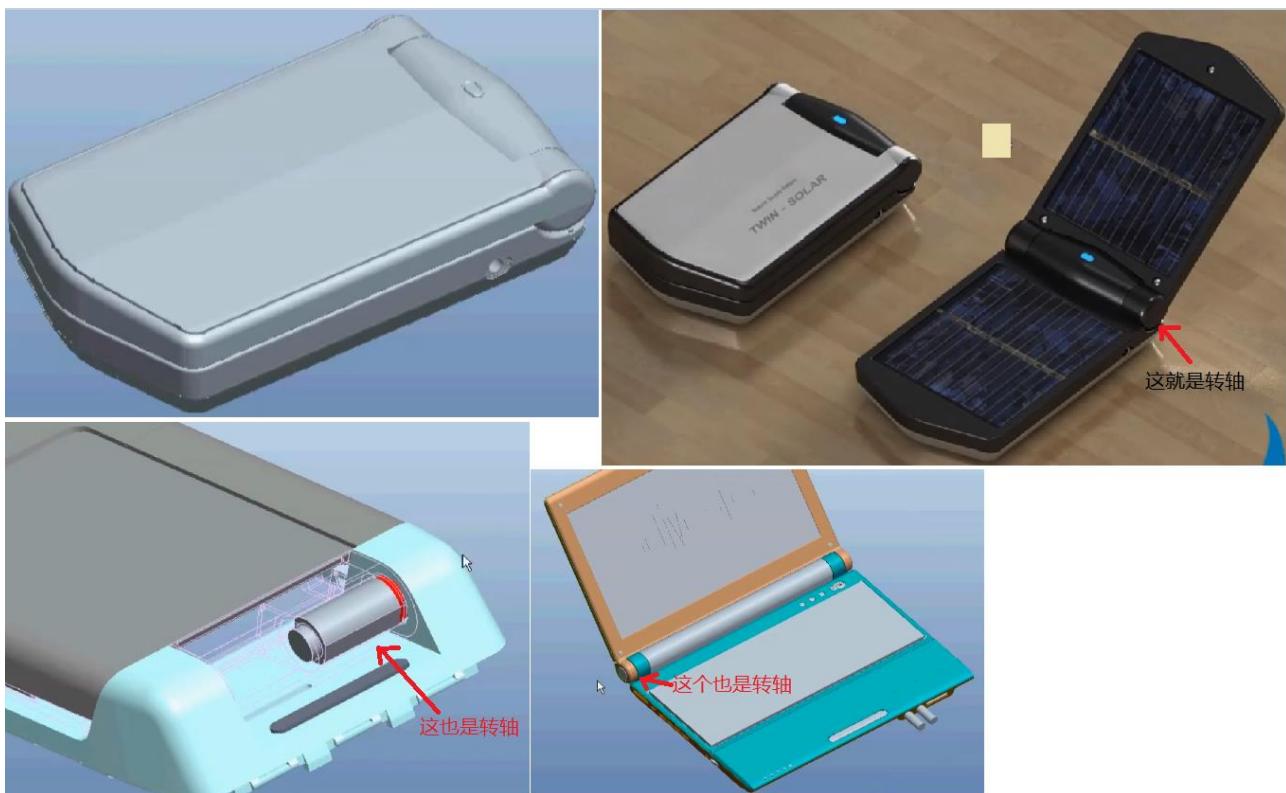
LCD 屏幕安装结构设计



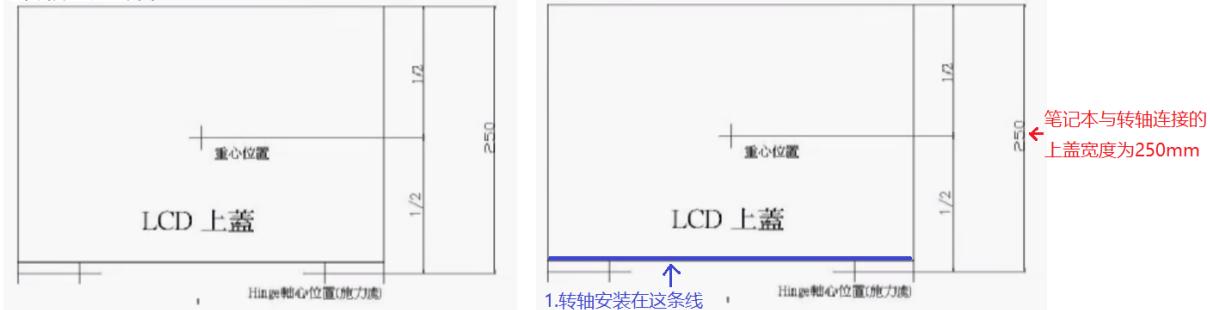


转轴卡簧结构

转轴一般是标准件，市面上买现成的就是了。



转轴扭力计算



单边扭力最小值 = $(1 \times (\text{笔记本上盖宽度mm} / 2) \times \cos 0^\circ) / 2 = \text{Kg/mm}^3$ 得到千克每立方mm

例如笔记本单边扭力 = $(1 \times (250 / 2) \times \cos 0^\circ) / 2 = 62.5\text{Kg/mm}^3 = 6.25\text{Kg/cm}^3$

理论扭力 = 单边扭力最小值 $\times 1.1(\text{修正值}) \times 1.15(\text{衰减率}) = \text{扭力最小值(静)} \text{ Kg/cm}^3$

扭力最小值 = $6.25 \times 1.1 \times 1.15 = 7.90\text{Kg/cm}^3$

扭力中心值 = 扭力最小值 + 0.5

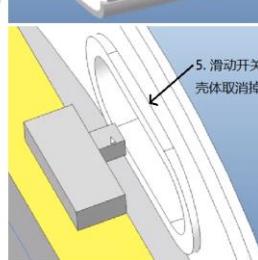
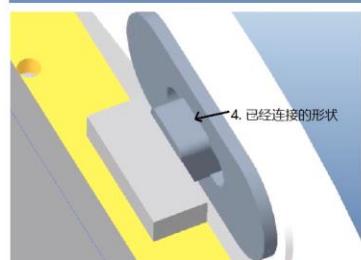
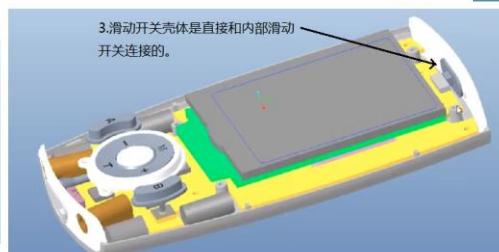
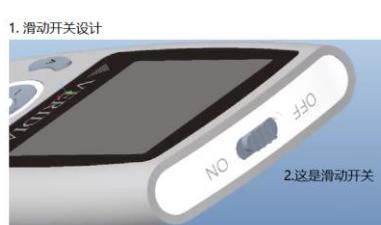
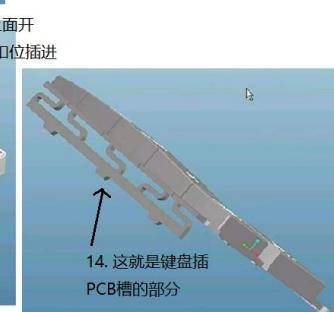
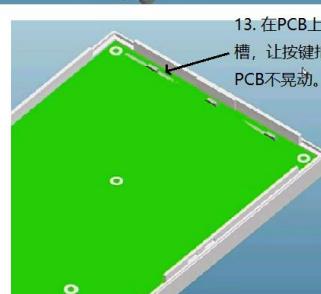
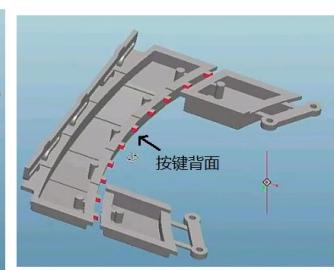
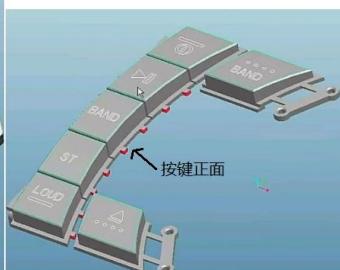
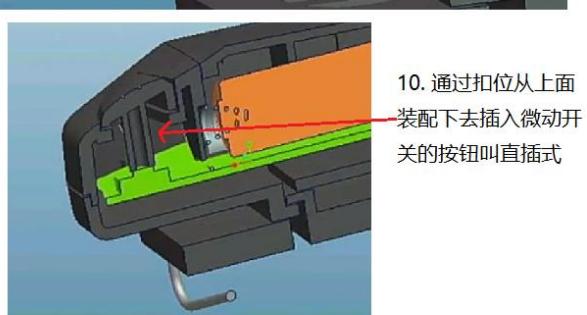
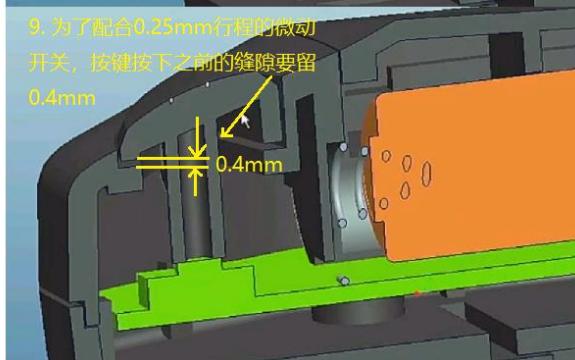
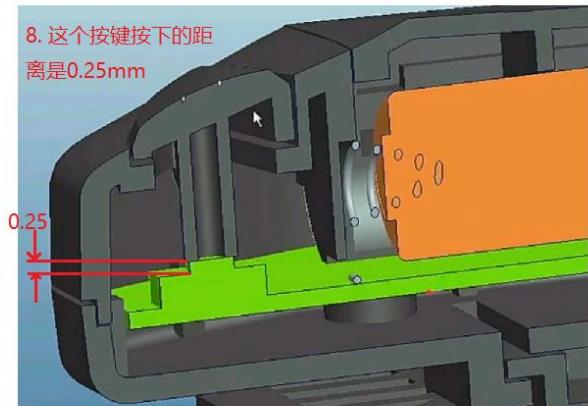
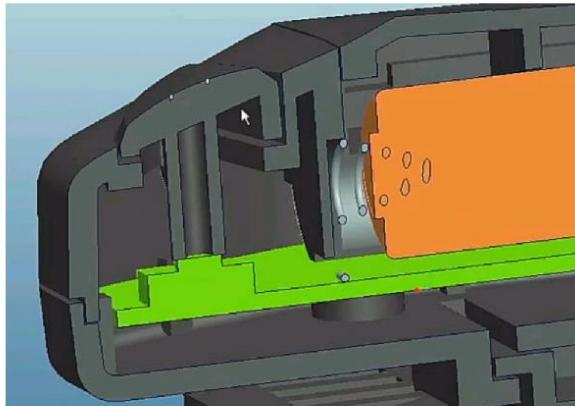
扭力中心值 $7.90 + 0.5 = 8.4\text{Kg/cm}^3$

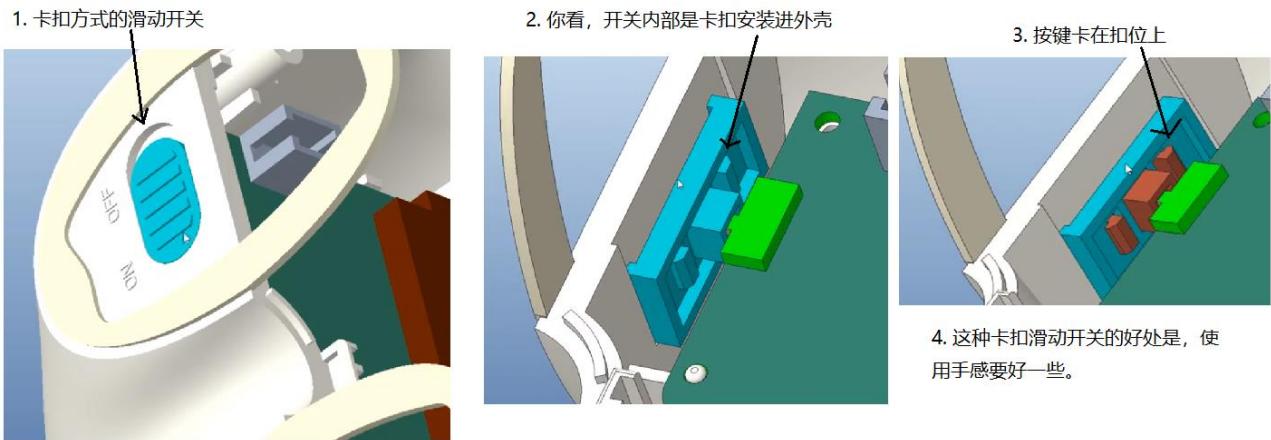
故建议选择转轴扭力规格为 8.4Kg/cm^3

按键结构设计

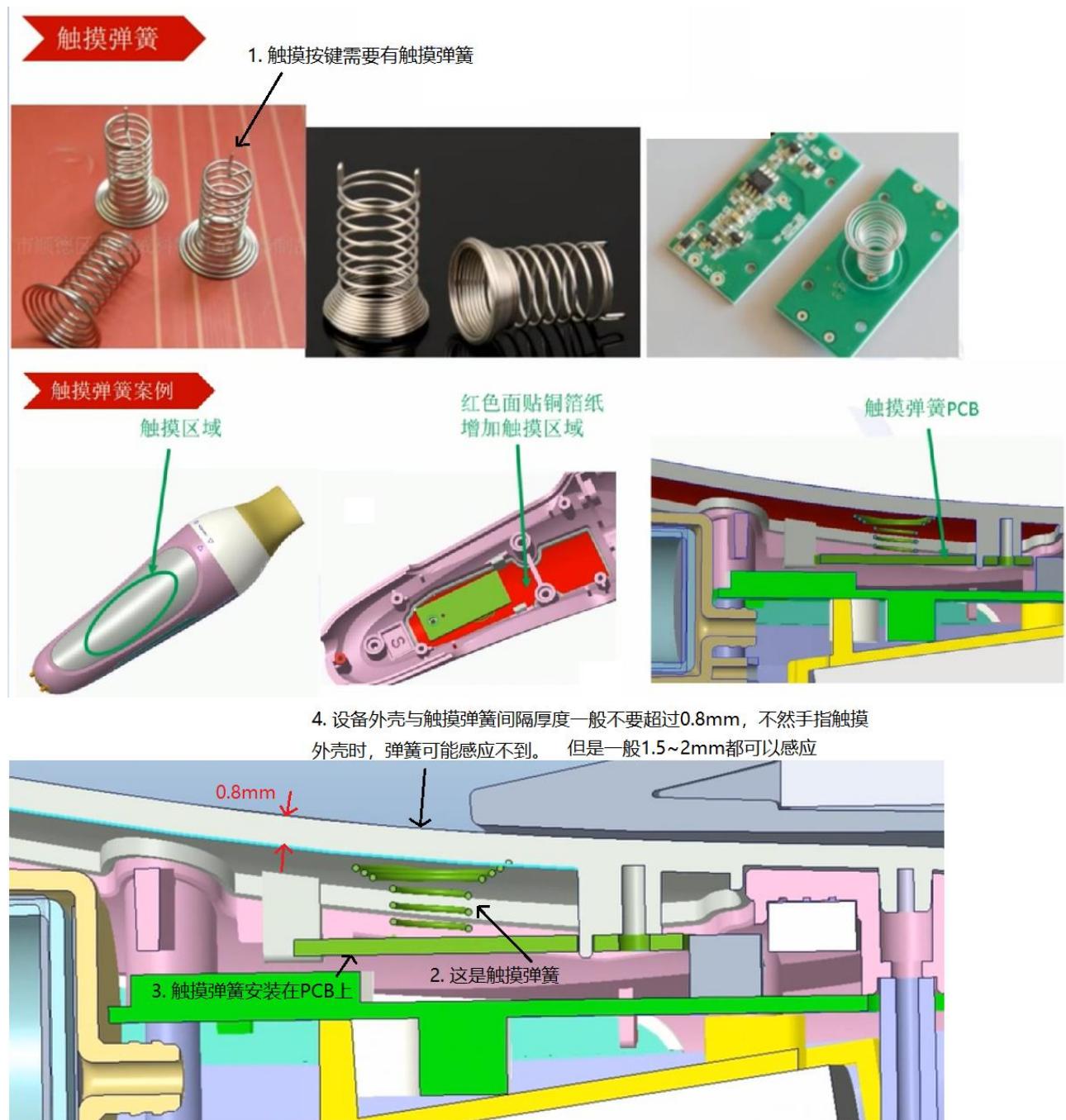


7. 这是整个按键的剖面图

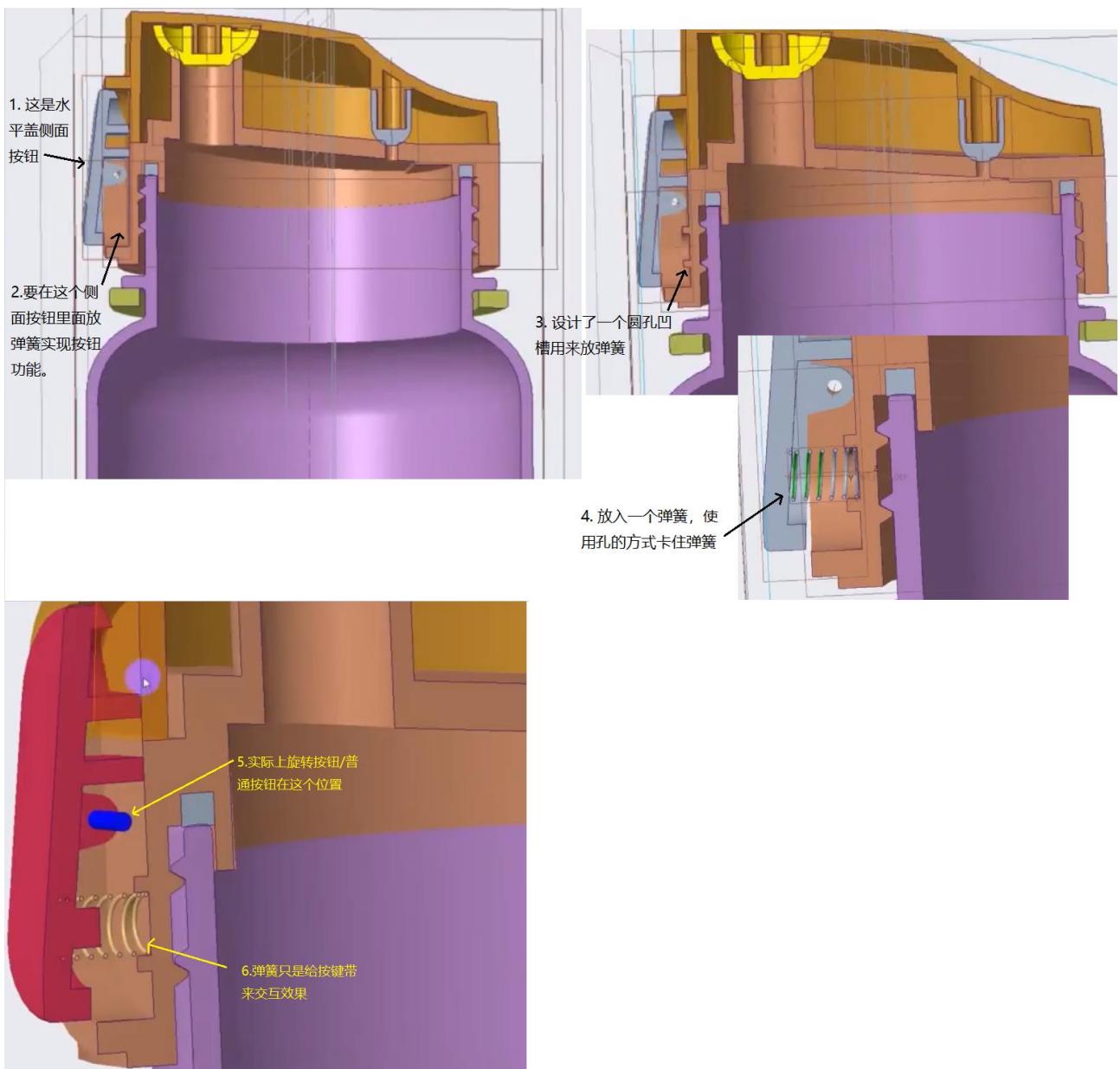




触摸按键结构设计



水瓶侧面弹簧按键结构设计

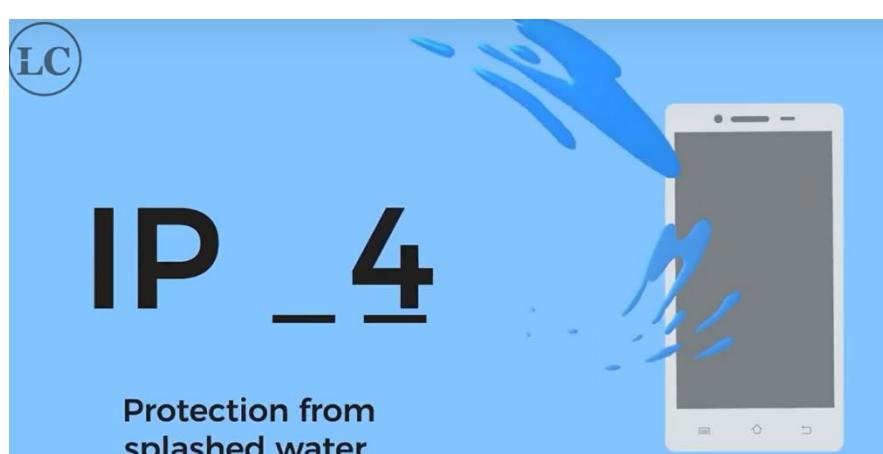
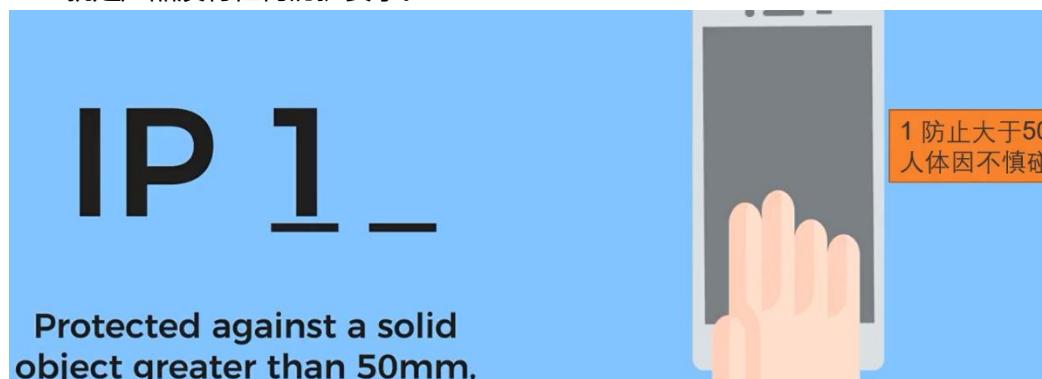


防水结构设计

普通消费品，比如鼠标，防水等级是 IPX1~IPX2。这个等级，产品只需要进行洒点水实验就行了。



IP0 就是产品没有任何防护要求。



IP_4 是设备周边喷水，水不会浸透进设备。



IP_5 就是用水龙头或者喷头，对着设备一直喷水，设备不会浸水。

IP _ 6



Protection against
heavy seas, or

(6)IPX 6

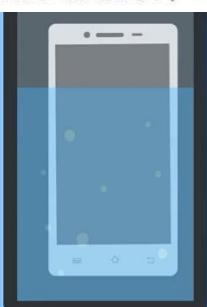
方法名称：强烈喷水试验；

试验设备：喷嘴的喷水口内径为 12.5 mm

试验条件：使试验样品至喷水口相距为 2.5m ~ 3m，水流量为 100 L/min (6000 L/h)

试验时间：按被检样品外壳表面积计算，每平方米为 1 min (不包括安装面积) 最少 3 min

IP _ 7



Protection against immersion.

直接把设备泡入水中，只保证设备在水中浸泡不会损坏。但是不保证设备能在水中工作。

方法名称：短时浸水试验

试验设备和试验条件：浸水箱。其尺寸应使试样放进浸水箱后，样品底部到水面的距离至少为 1m。试样顶部到水面距离至少为 0.15m

试验时间：30 min IP67：在15厘米到1米深的水中浸泡30分钟，能够防止水的进入。

IP _ 8



(8)IPX 8

方法名称：持续潜水试验；

试验设备，试验条件和试验时间：由供需（买卖）双方商定，其严酷程度应比 IPX 7 高。

注意：另外，许多户外用电子产品也在强调漂浮能力。

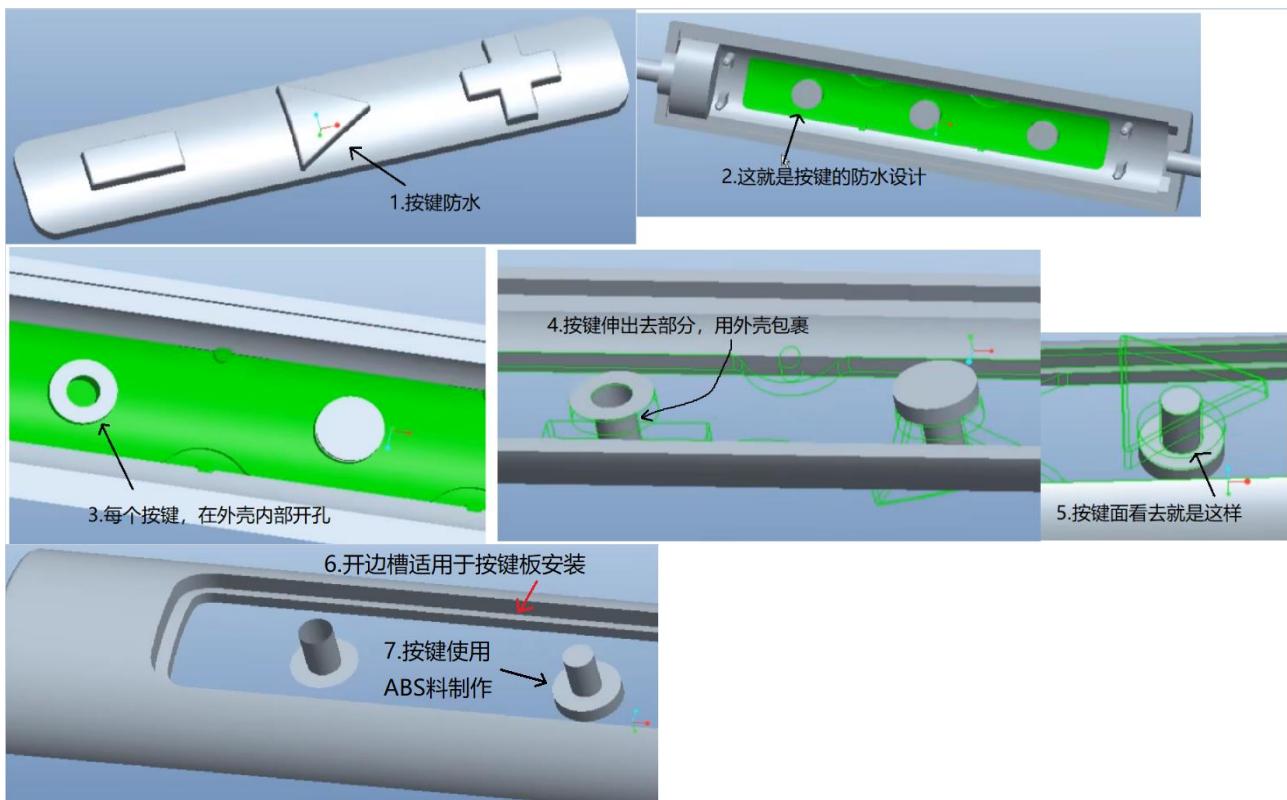
IP67 或者 IP68 防护等级允许将设备浸泡在水中，在规定浸泡时间之内能够正常工作。但是事实并非如此，这些等级只能保证当设备从水中取出之后，仍然能够正常运行。

IP 9k

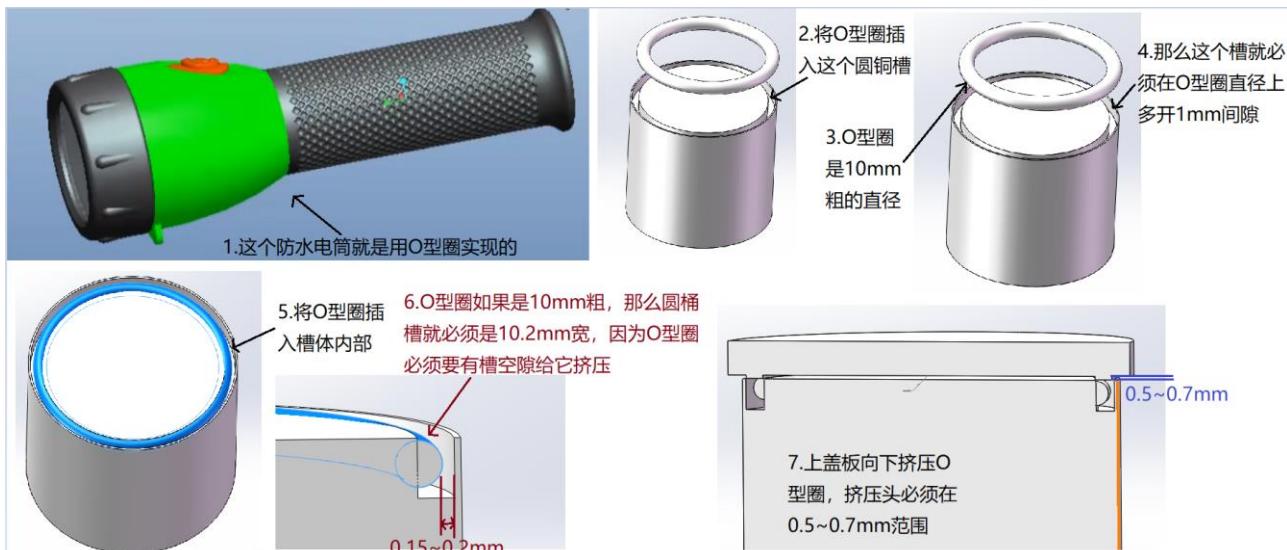
IP69K：能够承受EN60529和DIN40050-9中定义的热蒸气冲刷测试。这能够提供水压在100bar(1450psi), 温度80度的防护。压力直接应用在感测器上, 以30度的角度递进 (0, 30, 60 和90度) , 在每个角度持续30秒, 共120秒 (2分钟) , 能够防止水的进入。

误解, 满足IP69K意味着自动满足IP67和IP68。其实, IP69K只能够防护冲刷压力, 并不适用于浸没在水中的应用。因此, IP69K防护等级往往被用于经常清洗冲刷的应用中, 例如酿酒厂, 洗车厂和食品饮料厂中, 但是并不适合被用于设备完全浸没在水中的场合。

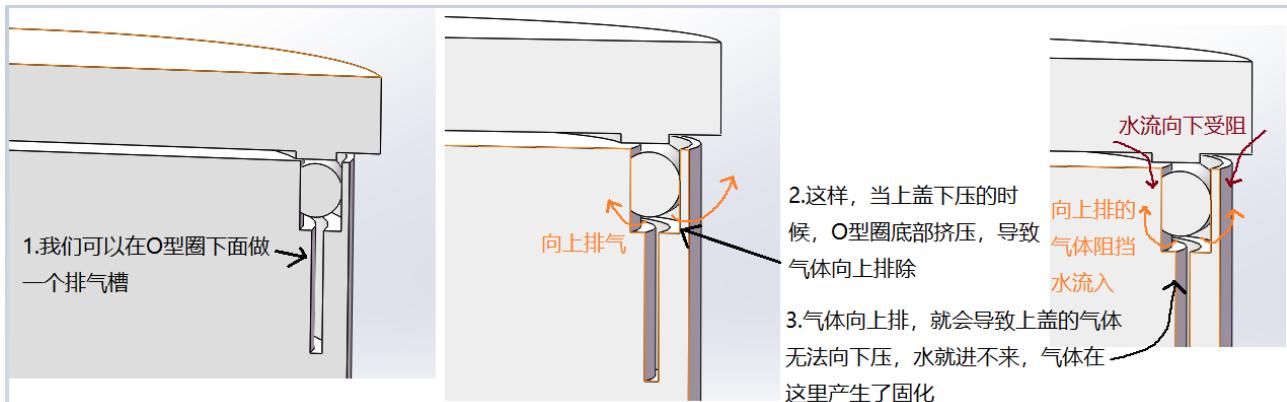
外壳防水设计



O型圈防水使用

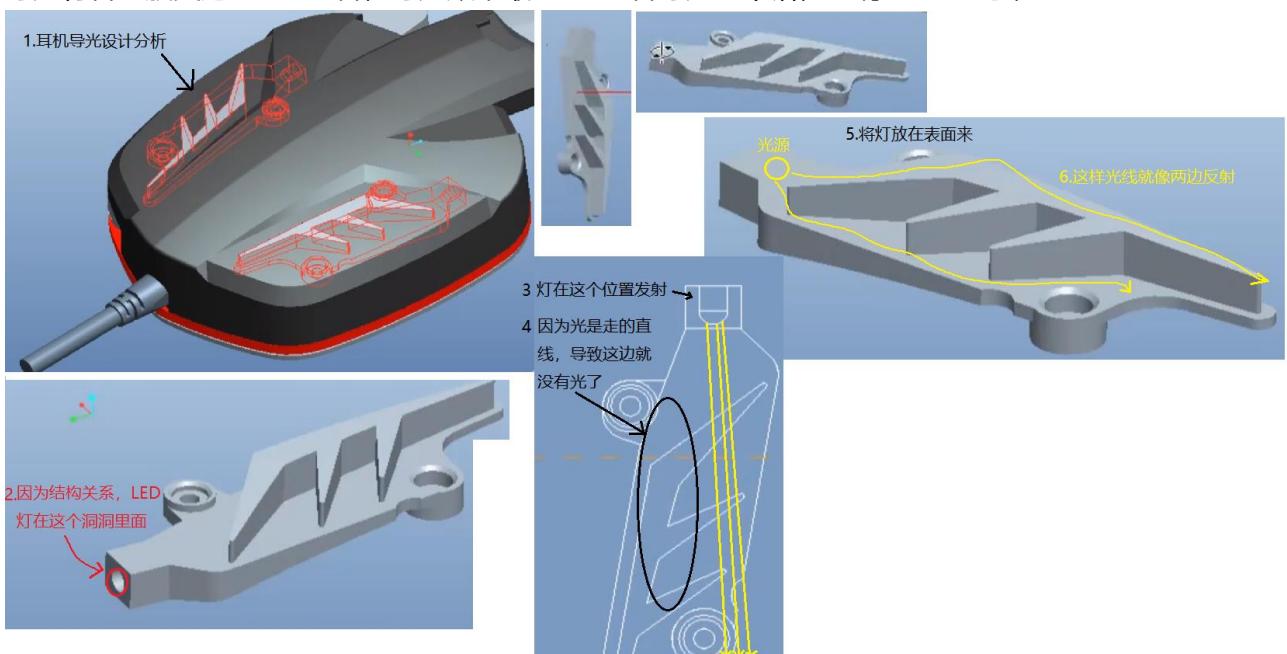


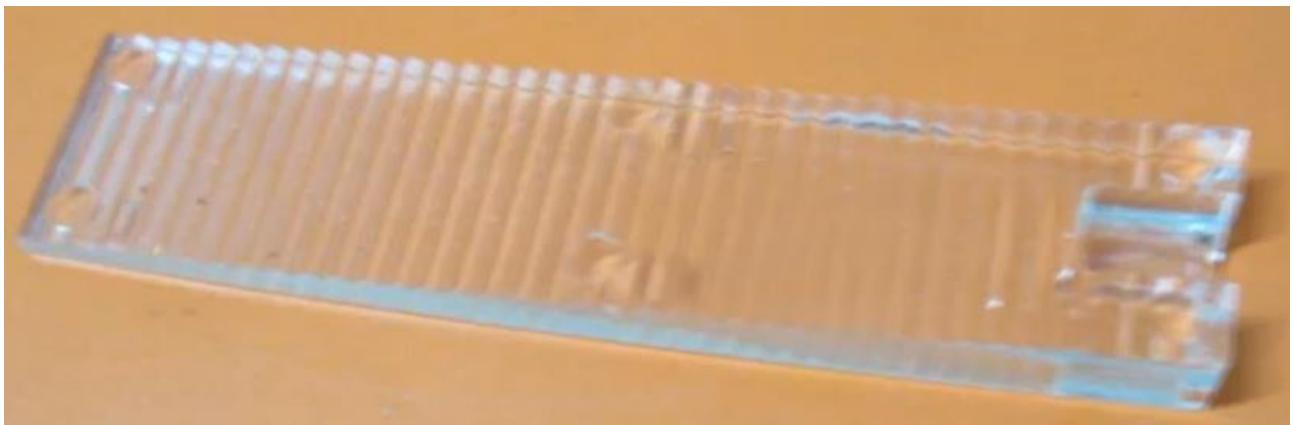
以上这种设计方式如果尺寸控制得不好, 可能会导致 O 型圈挤压不紧, 达不到防水效果。



导光, 背光结构设计

导光材料一般首选 PMMA 料, 导光效果最好。PC 料导光也不错, 透明 ABS 也可以。





这种锯齿条纹放在结构侧面，可以增加反光效果



这种面板可以增加光的反射效果。



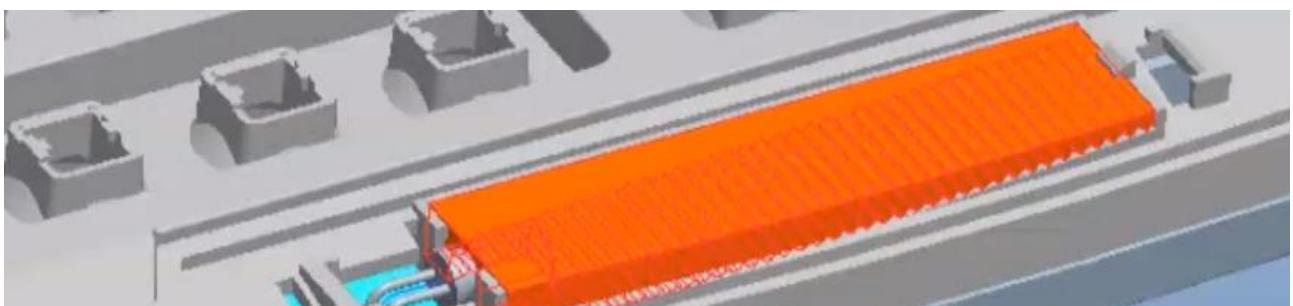
这是漫反射效果



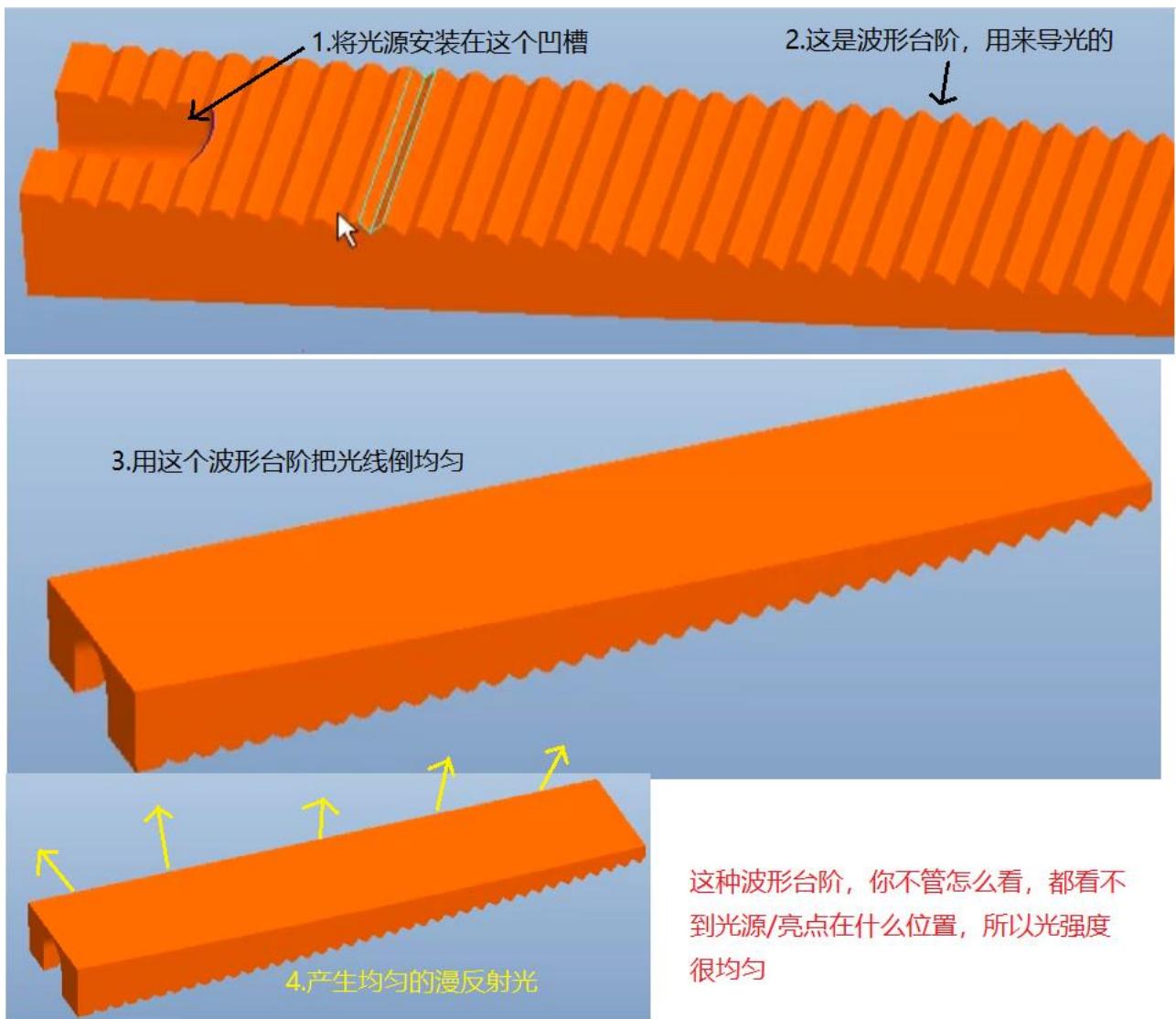
购买一种背光片，可以实现慢反射效果。



这种网格镜片也可以漫反射

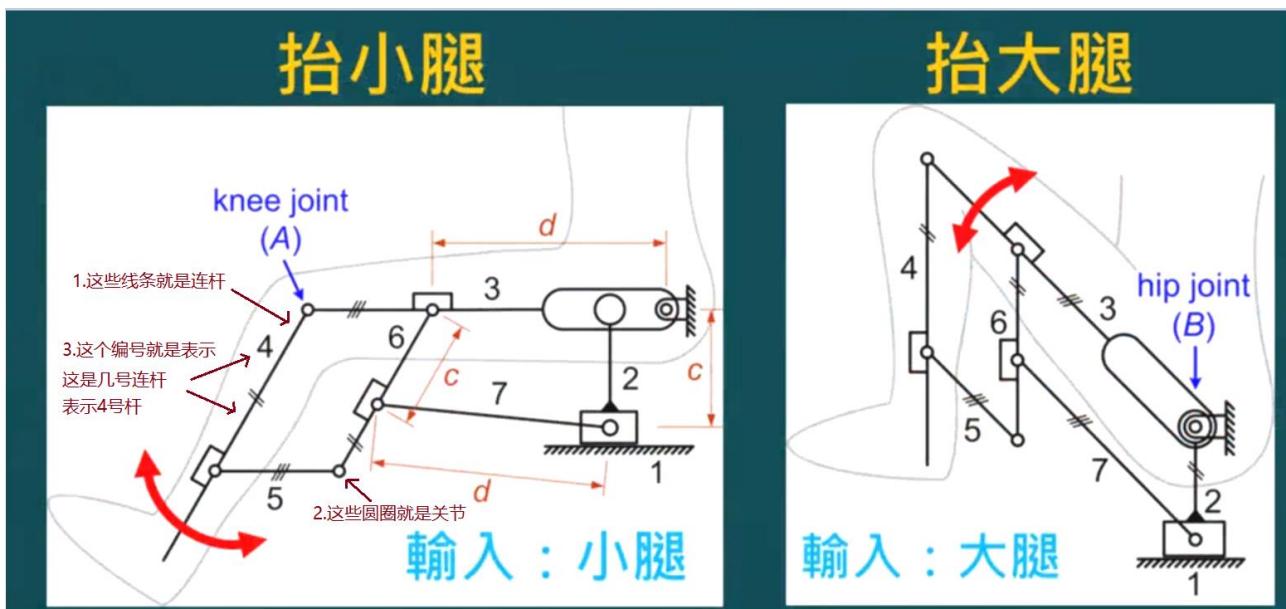


键盘里面导光结构的一种



机构设计基础

抬腿机构设计



旋转机构变换



雨刮下面的小马达不停的旋转 360 度，但是雨刮还是左右 60 度摇摆，这就是旋转结构。

机构的接头

接頭

- **接頭用來連接機件與傳遞兩機件間運動**
- **接頭種類：**
 - 旋轉接頭 • 螺旋接頭
 - 滑行接頭 • 圓柱接頭
 - 滾動接頭 • 萬向接頭
 - 凸輪接頭 • 球接頭
 - 齒輪接頭 • 平面接頭

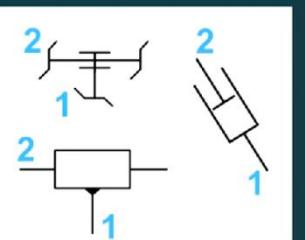
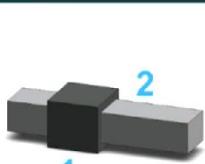
旋轉接頭 (Revolute joint)

用途：提供兩機件間的相對旋轉運動



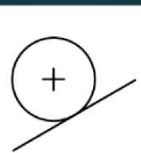
滑行接頭 (Prismatic joint)

用途：提供兩機件間的相對單方向平移運動



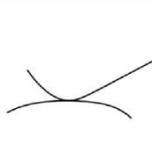
滾動接頭 (Rolling joint)

用途：提供兩機件間的相對滾動運動（無滑動）



凸輪接頭 (Cam joint)

用途：提供兩機件間的相對滑動與滾動運動



齒輪接頭 (Gear joint)

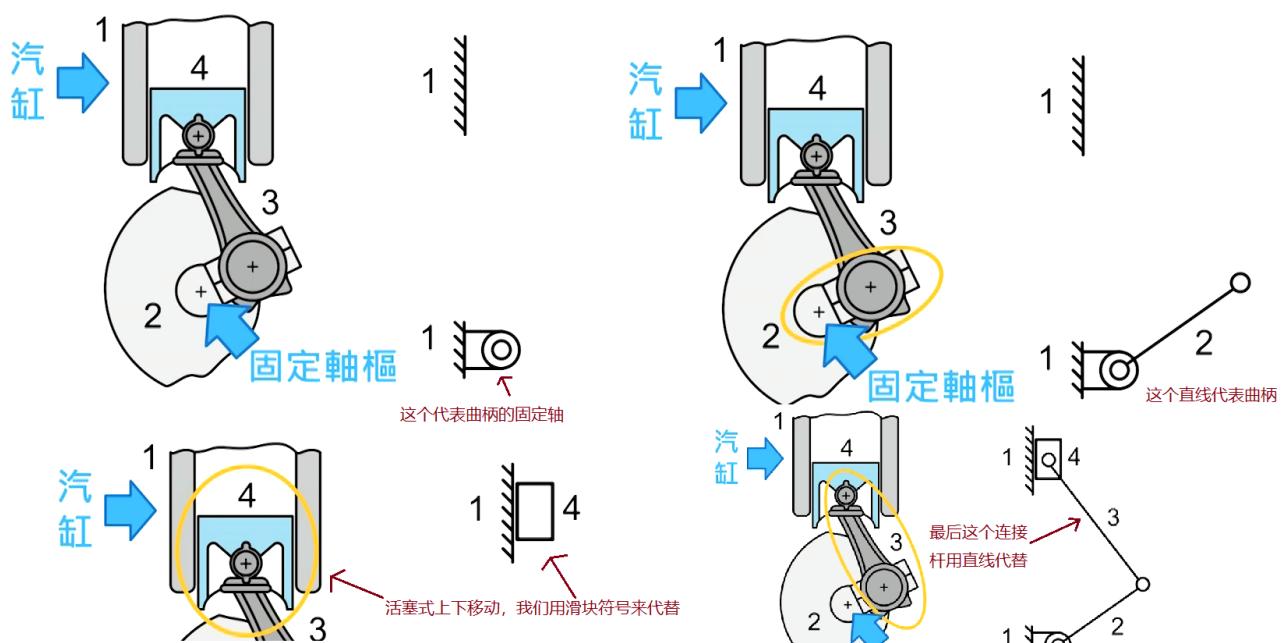
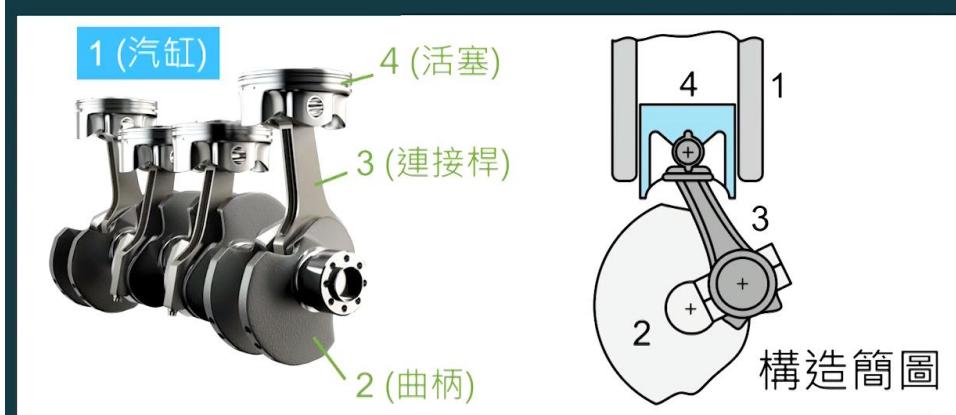
用途：提供兩機件間的轉動傳動

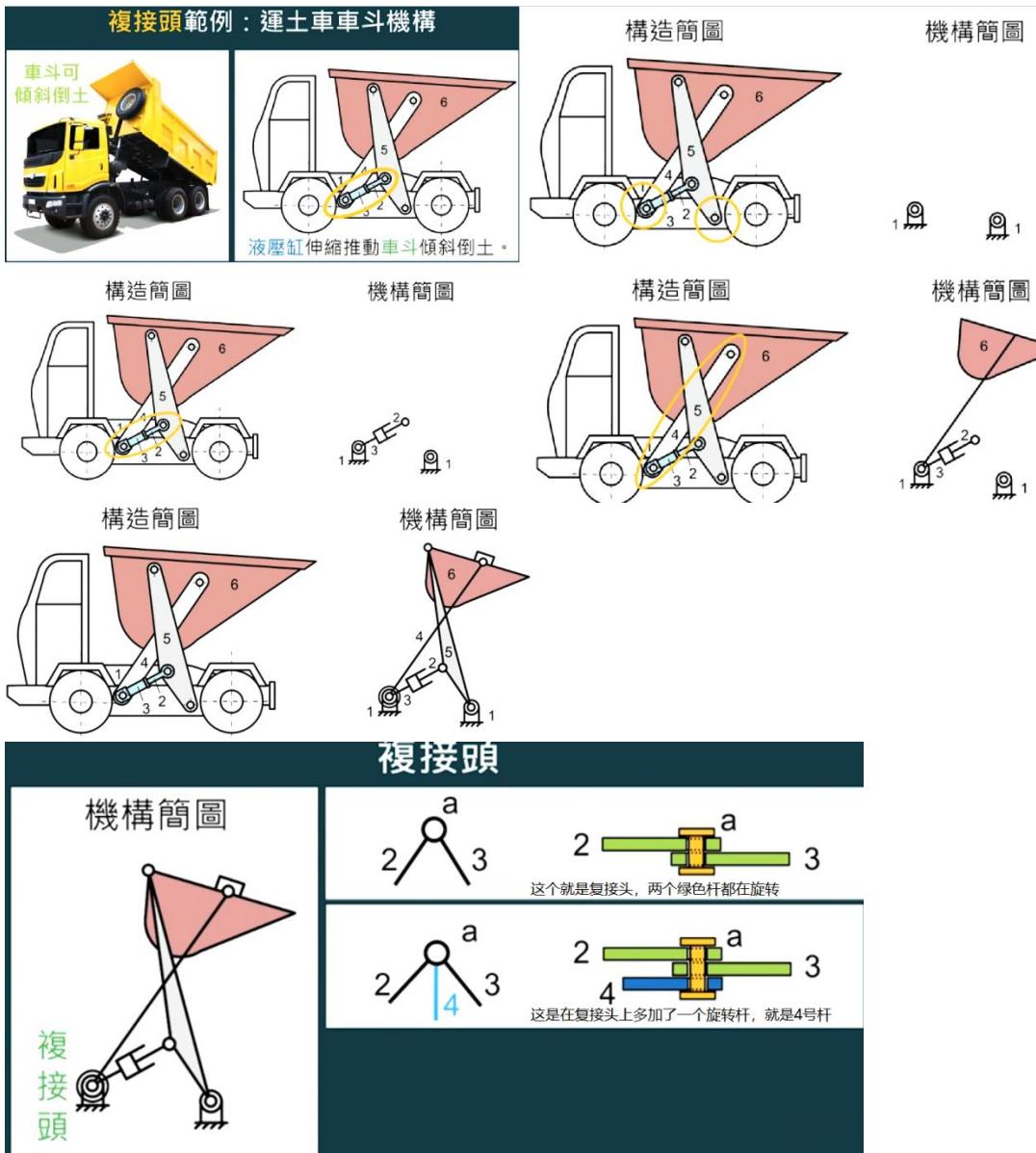




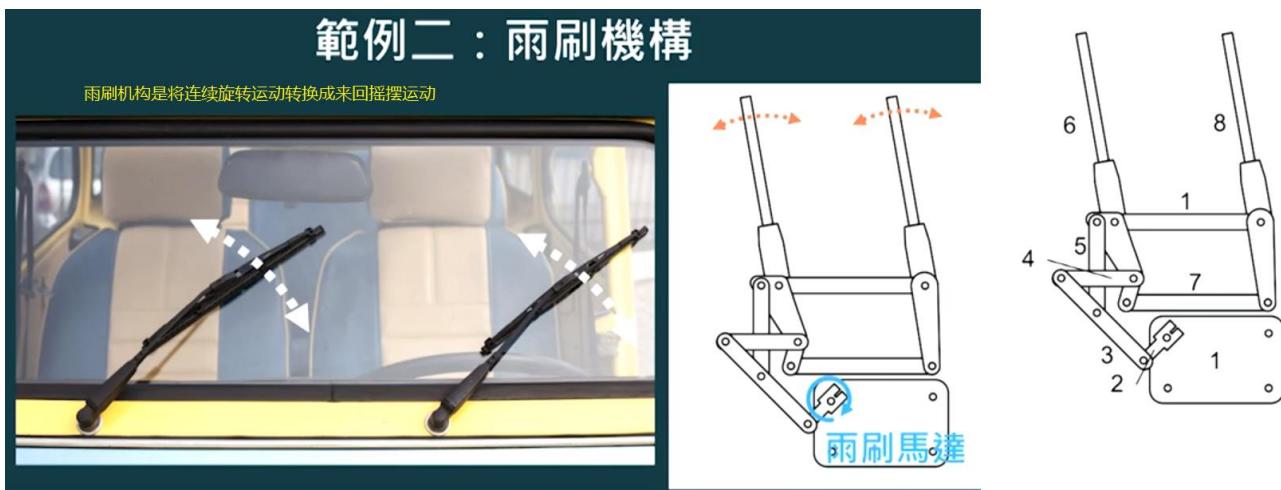
引擎案例认识机构简图

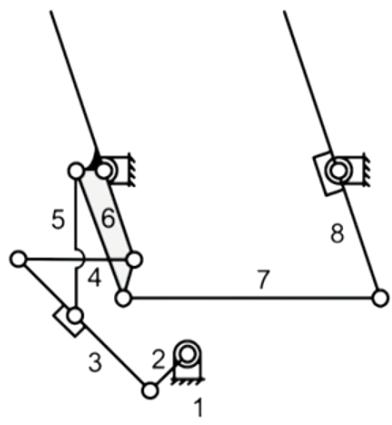
範例：引擎機構





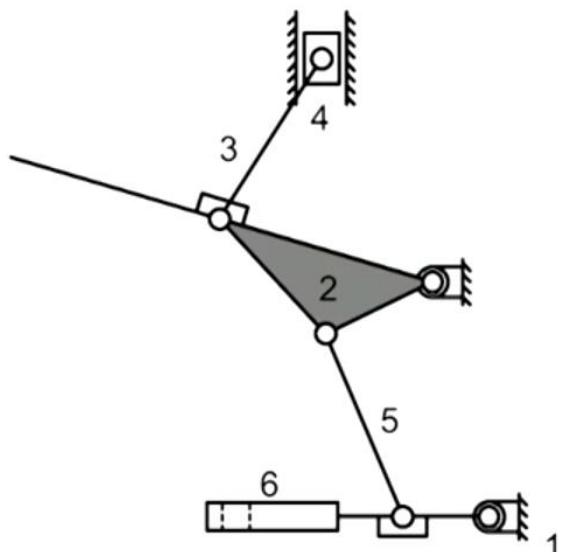
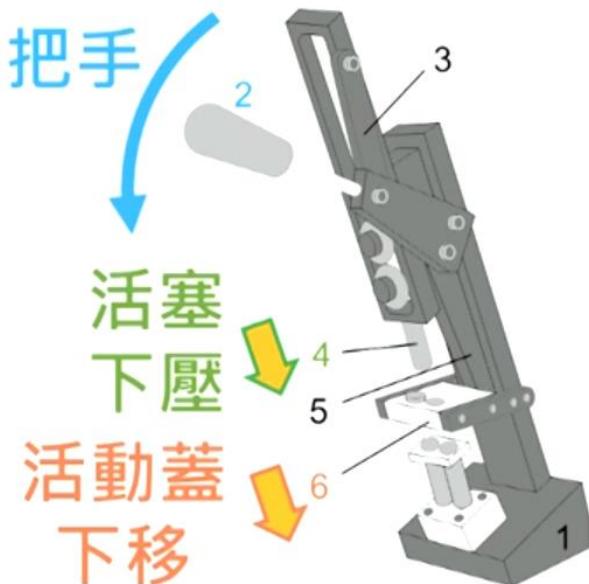
雨刷机构案例





压印机构案例

範例三：壓印機構

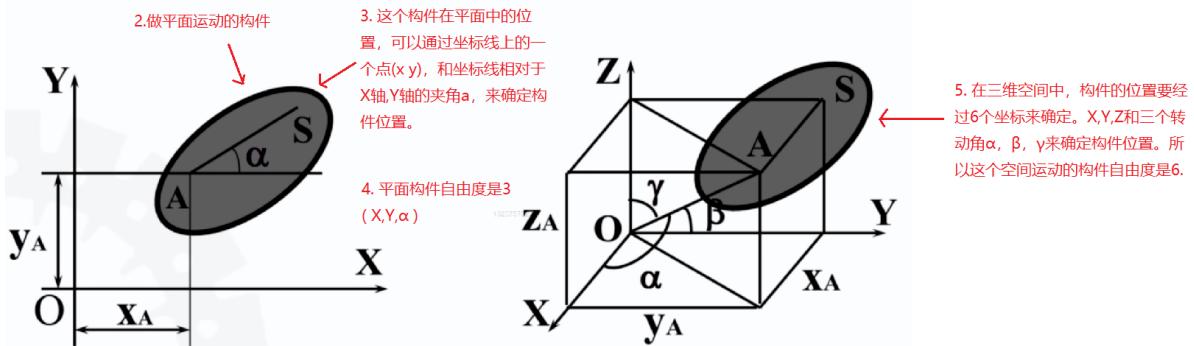


机构基础

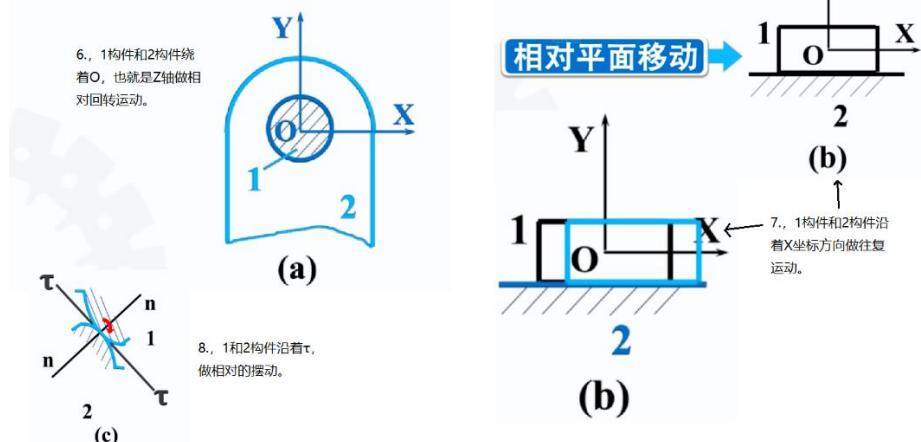
1. 像这种齿轮+齿轮轴+平键组合之后，运动过程是一个整体，三个零件没有发生相对运动，这种就叫做构件。



2 构件的自由度



4 运动副



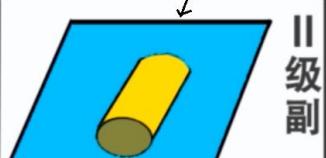
机构的分类

空间运动副

1. 球在平面滚动，球的接触点要求，球不能在蓝色平面上分离，也就是球可以任意滚动。但是无法离开蓝色平面，无法离开蓝色平面这个条件只有一个，所以叫1级副。

2. 圆柱在平面上做滚动。
2.1 圆柱只能左右滚动，无法上下滚动。所以无法上下滚动约束算一个。
2.2 圆柱无法离开蓝色平面算一个，所以这是2级副。

引入n个约束的运动副称n级副
($n < 6$)



I 级副

III 级副

3. 球无法沿着XYZ移动。所以是3级副

IV 级副

4. 球除了不能向XYZ移动外，球有一个方向无法转动。所以是4级副，约束了4个动作。

V 级副

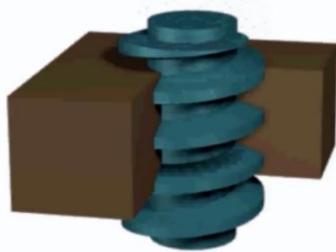
螺旋副，自由度只有一个。

空间运动副示例

IV 级副

IV 级副

V 级副



圆柱副

球销副

螺旋副

平面运动副，低副

相对运动叫移动副

移动副



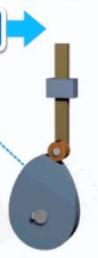
回转副

平面运动副，高副

高副是两个构件以点和线接触的运动副

高副

运动副



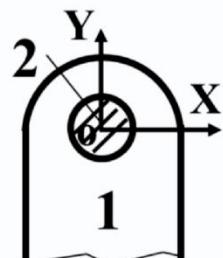
齿轮副



转动副自由度和约束数

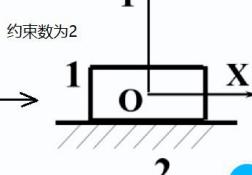
转动副：自由度为1

约束数：平面内为2



移动副自由度和约束数

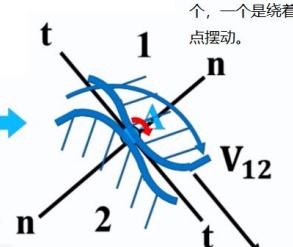
移动副：自由度为1



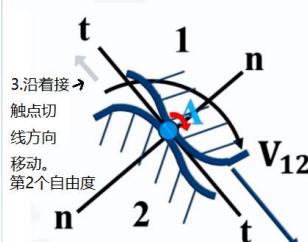
约束数为2

1. 只有沿X轴方向做相对运动，限制沿Y轴方向运动。所以自由度为1。

高副



2. 齿轮副自由度是2个，一个是绕着接触点摆动。



(2)闭式链：

在运动链中每个构件至少有两个运动副

运动链

(1) 开式链：

在运动链中至少有一个构件只有

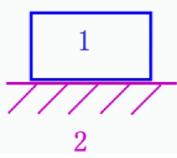
一个运动副



机构运动简图

运动副符号：

移动副



1. 这种图形表示1构件沿着2构件，做固定方向来回运动。

移动副



2., 1构件和2构件构成相对运动。但是整个结构相对于空间来说是做的整体运动。

回转副



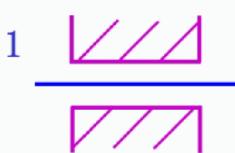
3. 旋转的构件就是回转副，回转副也叫作铰链。

回转副



4. 两个构件构成了相对运动的平面，是垂直与底面。1构件表示机架(固定座)。

2



3., 1构件和2构件构成固定导入的移动副。

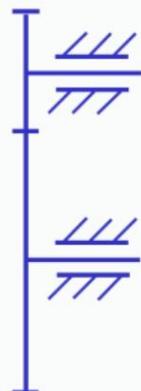
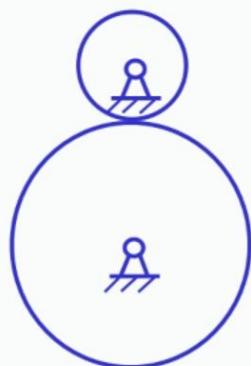
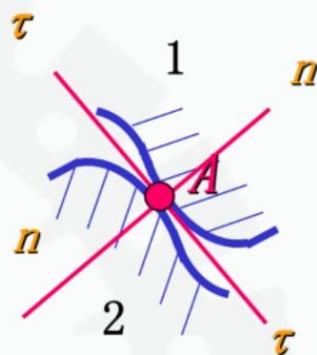
凸轮副



滚子接触

齿轮副

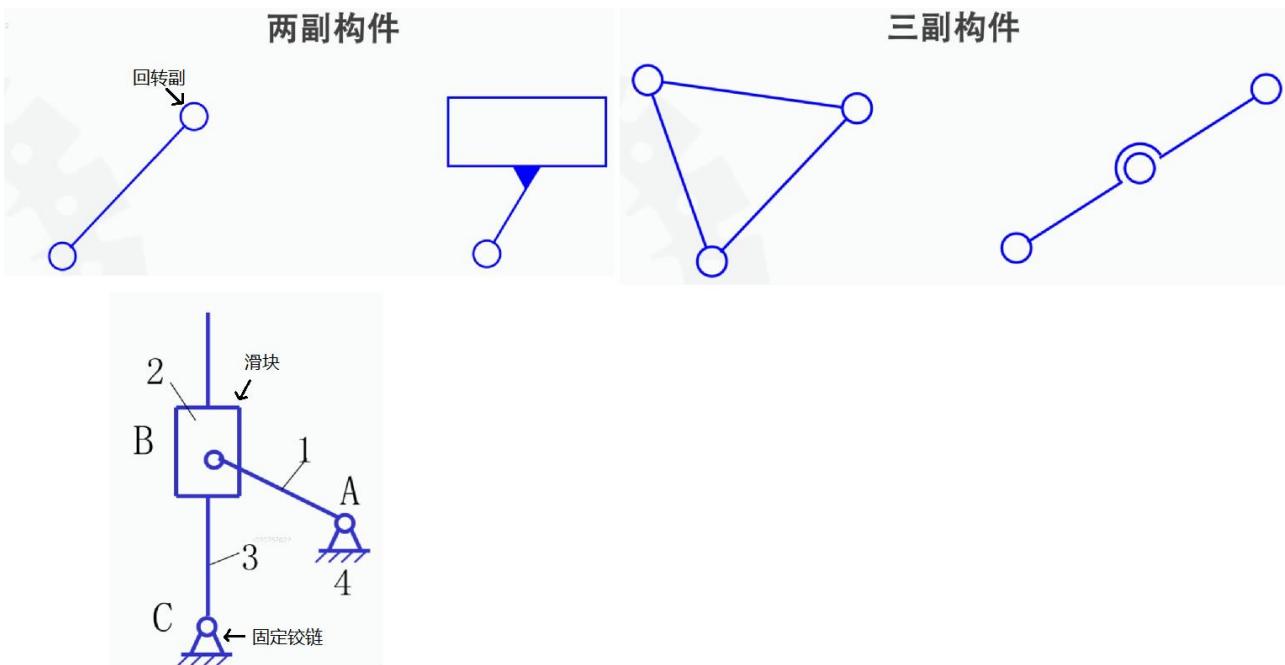
齿轮的运动平面垂直与底面。



构件：

固定件





平面机构自由度计算

机构的自由度

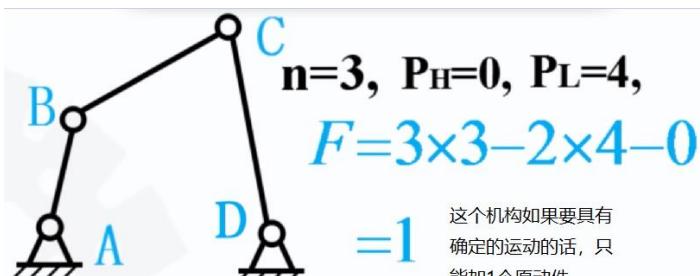
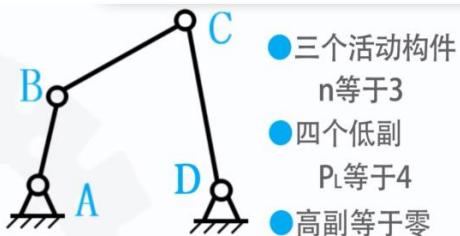
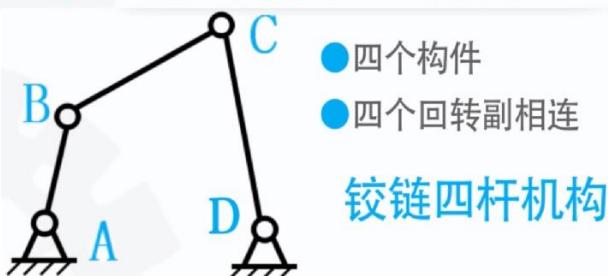
● 机构总自由度为 $3n$; 机构中有 P_L 个低副, 具有的约束数为 $2P_L$; 机构中有 P_H 个高副具有的约束数为 P_H 。

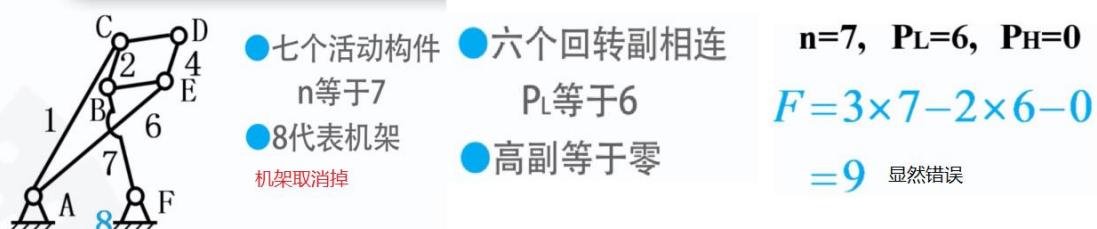
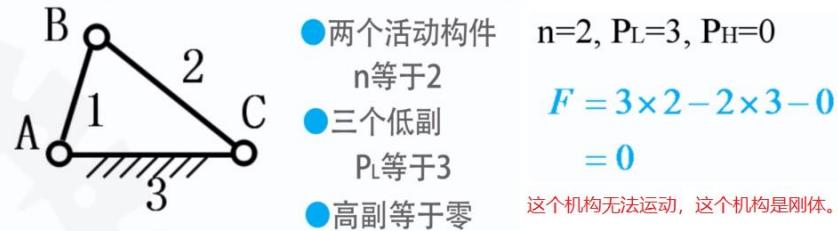
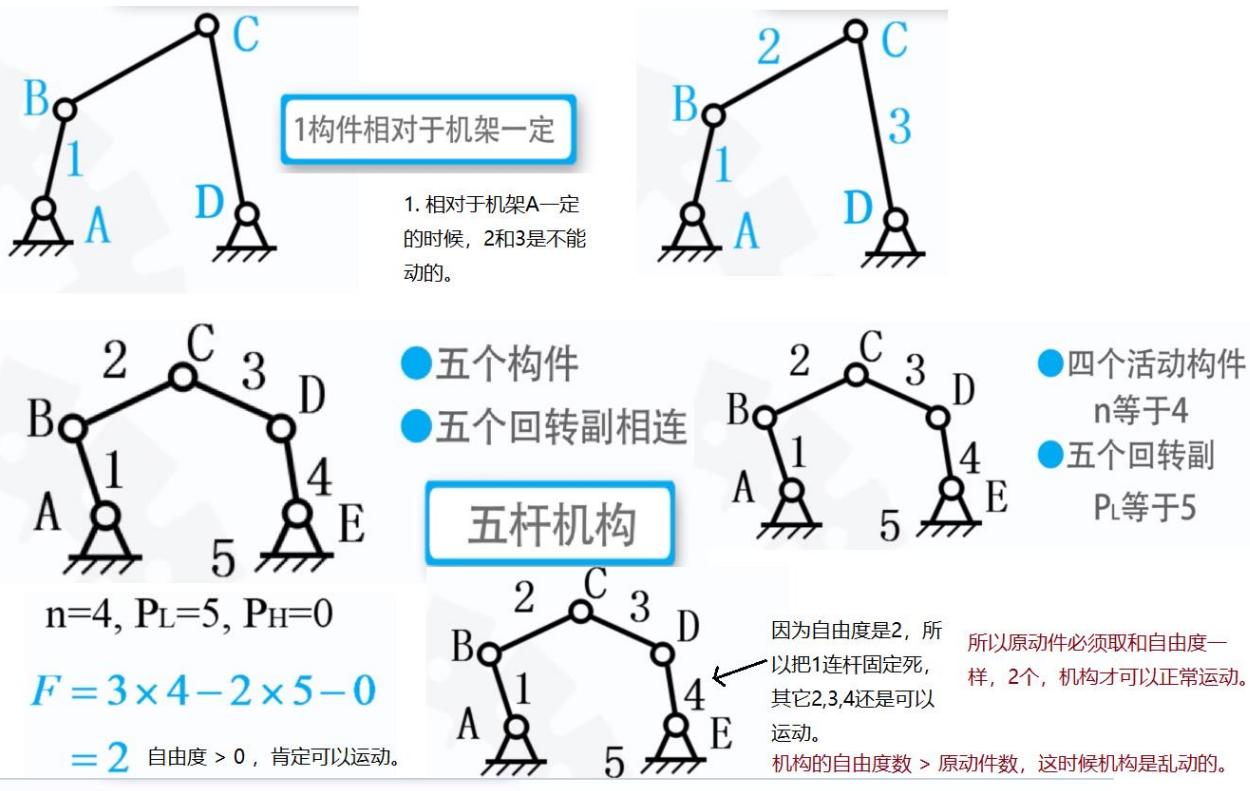
机构具有确定运动的条件

- 若 $F=0$, 此机构相当于刚体, 不能动。
- 若 $F>0$, 此机构具有的独立运动数目大于零, 可动。

机构可动的条件为: $F>0$

● 平面机构自由度为 F : $F=3n-2P_L-P_H$

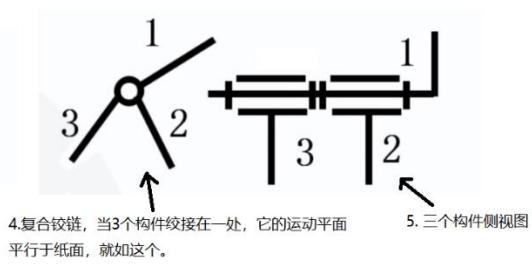


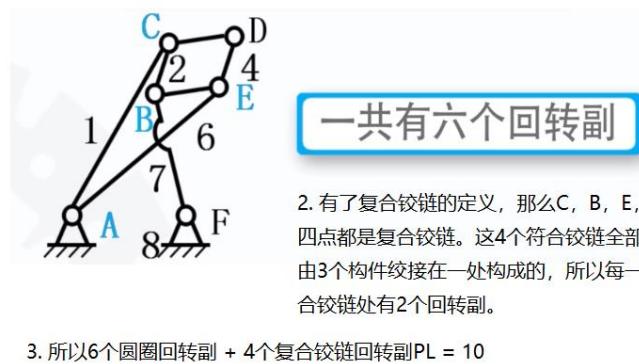
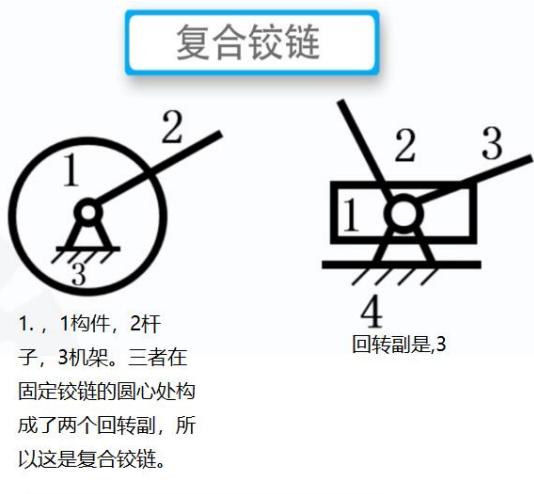


计算平面机构自由度时应注意的事项

● **复合铰链:** 两个以上的构件同铰接在一处, 所形成的转动副称为复合铰链。

5. 三个构件铰接在一处, 回转副数量是3-1.
也就是有m个构件铰接在一处, 它的回转副是m-1



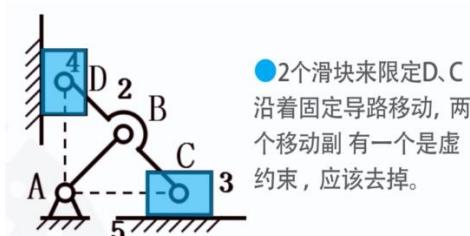
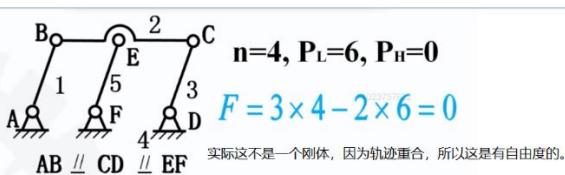
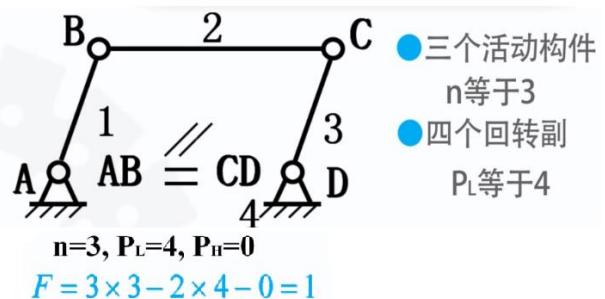
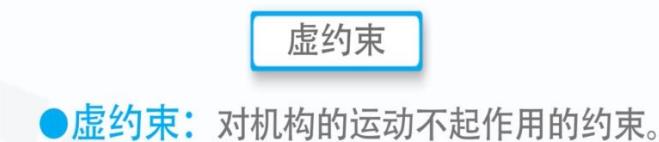
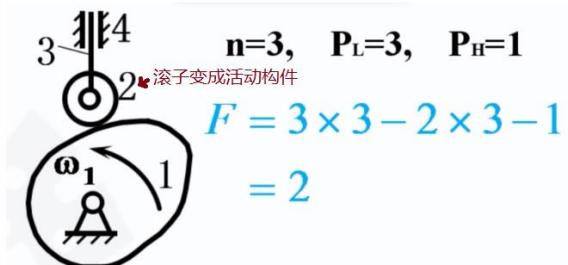
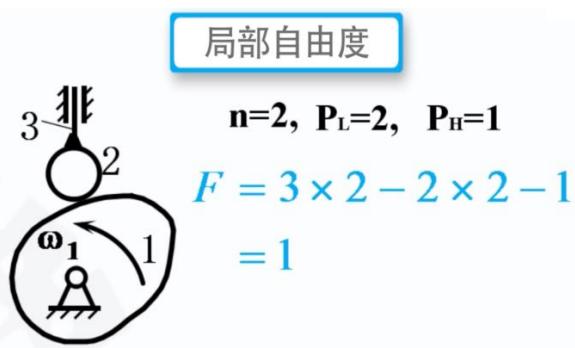


●十个回转副 $n=7, P_L=10, P_H=0$
 P_L 等于10 $F=3 \times 7 - 2 \times 10 - 0$
 $= 21 - 20$
 $= 1$ 所以这个复合铰链真实自由度为1

局部自由度

●**局部自由度**: 对机构运动输出无影响的局部运动。

●**对于平面机构而言**: 局部自由度只有凸轮机构 滚子和从动件接触的时候。滚子的局部回转对整个机构从动件的运动输出没有影响。



机构的自由度计算举例

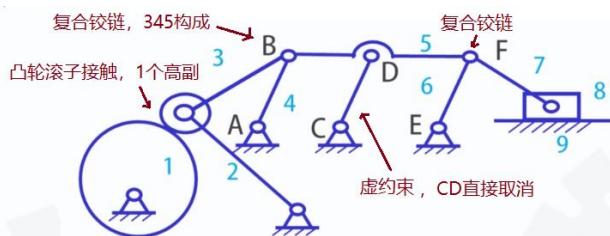
平面机构自由度为F:

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

低副总数

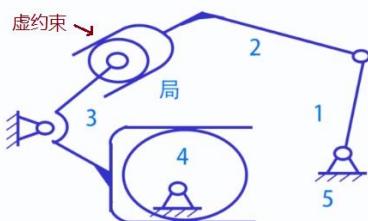
活动构件的总数

高副总数



$$n=8, P_L=11, P_H=1$$

$$F=3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$$



$$n=4, P_L=4, P_H=2$$

$$F=3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$$

机构速度瞬心

机械速度瞬心就是求解某构件的

轨迹 速度 加速度

角位移 角速度 角加速度

运动分析方法

有以下3个

方法



速度瞬心法

定义：两个互作平行平面运动构件
绝对速度相等，相对速度为零
瞬时重合点称速度瞬心简称
瞬心，用 P_{ij} 表示。

$$K = \frac{N(N-1)}{2}$$

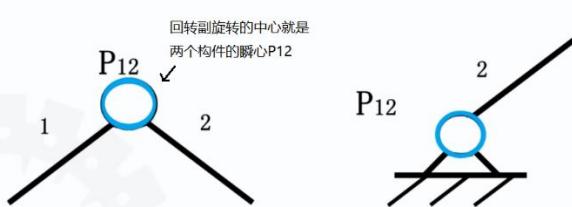
机构中瞬心的数目用“K”表示

N — 包括机架在内的所有构件数

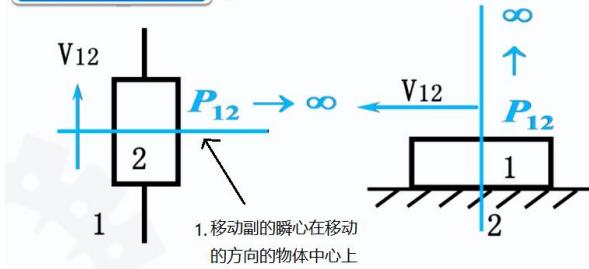
低副

回转副 移动副

(1)回转副联接

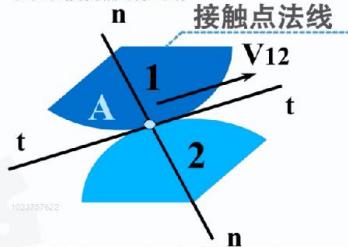


(2) 移动副联接

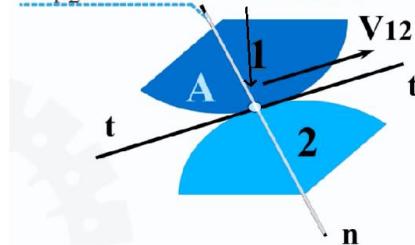


(3) 平面高副

2. 高副瞬心一定是在接触点法线上。

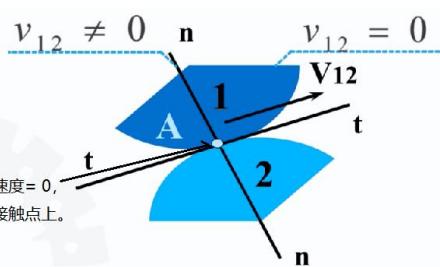


$v_{12} \neq 0$ 3. 如果两个齿轮/凸轮相对速度不等于0, 那么瞬心就在接触点法线上。



$v_{12} = 0$

4. 如果相对速度=0, 瞬心就在接触点上。



3 三心定理

解决不直接相连三构件之间的瞬心求法问题

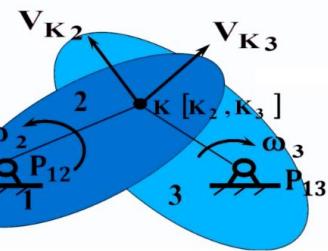
定义：

三个相互作平面平行运动构件
必有三个瞬心且在一条直线上

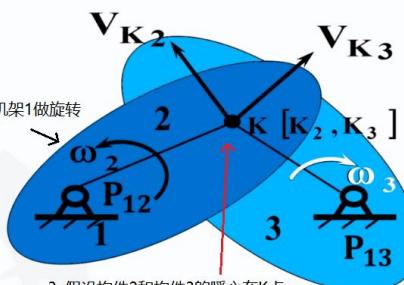
三个构件三个瞬心

$$K = \frac{3 \times (3-1)}{2} = 3$$

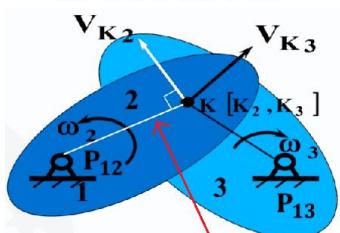
1. 所以有3个瞬心



2. 构件2绕着机架1做旋转



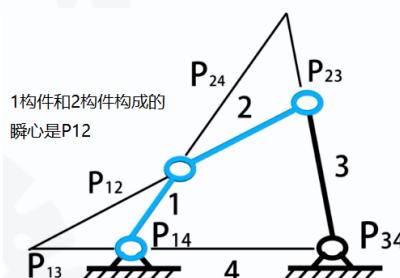
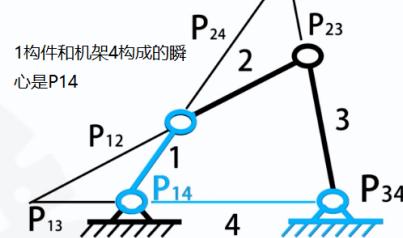
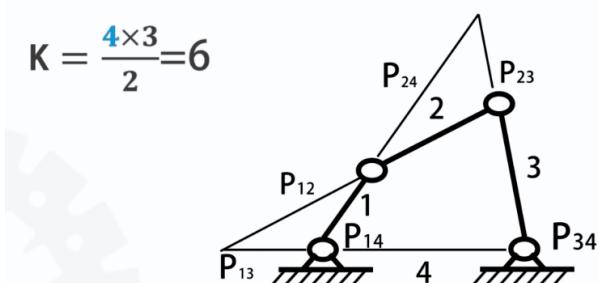
3. 假设构件2和构件3的瞬心在K点。



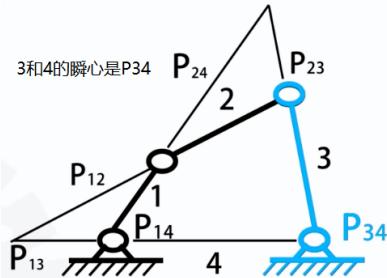
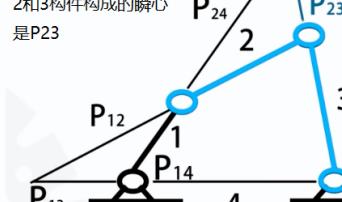
4. 那么构件2的瞬心, 它的绝对速度方向应该垂直于它的回转半径。

例1：如图示机构，找出其全部瞬心。

$$K = \frac{4 \times 3}{2} = 6$$



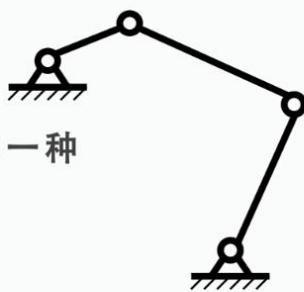
2和3构件构成的瞬心是P23



连杆机构

低副机构

四个运动副



转动副是平面低副的一种
平面四杆机构

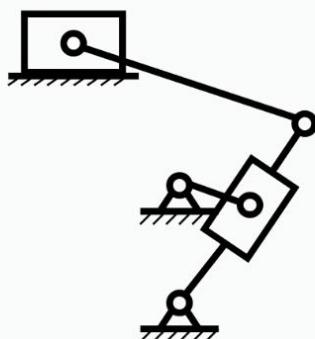
3个转动副

1个移动副

平面四杆机构

转动副

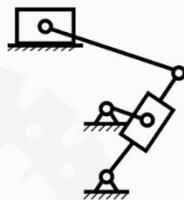
移动副



总结：在机构中所有的运动副是转动副或移动副的平面低副，就是平面连杆机构，且有多少个构件就是几杆机构

连杆机构

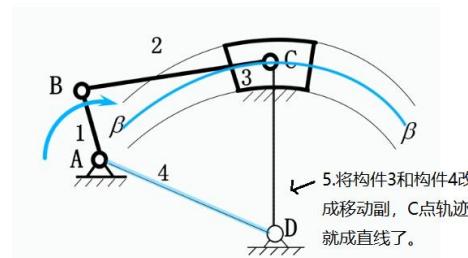
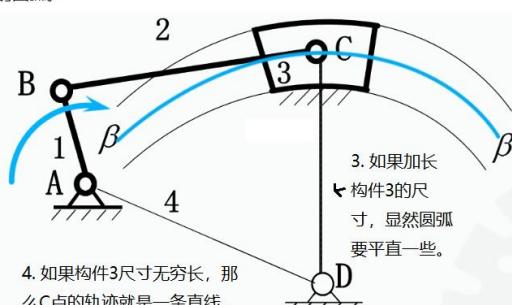
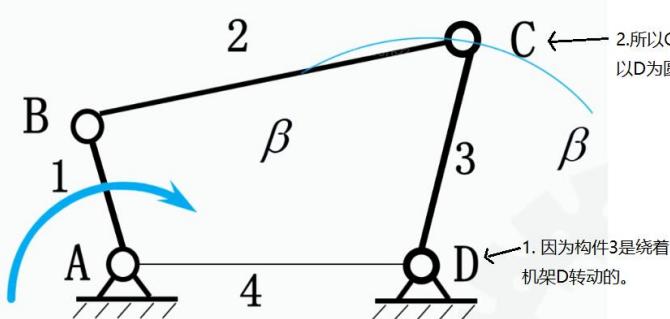
优点：



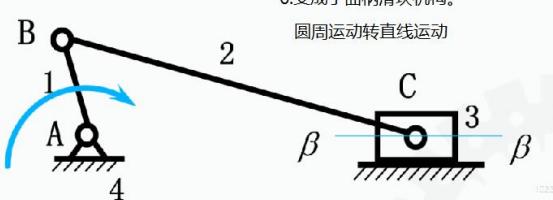
- 1.面接触，压强小，承受大载荷
- 2.通过改变各构件相对长度，可使从动件获得不同的运动规律
- 3.可实现各种不同的轨迹要求。

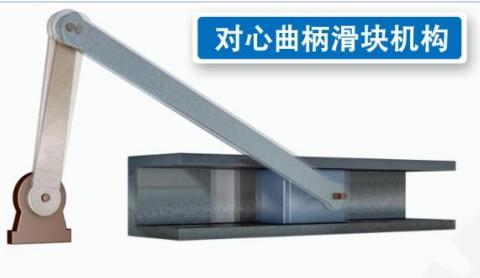
缺点：

- 1.运动链长，产生运动累积误差大，效率低
- 2.存在动载荷，不宜高速传动。

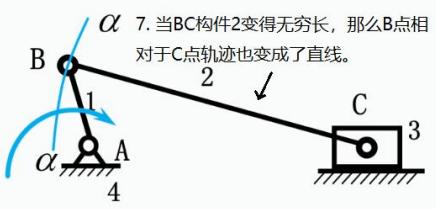


曲柄滑块机构





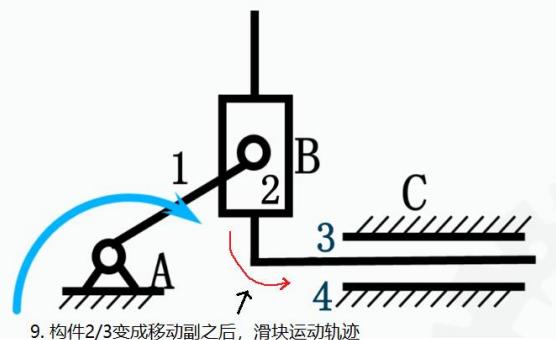
对心曲柄滑块机构



8. 所以让构件2和构件3, 它们之间是移动副连接就可以了。

当 $L_{bc} \rightarrow \infty$ 时

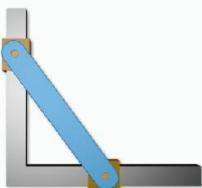
$\alpha\alpha \rightarrow \text{直线}$



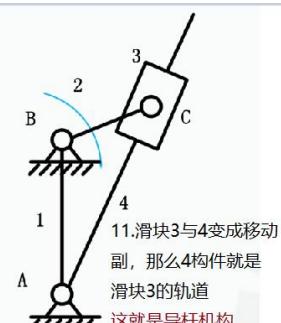
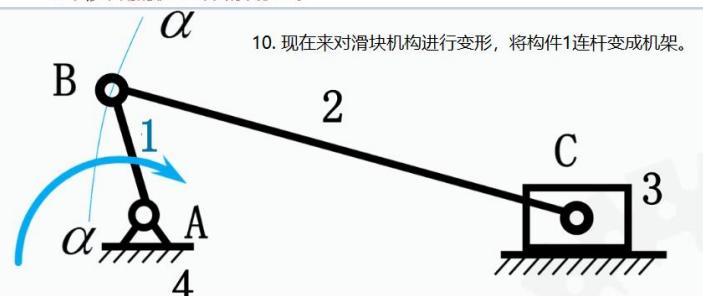
9. 构件2/3变成移动副之后, 滑块运动轨迹

两个移动副的机构叫双滑块机构。

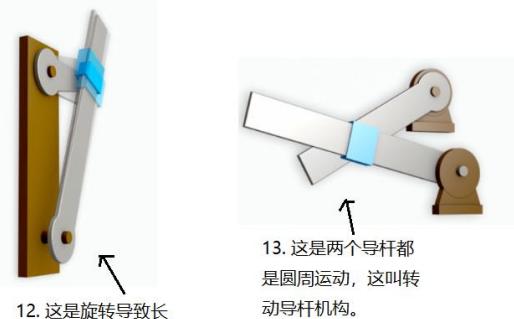
双滑块机构



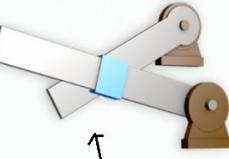
10. 现在来对滑块机构进行变形, 将构件1连杆变成机架。



11. 滑块3与4变成移动副, 那么4构件就是滑块3的轨道
这就是导杆机构



12. 这是旋转导致长杆来回摆动



13. 这是两个导杆都是圆周运动, 这叫转动导杆机构。

14. 导杆摆动和转动, 取决于曲柄与机架的相对长度。



当 $L_2 < L_1$ 时

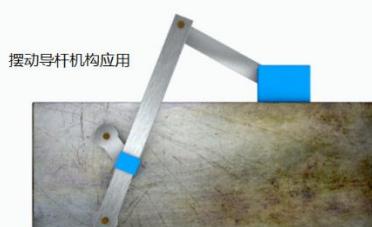
15. 当曲柄比机架短的时候, 我们获得摆动导杆机构



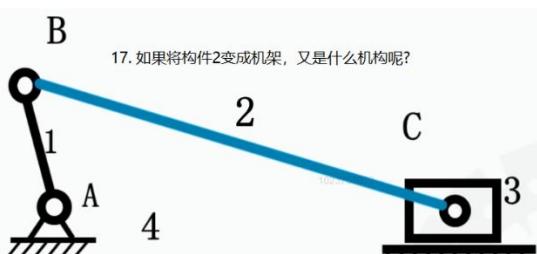
当 $L_2 > L_1$ 时

16. 当曲柄比机架长时, 我们获得转动导杆机构。

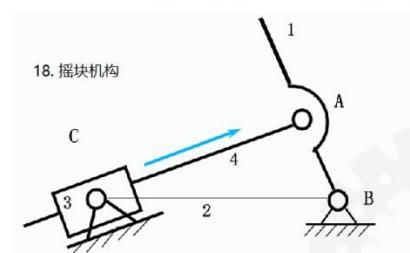
牛头刨床机构



摆动导杆机构应用



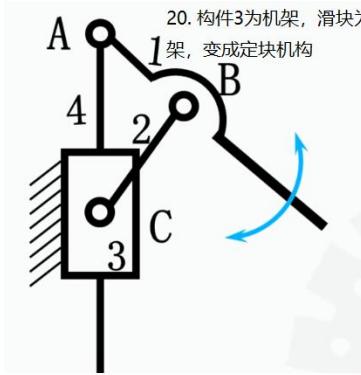
17. 如果将构件2变成机架, 又是什么机构呢?



18. 摆块机构



19. 摆块机构应用



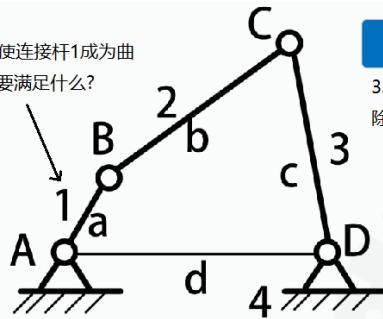
平面四杆机构曲柄存在的条件

铰链四杆机构是否存在曲柄

与各构件长度有关

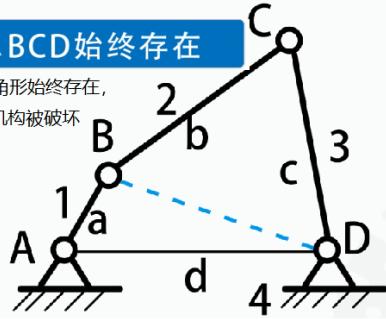
1. 这个铰链四杆机构, 各构件多长, 才能有曲柄。

2. 使连接杆1成为曲柄要满足什么?



$\triangle BCD$ 始终存在

3. 三角形始终存在, 除非机构被破坏



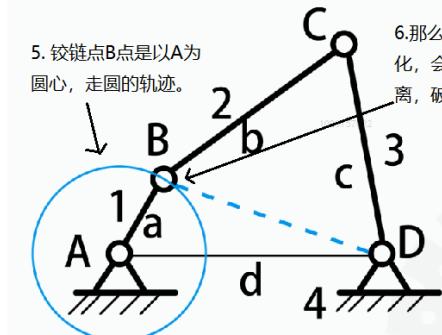
$$b+c \geq BD$$

$$b-c \leq BD$$

4. 满足三角形关系的条件

若c长大于b长时
 $c-b \leq BD$

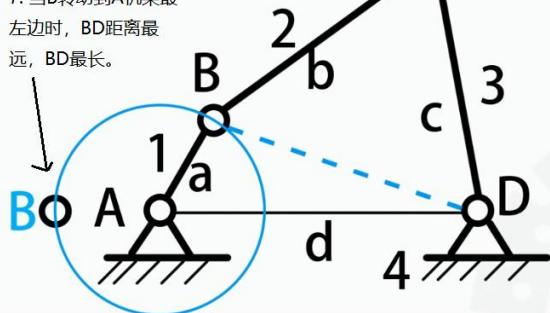
5. 铰链点B点是以A为圆心, 走圆的轨迹。



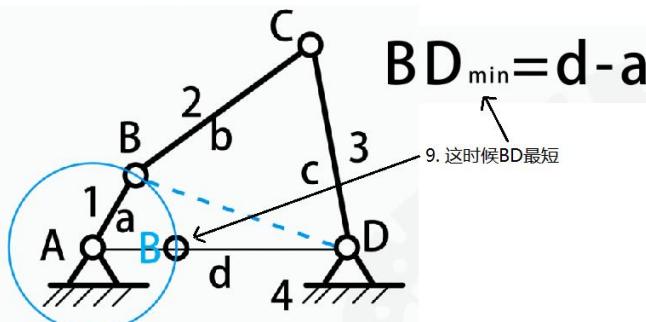
6. 那么B走圆导致的变化, 会破坏BD之间的距离, 破坏三角形关系。

$$\begin{aligned} b+c &\geq BD_{\max} \\ b-c &\leq BD_{\min} \\ c-b &\leq BD_{\min} \end{aligned}$$

7. 当B转动到A机架最左边时, BD距离最长, BD最长。



$$BD_{\max} = a + d \leftarrow 8. \text{这时候} BD \text{长度为}$$



10. 有些时候4构件比1构件长, 有的铰链四杆机构可能4构件比1构件短, 所以:

$$BD_{\min} = a - d$$

$$d > a$$

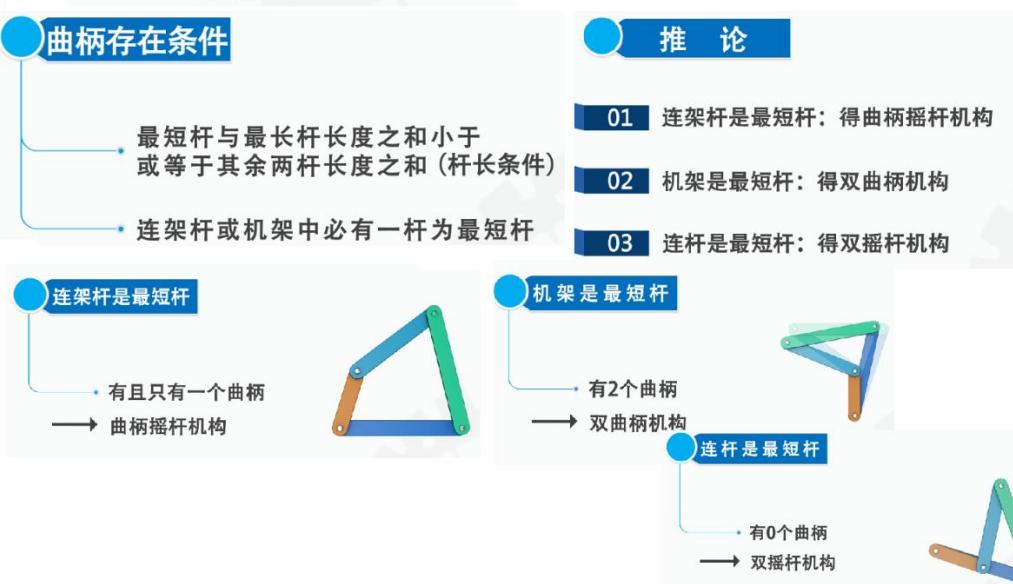
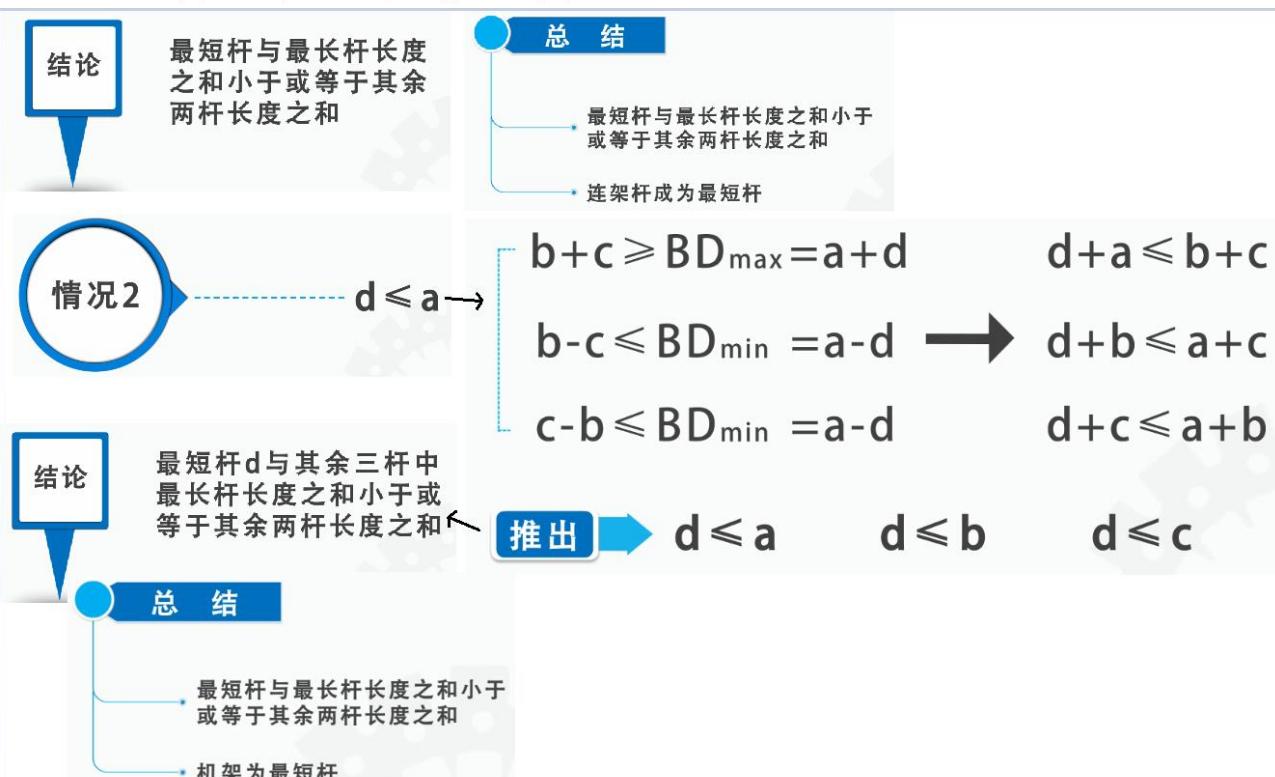
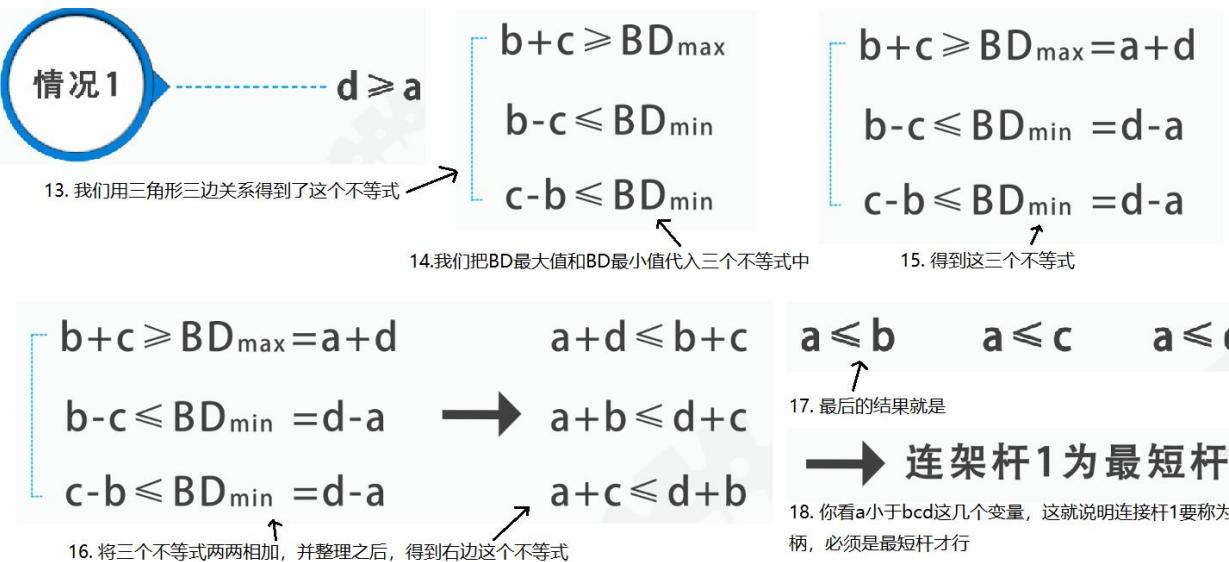
$$d < a$$

11. 当d长度大于a

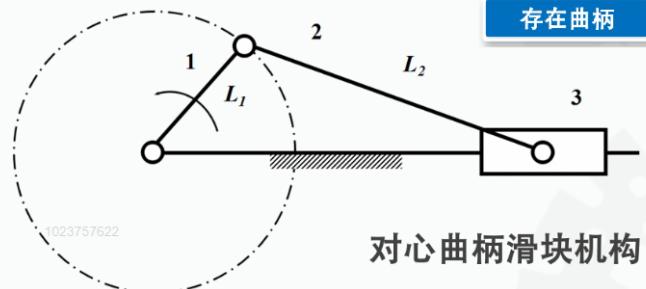
$$BD_{\min} = d - a$$

12. 当d长度小于a

$$BD_{\min} = a - d$$



曲柄滑块机构



$$L_1 \leq L_2$$

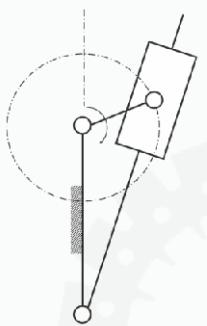
存在曲柄

最短杆与最长杆长度之和小于其余两杆长度之和

对心曲柄滑块机构

导杆机构

- ◆ 摆动导杆机构
- ◆ 转动导杆机构



$$\text{导杆长} > \text{曲柄长} + \text{机架长} + \frac{1}{2} \text{滑块长}$$

存在曲柄

1. 给出连杆尺寸，判断下这个机构是什么机构？

曲柄存在的条件

2. 最短杆 $a=40$
最长杆 $b=100$

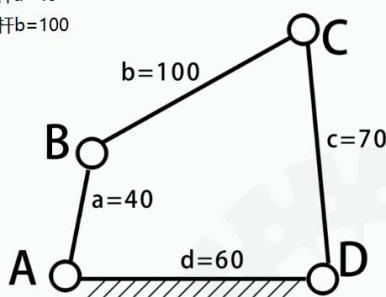
杆长条件

$$a+b=140$$

$$d+c=130$$

$$a+b > d+c$$

3. 最短杆+最长杆 $> d+c$



4. 杆长条件不满足，得到双摇杆机构

$$\therefore a+b > d+c$$

$$70 \leq a \leq 130$$

最后a取值为

$$70 \leq a < 100$$

$$100 \leq a \leq 130$$

$$a > 60$$

$$a > 100$$

$$a \leq b+c+d$$

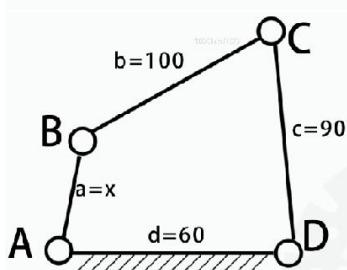
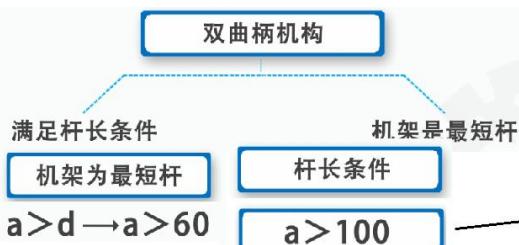
$$a \leq 250$$

$$60+a \leq 100+90$$

$$60 < a < 100$$

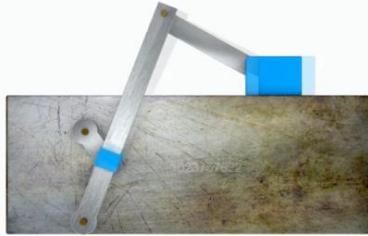
$$60+100 \leq a+90$$

$$70 \leq a < 100$$



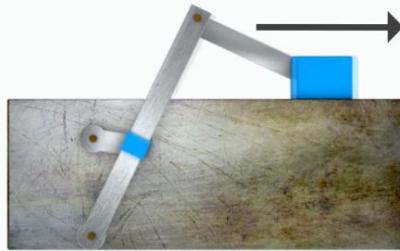
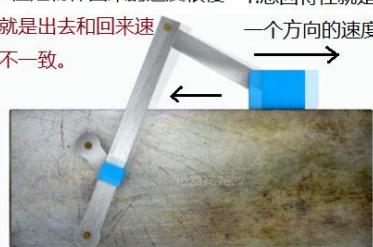
平面四杆机构急回特性

牛头刨床



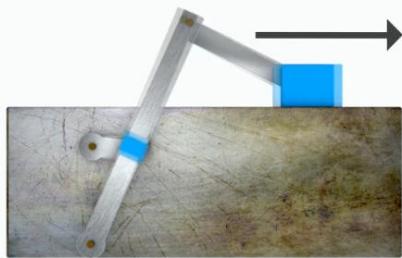
空回行程平均速度
大于
工作行程平均速度

2.但是物体回来的速度很慢 1.急回特性就是物体向一个方向的速度很快。
也就是出去和回来速度不一致。



连杆机构

3.为什么刨刀有急回特性呢?因为驱动刨刀的杆是连杆机构。



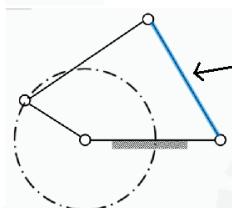
摆动导杆

正是摆动导杆机构使刨刀具有了急回特性

极位

极 位

当输出构件处在左，右两极限位置时，
对应整个机构所处的位置，称为极位。



4.我们先看看什么时候摇杆处于右极限位置。

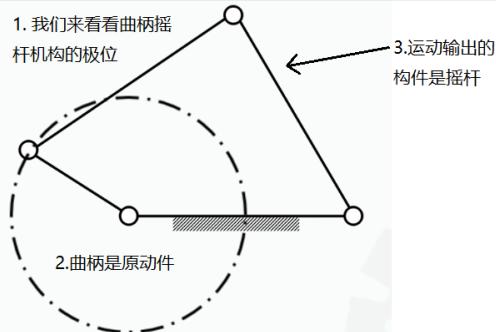
曲柄摇杆机构

5.当机构中的曲柄与

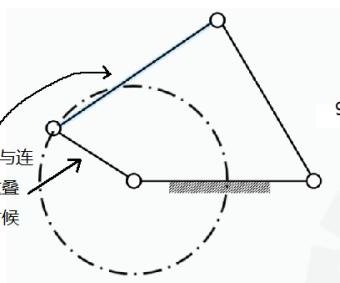
连杆拉直共线时

6.这就是拉直共线

右极位
7.那么摇杆
处于右极限
位置

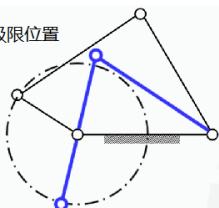


1.我们来看看曲柄摇杆机构的极位
2.曲柄是原动件
3.运动输出的构件是摇杆



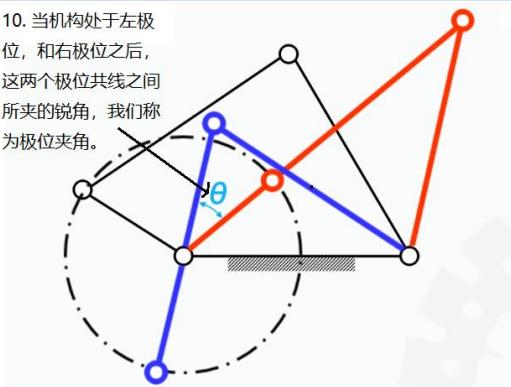
9.这就是左极限位置

左极位

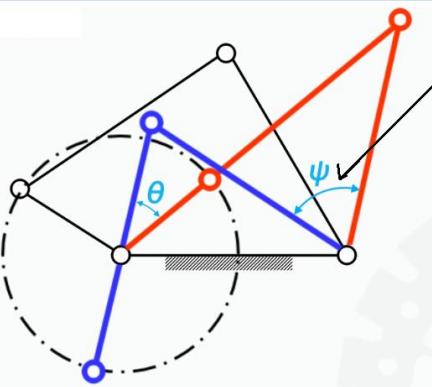


其实极位就是曲柄在旋转的时候，摇杆摆动到左边的最大极限距离，和摇杆摆动到右边最大极限距离。

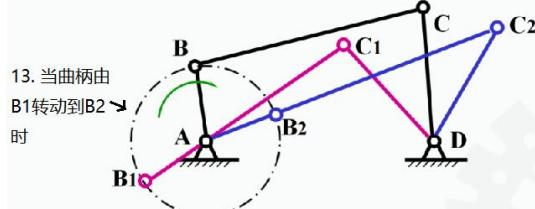
10. 当机构处于左极位，和右极位之后，这两个极位共线之间所夹的锐角，我们称为极位夹角。



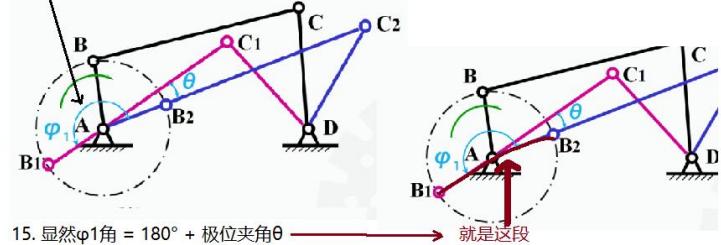
11. 两个极位摇杆所形成的夹角称为摇杆摆角



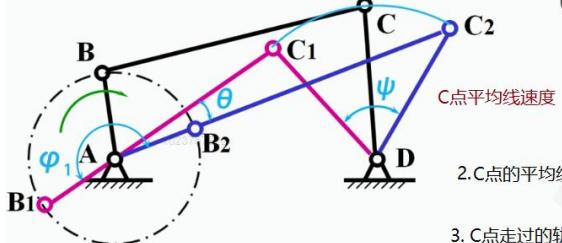
12. 有了极位，极位夹角，摇杆摆角之后，就可以分析急回特性了



14. 曲柄由A-B1 转到A-B2, 转过的角度位 φ_1 角



12. 因为摇杆是从C1摆动到C2, 摆动的角度就是 ψ



$$C_1D \rightarrow C_2D \quad t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} \quad \begin{array}{l} \text{曲柄转过的角度} \\ \text{曲柄角速度} \end{array}$$

$$\bar{v}_1 = \frac{C_1C_2}{t_1} \quad \begin{array}{l} \text{C点平均线速度} \\ \text{C点走的轨迹(弧长)} \\ \text{所用的时间} t_1 \end{array}$$

3. C点走过的轨迹就是C1到C2这段圆弧。

4. 当曲柄从B2顺时针转动到B1，这就是急回过程了，计算方式如下

$$\varphi_2 = 180^\circ - \theta \quad 5. \text{下面计算} \bar{v}_1, \bar{v}_2 \text{来确定急回特性}$$

$$t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1} \quad \bar{v}_1 = \frac{C_1C_2}{t_1}$$

$$\bar{v}_2 = \frac{C_1C_2}{t_2} \quad \begin{array}{l} \text{因为} \varphi_1 \text{大于} \varphi_2, \text{所} \\ \text{以} t_1 \text{大于} t_2。 \text{那么} v_1 \\ \text{小于} v_2。 \text{得到摇杆回} \\ \text{来的速度} > \text{摇杆出去} \\ \text{的速度。} \end{array}$$

$$t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1}$$

$$\varphi_1 > \varphi_2 \rightarrow t_1 > t_2 \rightarrow \bar{v}_1 < \bar{v}_2$$

工作行程平均速度 < 空回行程平均速度

行程速度变化系数

$$K = \frac{\bar{v}_2}{\bar{v}_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

θ 为极位夹角

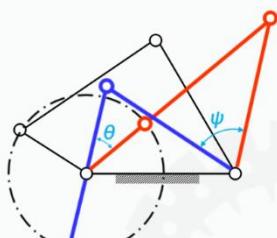
$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$$

$$\theta = 0$$

$$\theta \neq 0$$

$\theta \neq 0$ 或 $K > 1$

$\theta \uparrow, K \uparrow$, 急回愈显著



急回特性判定条件

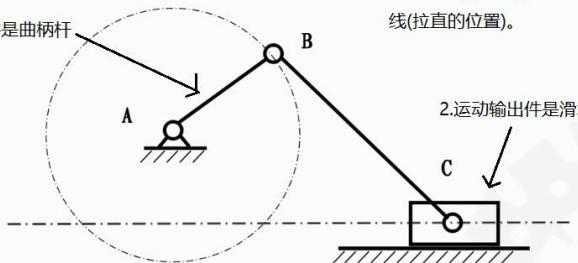
$$K = \frac{\bar{v}_2}{\bar{v}_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \longrightarrow K=1 \quad K = \frac{\bar{v}_2}{\bar{v}_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \longrightarrow K>1$$

$\bar{v}_2 = \bar{v}_1 \longrightarrow$ 无急回特性

$\bar{v}_2 > \bar{v}_1 \longrightarrow$ 有急回特性

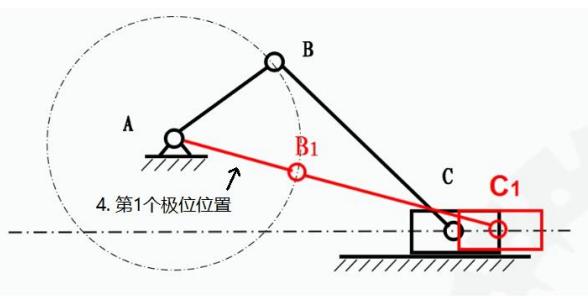
偏心曲柄滑块

1. 原动件是曲柄杆



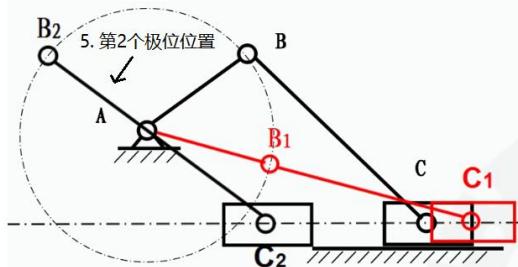
3. 发生极位的位置—定是曲柄杆和连杆共线(拉直的位置)。

2. 运动输出件是滑块



4. 第1个极位位置

B₂ 5. 第2个极位位置



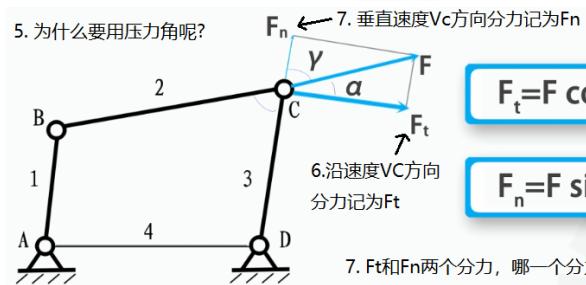
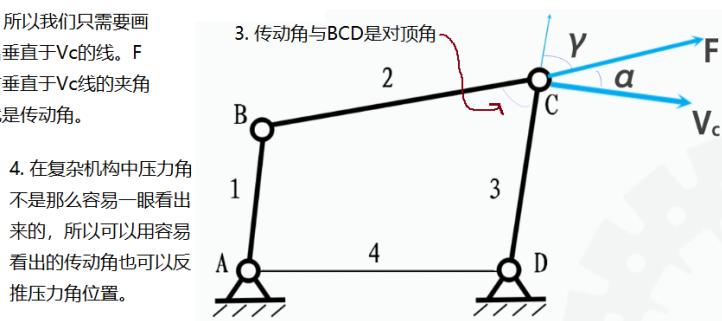
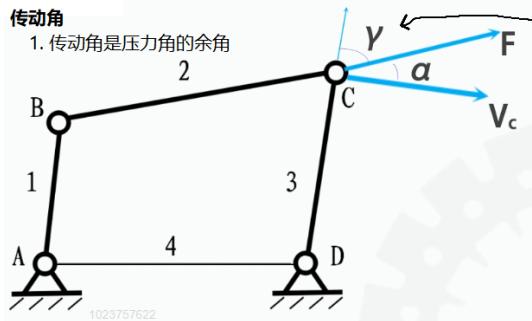
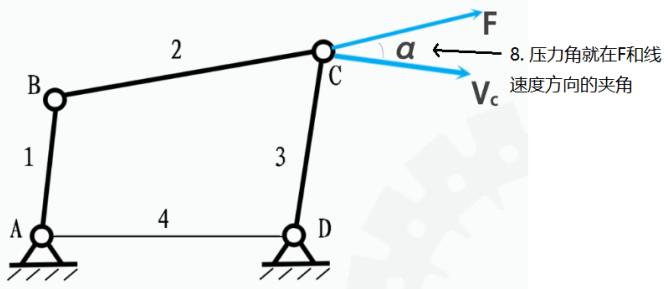
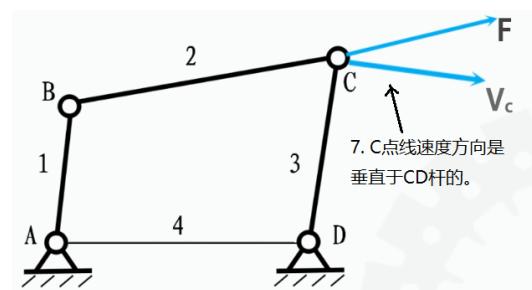
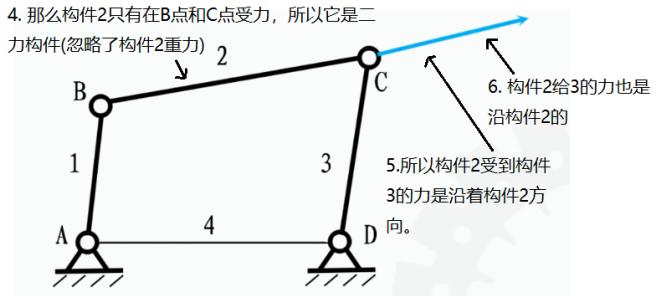
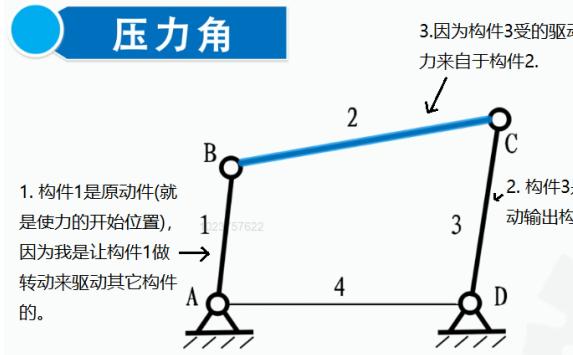
B₁

B₂

B₁

压力角与传动角

压力角



$$F_t = F \cos \alpha = F \sin \gamma$$

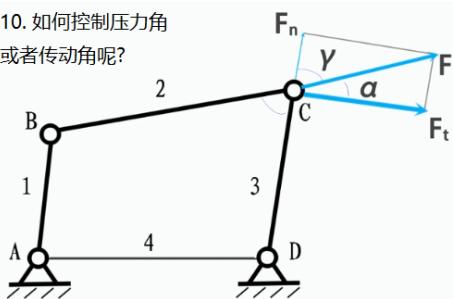
$$F_n = F \sin \alpha = F \cos \gamma$$

7. Ft和Fn两个分力,哪一个分力对机构运动传递有用?很显然是与C点速度一致的分力有用,就是Ft这个分力。

$\alpha \downarrow F_t \uparrow$
8. 所以压力角越小,机构传力性能越好。

$\gamma \uparrow F_t \uparrow$
9. 或者传动角越大,机构传力性能越好。

10. 如何控制压力角或者传动角呢?



$$\alpha_{\max} \leq [\alpha] \quad 11. \text{让压力角小于一个允许用的值。}$$

$$\gamma_{\min} \geq [\gamma] \quad 12. \text{或者要求最小的传动角大于一个允许用值。}$$

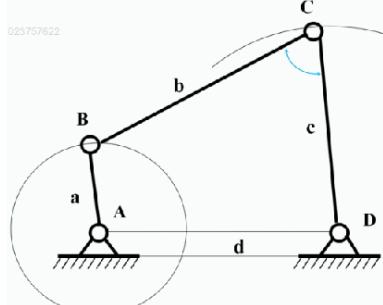
$[\alpha] = 50^\circ$ 13. 这个允许用值(许用值)是一个经验值, 比如
 $[\gamma] = 40^\circ$ 压力角50°, 传动角40°。

校核最大压力角/最小传动角

→ 确定其位置、大小

α_{\max} 与 γ_{\min} 位置相同

14. 如何确定最大压力和最小传动角所在的位置, 并计算大小?



γ 与 $\angle BCD$ 相关

当角 $\angle BCD < 90^\circ$ 时 锐角

$$\gamma = \angle BCD$$

当角 $\angle BCD > 90^\circ$ 时 钝角

$$\gamma = 180^\circ - \angle BCD$$

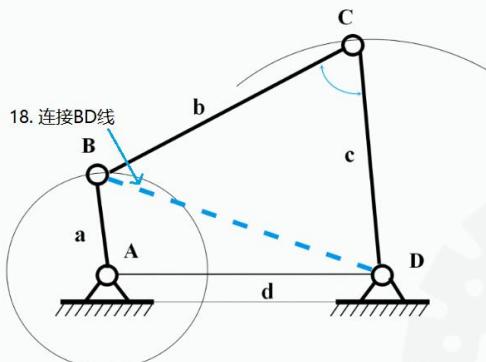
γ 与 $\angle BCD$ 有关

$$\gamma_{\min} = \angle BCD_{\min} \quad 15. \gamma \text{ 角最小值要么等于 } BCD \text{ 最小值}$$

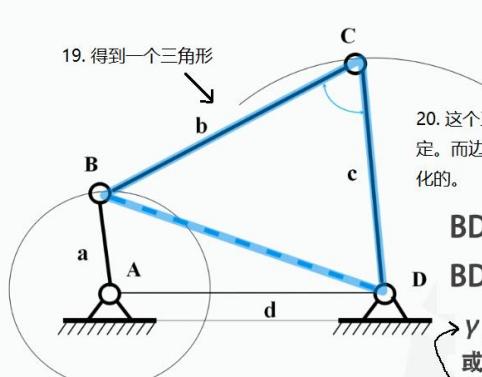
$$\text{或 } \gamma_{\min} = (180^\circ - \angle BCD)_{\min} \leftarrow 16. \text{ 要么就是}$$

$$180^\circ - \angle BCD_{\max}$$

17. 所以 γ 角的最小值, 要在这两个角中产生。



19. 得到一个三角形



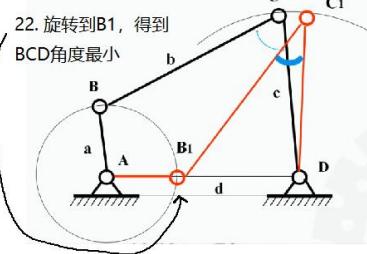
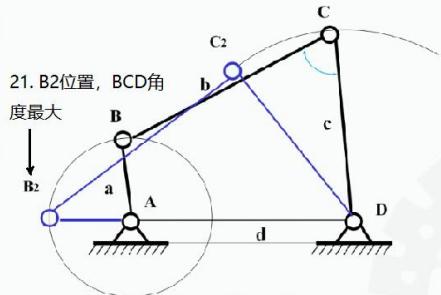
20. 这个三角形中, BC和CD长度固定。而边BD的长度随着B点转动是变化的。

BD最长, $\angle BCD$ 最大

BD最短, $\angle BCD$ 最小

$$\gamma_{\min} = \angle BCD_{\min}$$

$$\text{或 } \gamma_{\min} = 180^\circ - \angle BCD_{\max}$$

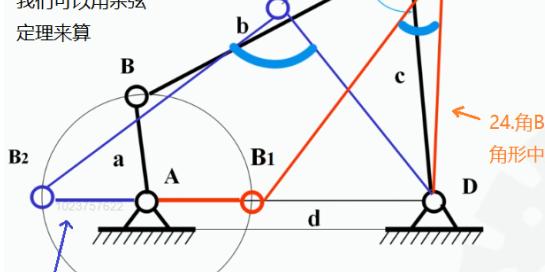


$\angle BCD_{\min}$ 发生在曲柄与机架重叠共线的位置

$\angle BCD_{\max}$ 发生在曲柄与机架拉直共线的位置

γ_{\min} 出现在曲柄与机架共线的两个位置之一

23. 最小的传动角是多少呢?
我们可以用余弦定理来算



$$\angle B_1 C_1 D = \cos^{-1} \frac{b^2 + c^2 - (d-a)^2}{2bc}$$

26. 算出余弦定理

$$\angle B_2 C_2 D = \cos^{-1} \frac{b^2 + c^2 - (d+a)^2}{2bc}$$

最小值发生位置

传动角最小值

28. 现在有了

27. 算出角 $B_1 C_1 D$ 和 $B_2 C_2 D$ 大小之后, 我们来比较 $B_1 C_1 D$ 与 $180^\circ - B_2 C_2 D$, 取它们两中的最小值, 就是传动角最小值。

25. 角 $B_2 C_2 D$ 就在这个三角形中用余弦定理。

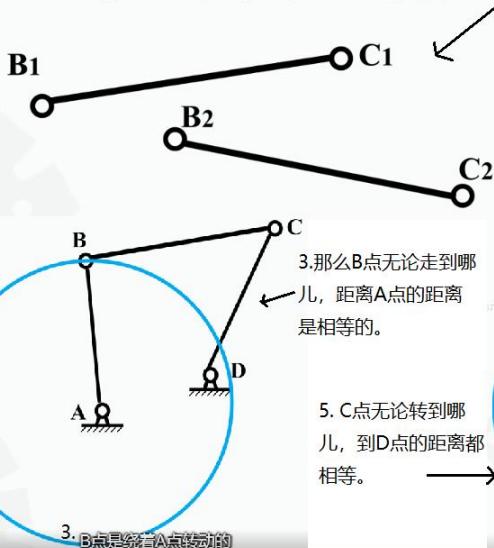
实现连杆机构预定位置

实现连杆预定位置的

设计

已知：连杆的两位置 B_1C_1 和 B_2C_2

1. 意思就是我们设计出的铰链四杆机构，其中的连杆必须过这两条线的位置。

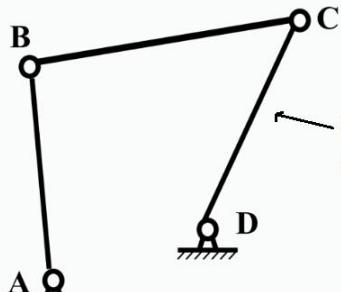


3. 那么B点无论走到哪儿，距离A点的距离是相等的。

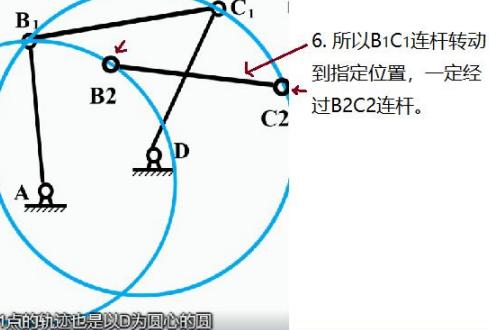
5. C点无论转到哪儿，到D点的距离都相等。

3. B点是绕着A点转动的

已知B点、C点，求A点、D点。

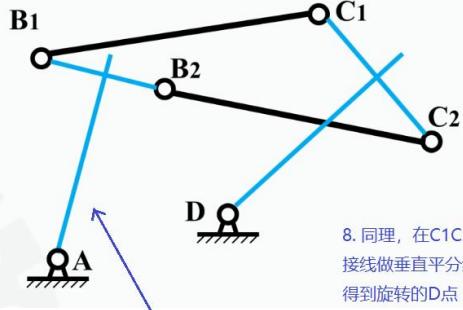


2. 我们假设设计了这么一个机构

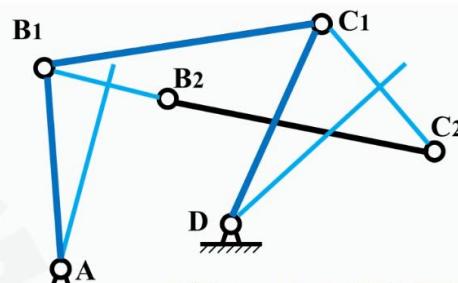


6. 所以 B_1C_1 连杆转动到指定位置，一定经过 B_2C_2 连杆。

4. C_1 点的轨迹也是以D为圆心的圆



7. 所以我在 B_1B_2 连接线做垂直平分线，这个平分线就是旋转A点。



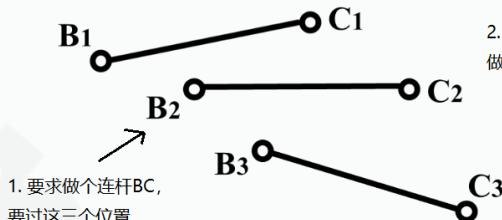
9. 连接 A, B_1C_1 , D, 就得到了连杆机构

8. 同理，在 C_1C_2 连接线做垂直平分线。得到旋转的D点

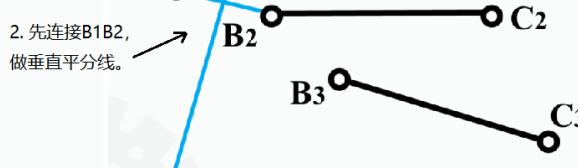
构件图上长度 \times 长度比例尺 = 实际长度

10. 最后实际长度就是要乘以个比例尺

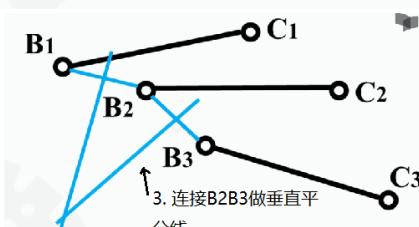
已知：连杆BC过三个位置



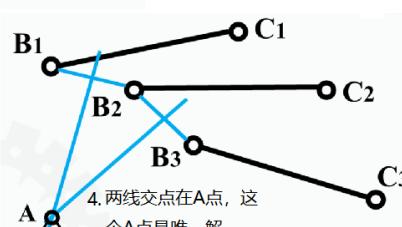
1. 要求做个连杆BC，要过这三个位置



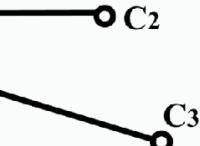
2. 先连接 B_1B_2 ，做垂直平分线。



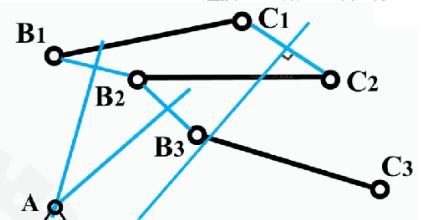
3. 连接 B_2B_3 做垂直平分线。

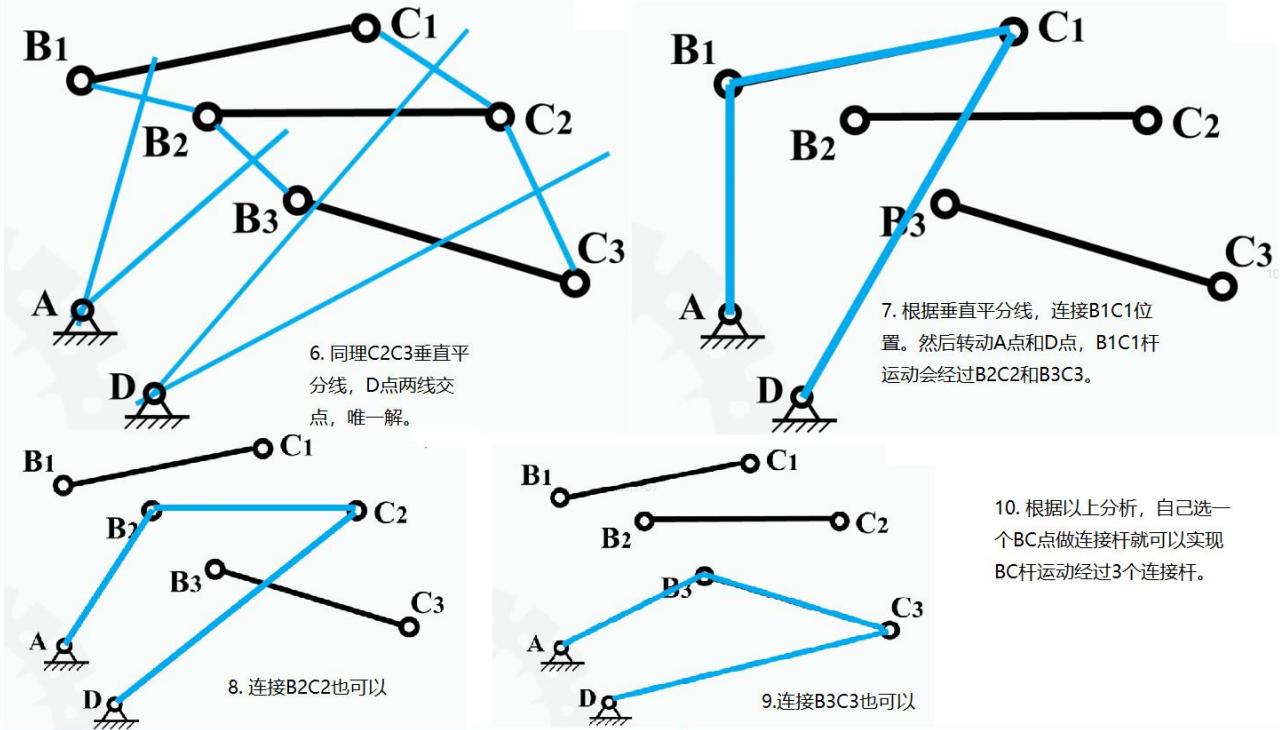


4. 两线交点在A点，这个A点是唯一解。



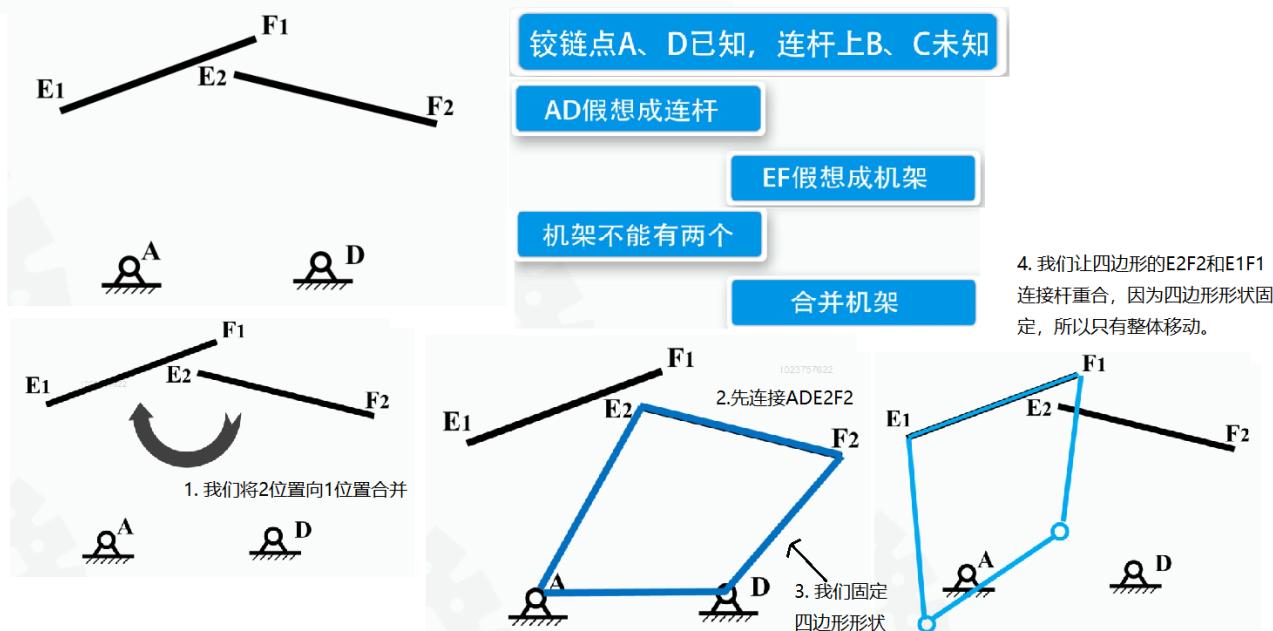
5. 连接 C_1C_2 做垂直平分线

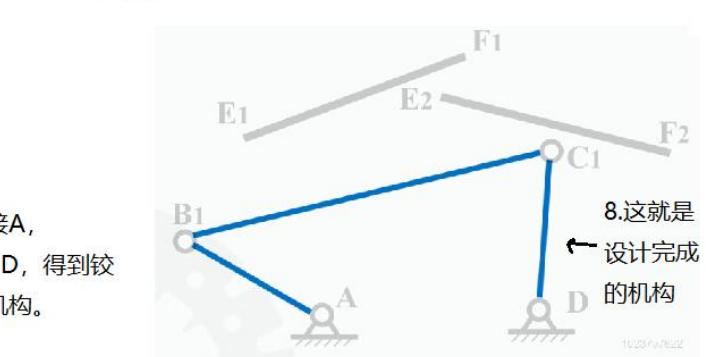
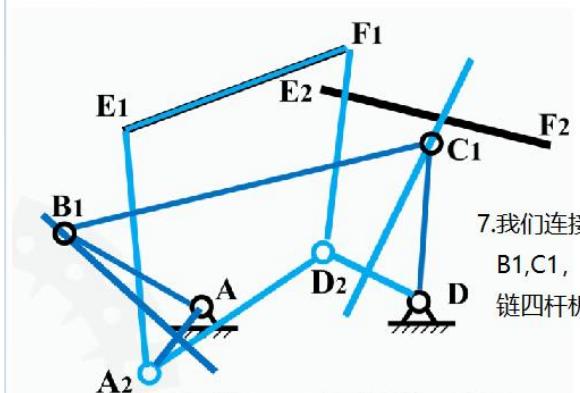
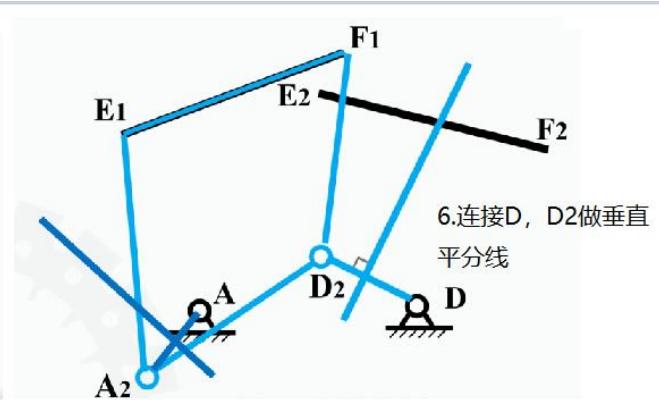
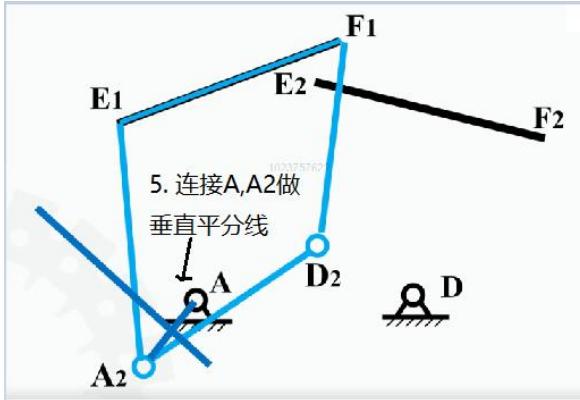




实现连杆上某一直线的两个位置的四杆机构

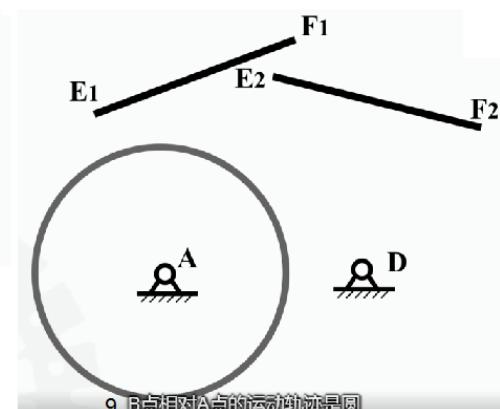
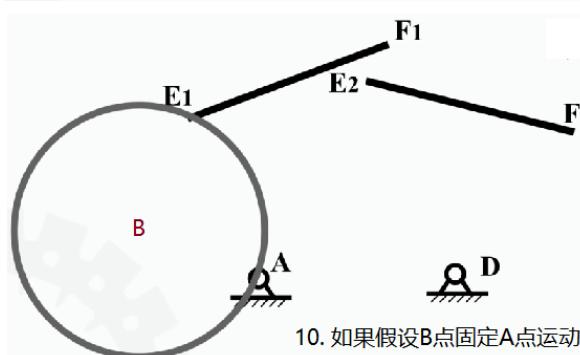
已知：连杆上的两个位置,机架长度AD



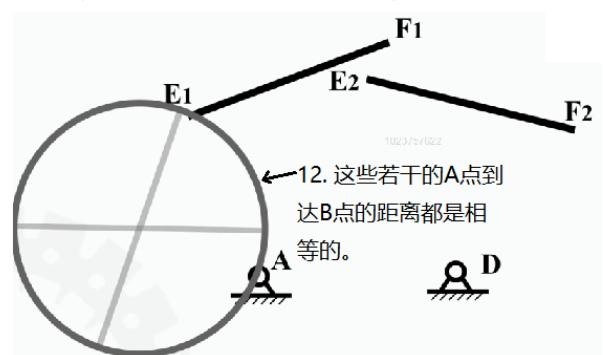


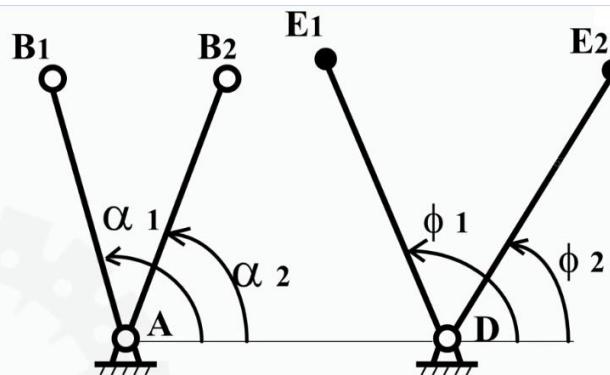
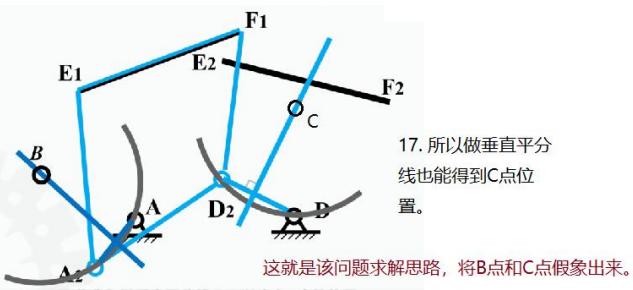
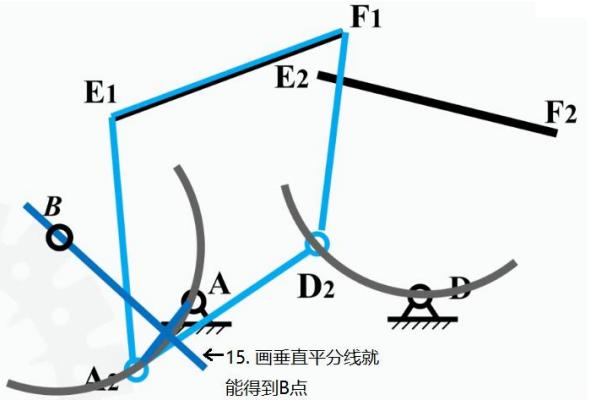
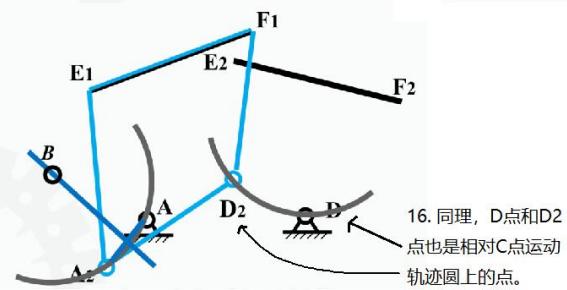
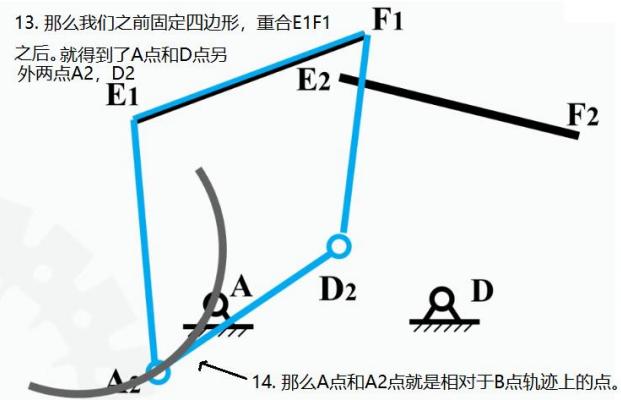
● 相对运动不变性

固定连杆，找固定点相对运动轨迹，
轨迹中心为连杆对应铰链点。



11. 如果我们能找到A点相对于B点运动轨迹圆上的若干点。





已知: $|AB|$ 的两个位置, $|CD|$ 杆上的ED的两位置

1. 先假象

AB假想成连杆

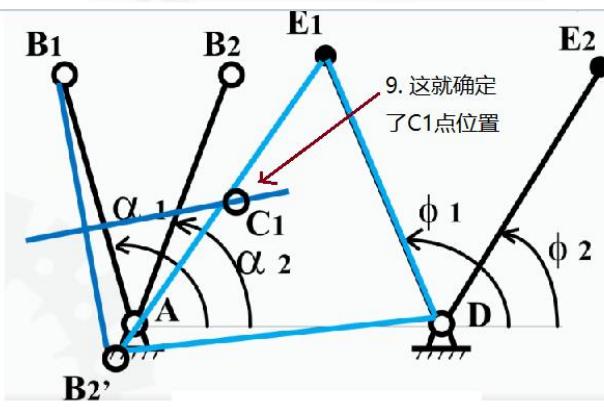
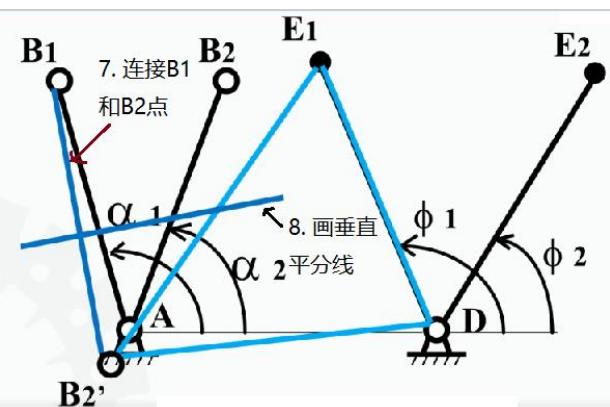
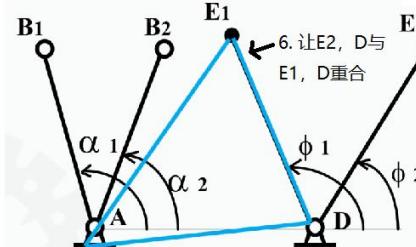
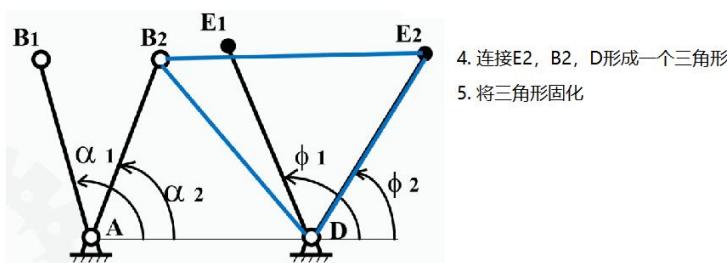
2. 因为C点未知

CD假想成机架

DE假想成机架

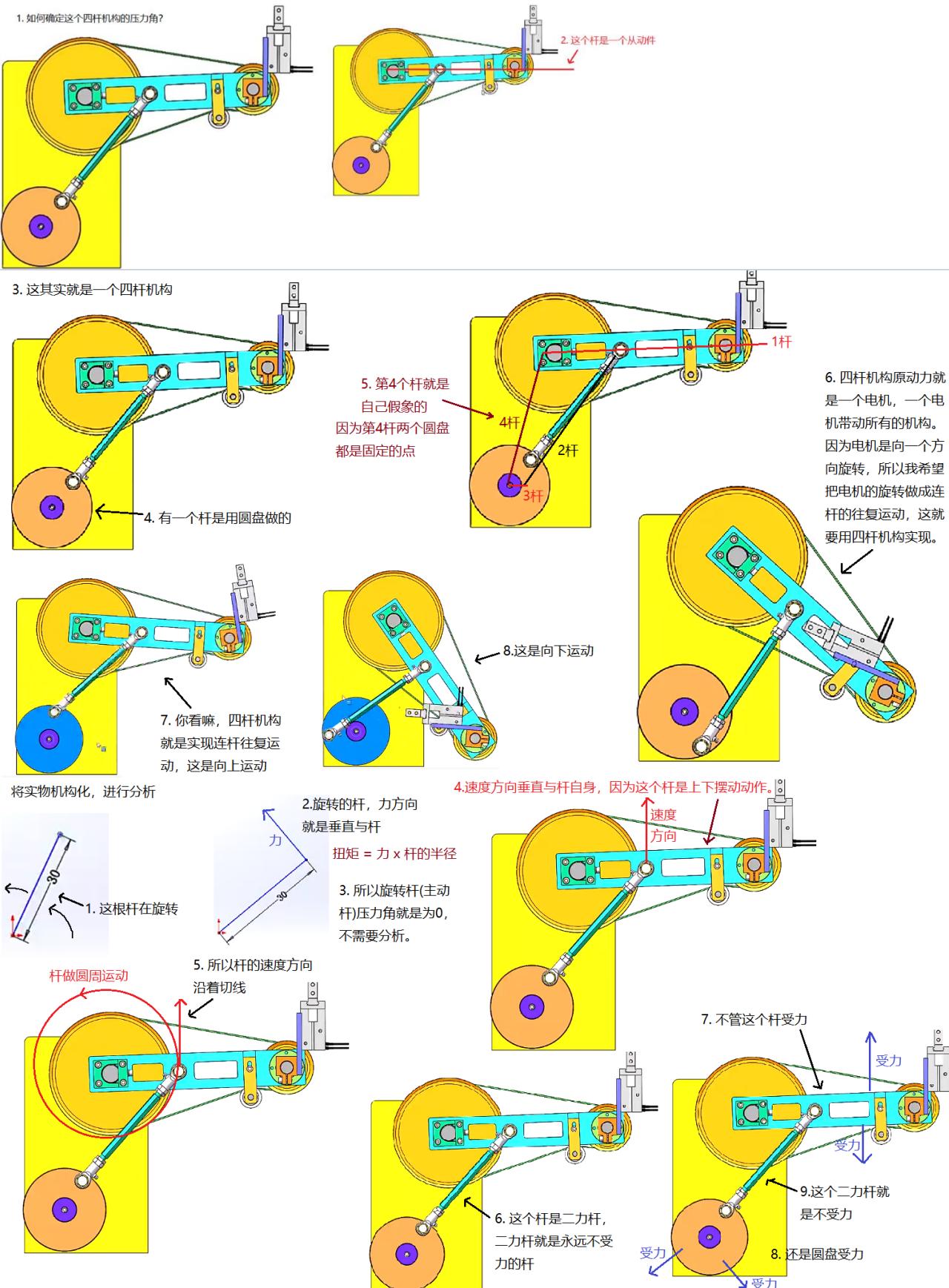
合并机架

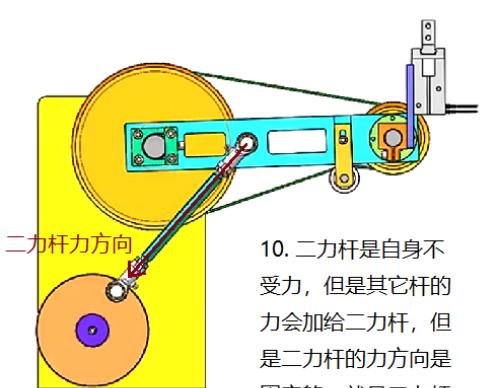
3. 怎么合并呢?



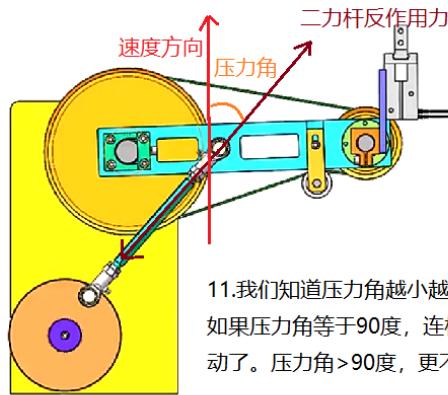
连杆机构实际应用

连杆机构实物模型压力角分析



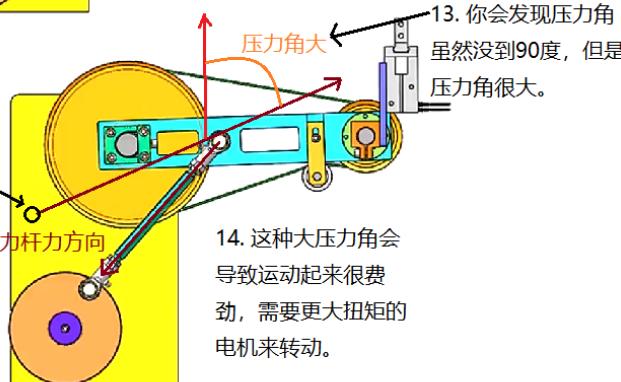


10. 二力杆是自身不受力，但是其它杆的力会加给二力杆，但是二力杆的力方向是固定的，就是二力杆自身方向的力。不随转盘改变二力杆力的方向。这就叫二力杆不受力。



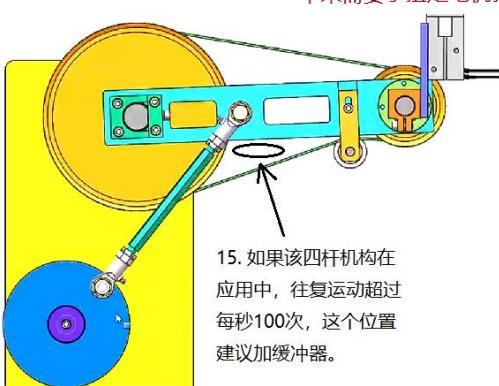
11. 我们知道压力角越小越有利于传动。如果压力角等于90度，连杆就卡死不能动了。压力角>90度，更不能动。

12. 有些人二力杆设计在这个位置

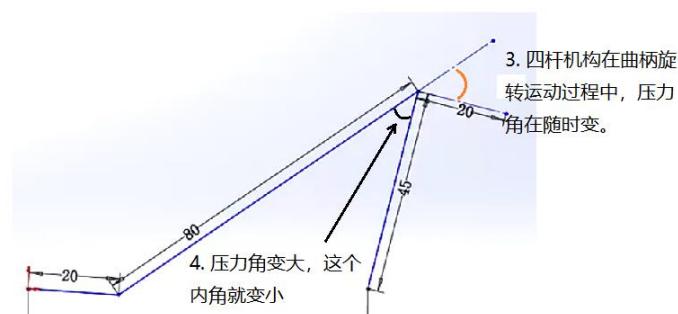
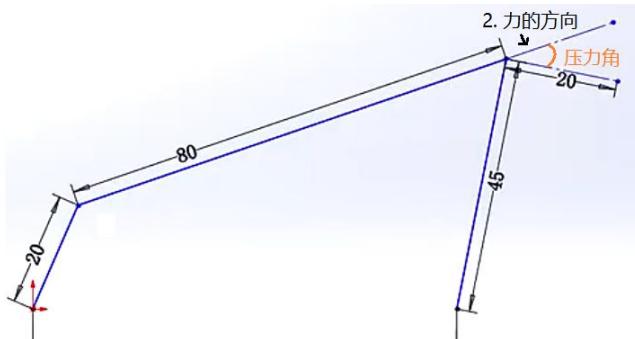
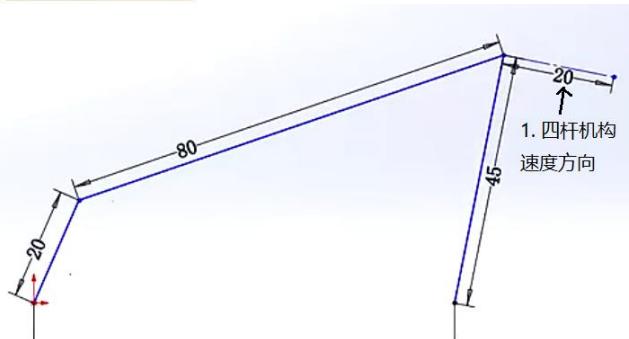


13. 你会发现压力角虽然没到90度，但是压力角很大。
14. 这种大压力角会导致运动起来很费劲，需要更大扭矩的电机来转动。

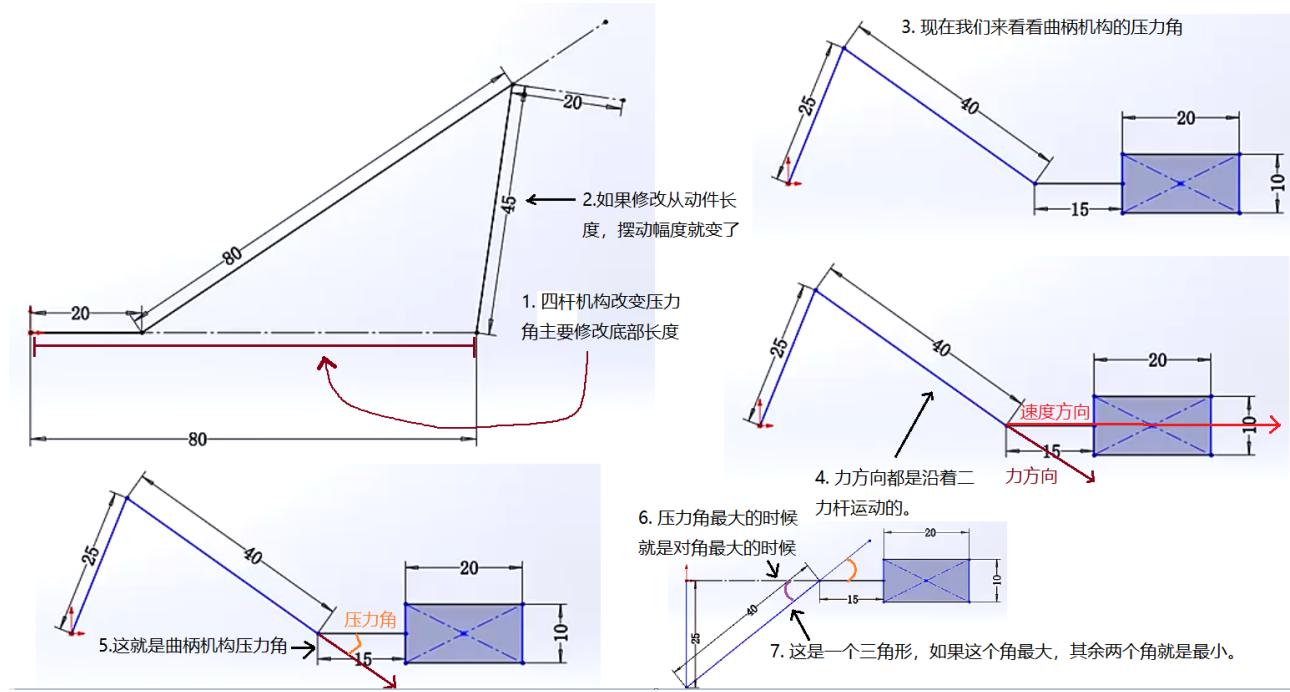
本来需要小扭矩电机就能搞定的机构，现在因为压力角不合理，要用大扭矩电机，设计不合理。



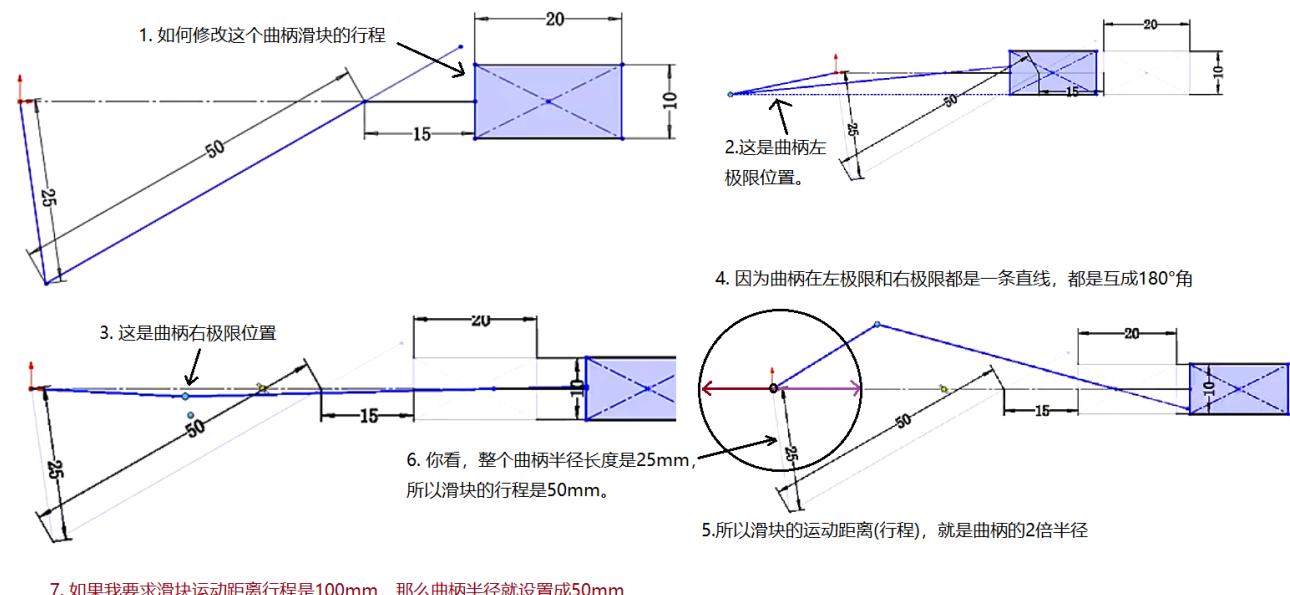
15. 如果该四杆机构在应用中，往复运动超过每秒100次，这个位置建议加缓冲器。



连杆机构摆动幅度计算预备知识

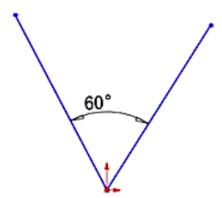


曲柄机构直线部分的行程计算



连杆机构案例

1. 我现在想让整个连杆摆动 60° 。

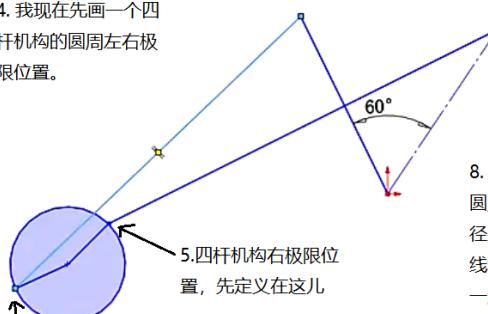


2. 我先定义这是四杆机构左极限位置

3. 这是四杆机构右极限位置。

7. 这两条线长度是相等的，其实我只用一条线，另一条线是帮助我认识极限位置的虚线。

4. 我现在先画一个四杆机构的圆周左右极限位置。

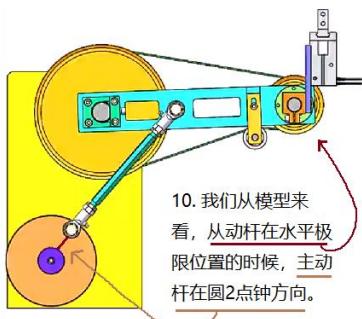
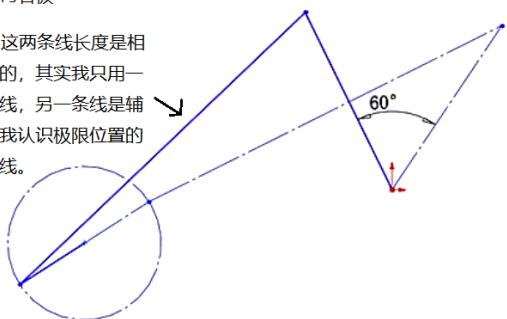


5. 四杆机构右极限位置，先定义在这儿。

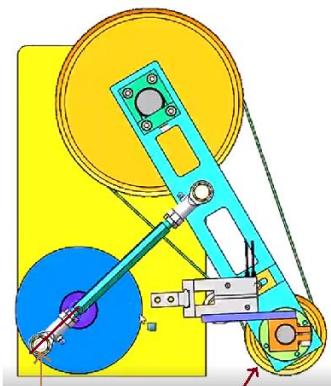
6. 四杆机构左极限位置，在这儿。这是假定的。

8. 我现在让二力杆与圆周的左极限位置半径共线，你看圆半径线和二力杆线重合在一起了。

9. 这就确定了左极限的二力杆长度

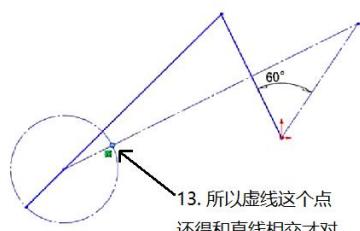
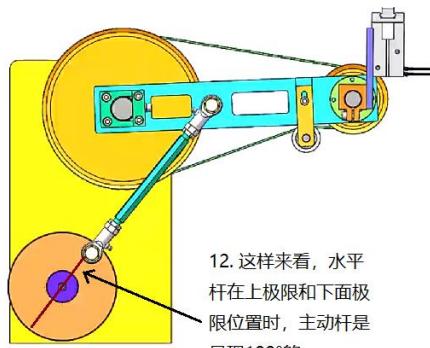


10. 我们从模型来看，从动杆在水平极限位置的时候，主动杆在圆2点钟方向。

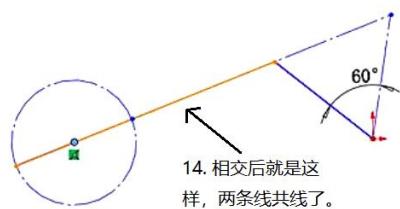


12. 这样来看，水平杆在上极限和下面极限位置时，主动杆是呈现 180° 的。

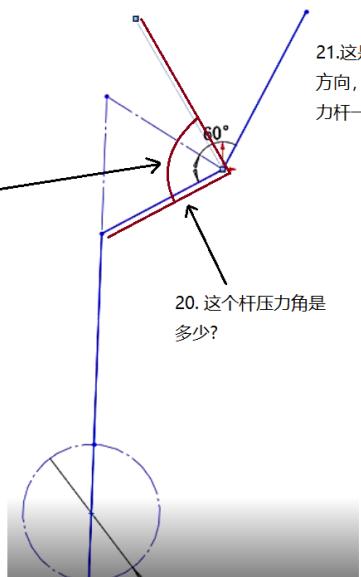
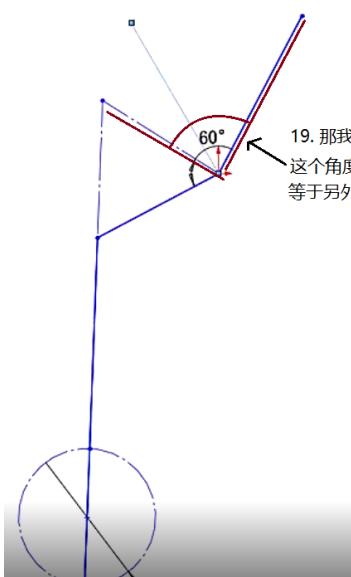
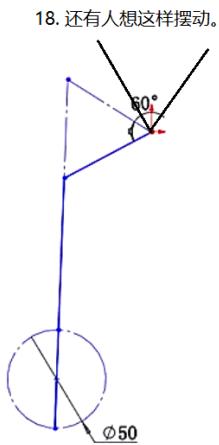
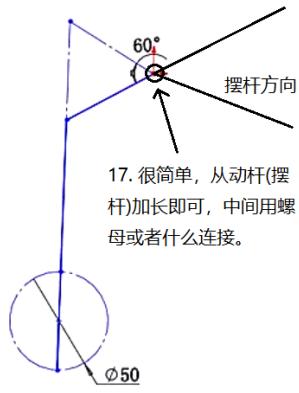
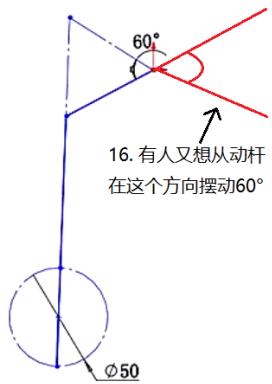
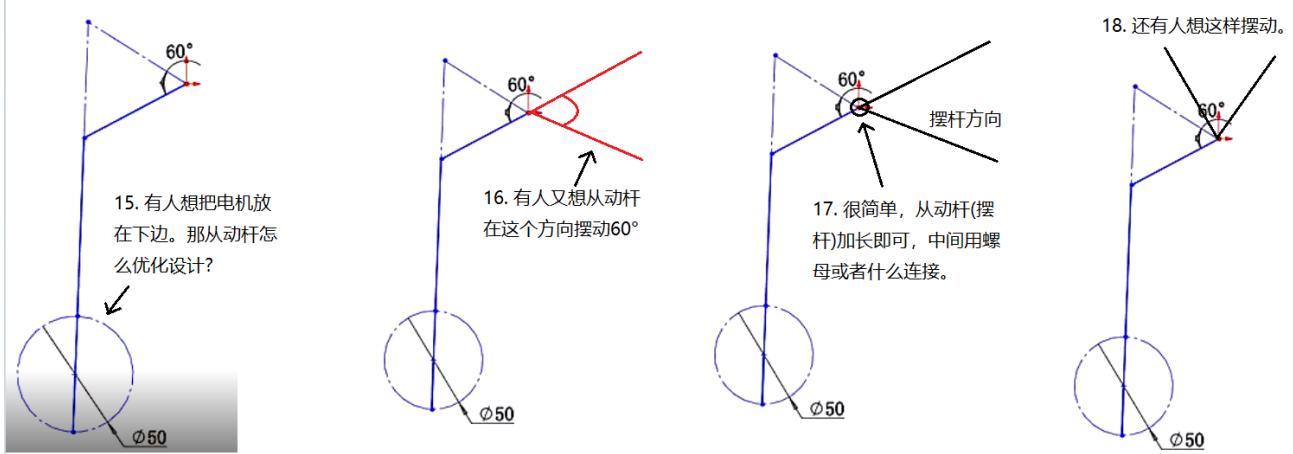
11. 水平杆在最下面的位置时，主动杆在7点钟方向。



13. 所以虚线这个点还得和直线相交才对



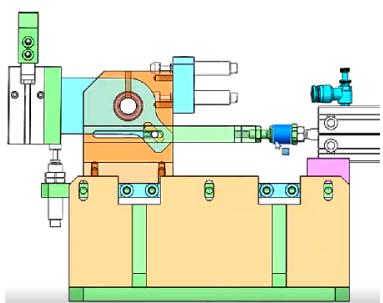
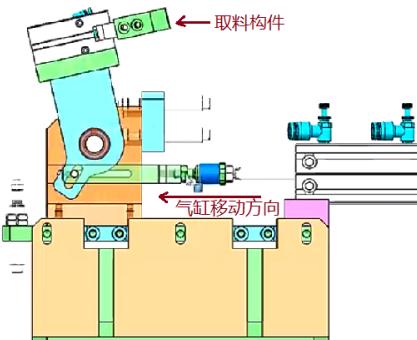
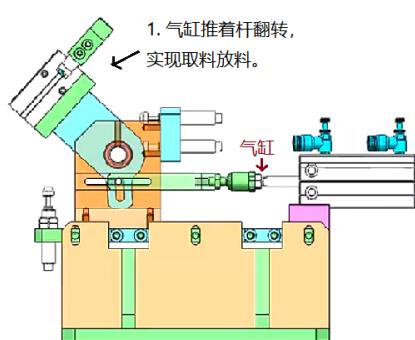
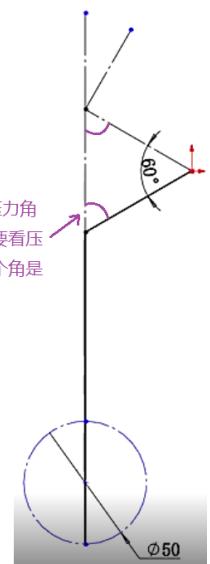
14. 相交后就是这样，两条线共线了。



21. 这是速度方向
方向，与二力杆一致

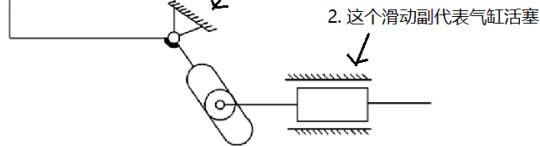


23. 四杆机构压力角合不合理，主要看压力角对边的两个角是不是近似相等。



4. 这个就代表取料构件

3. 固定铰链副



5. 两种方式自由度计算

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

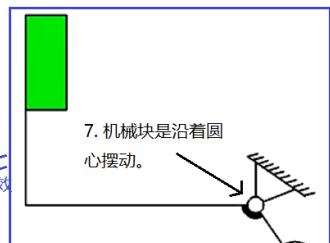
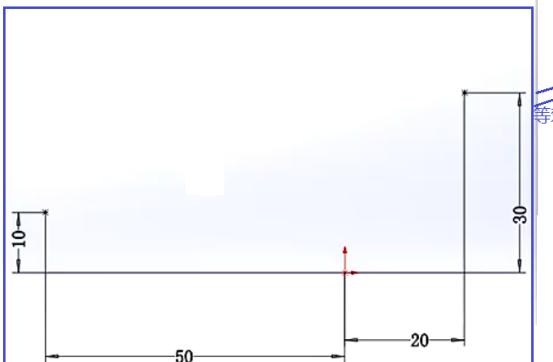
$$F = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

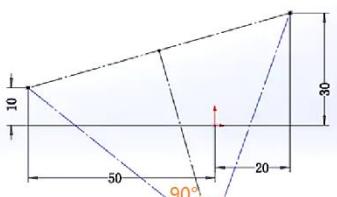
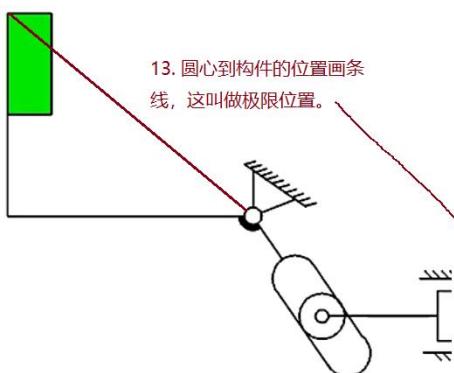
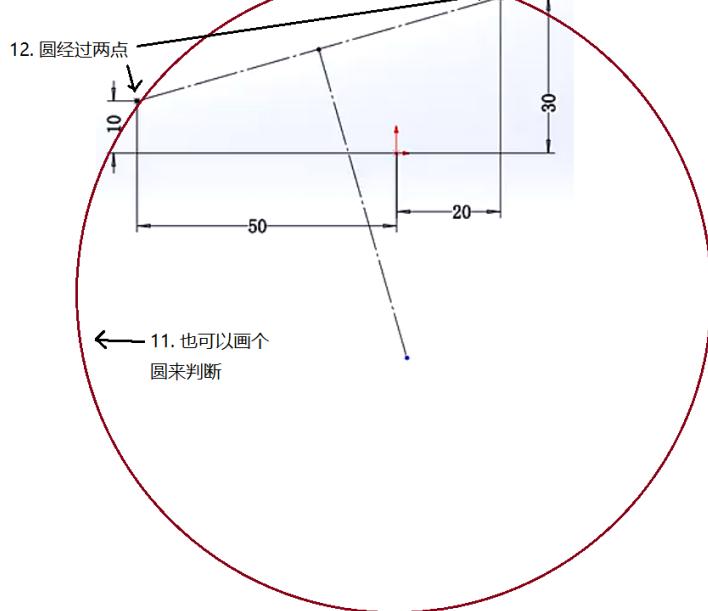
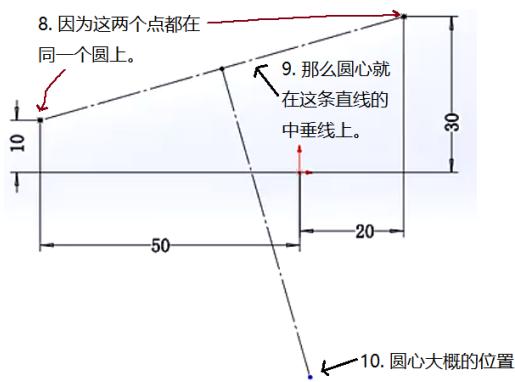
$$F = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$$

轴承和槽，轴承和凸轮配合都是高副，其它的像滑块，铰链都是低副。

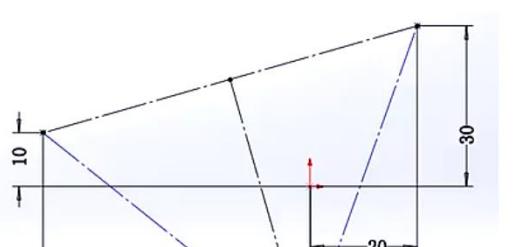
6. 寻找摆动块的圆心



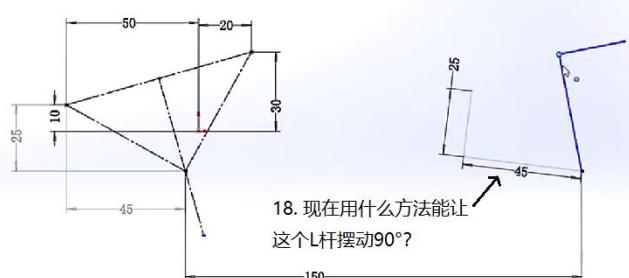
7. 机械块是沿着圆心摆动。



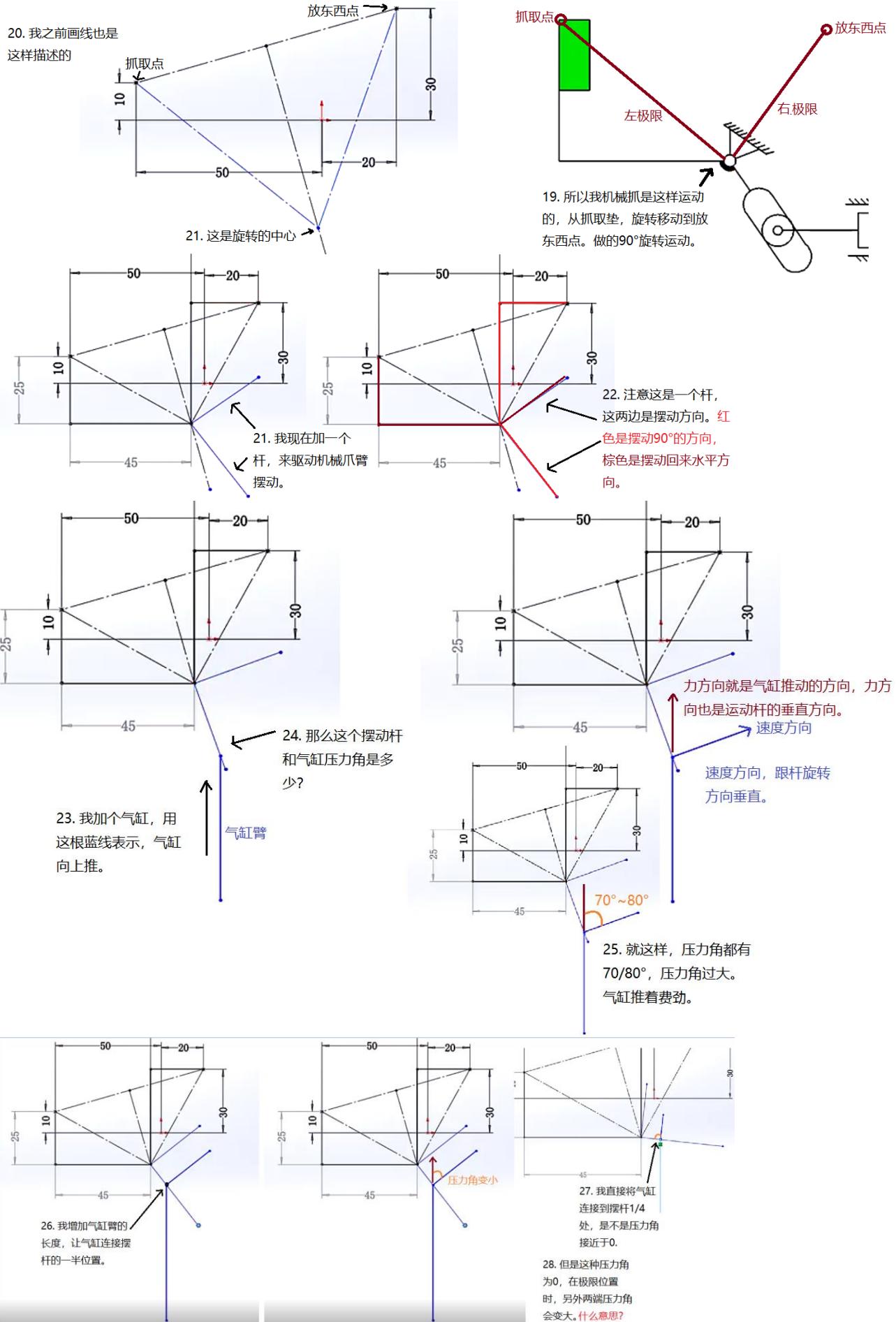
17. 这就证明了，构件来回旋转最大行程为 90° ，也就是摆动幅度 90° 。

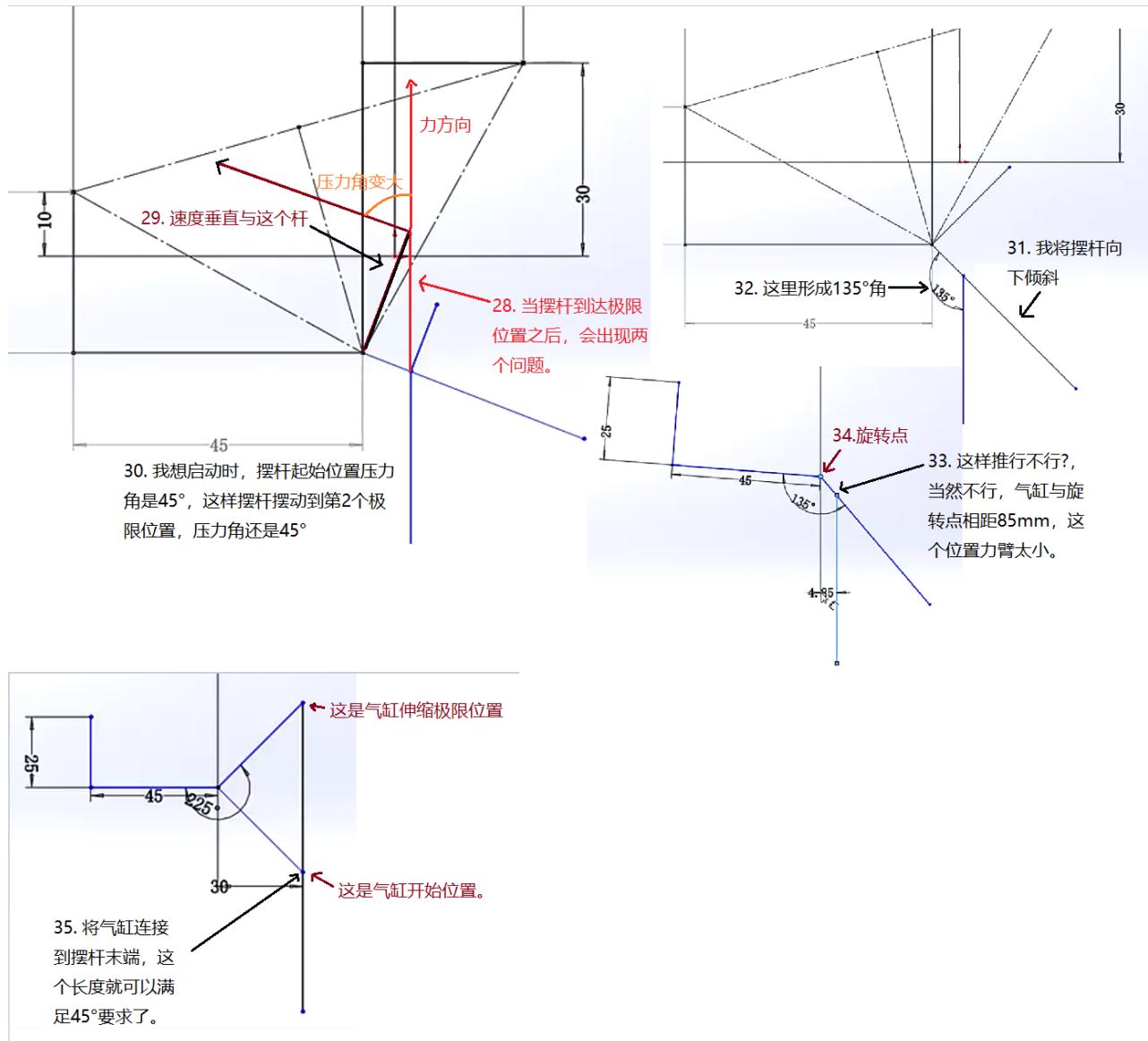


14. 圆心应该在这里。前面标记有点错误。
15. 构件左边连接圆心这条线叫左极限位置。

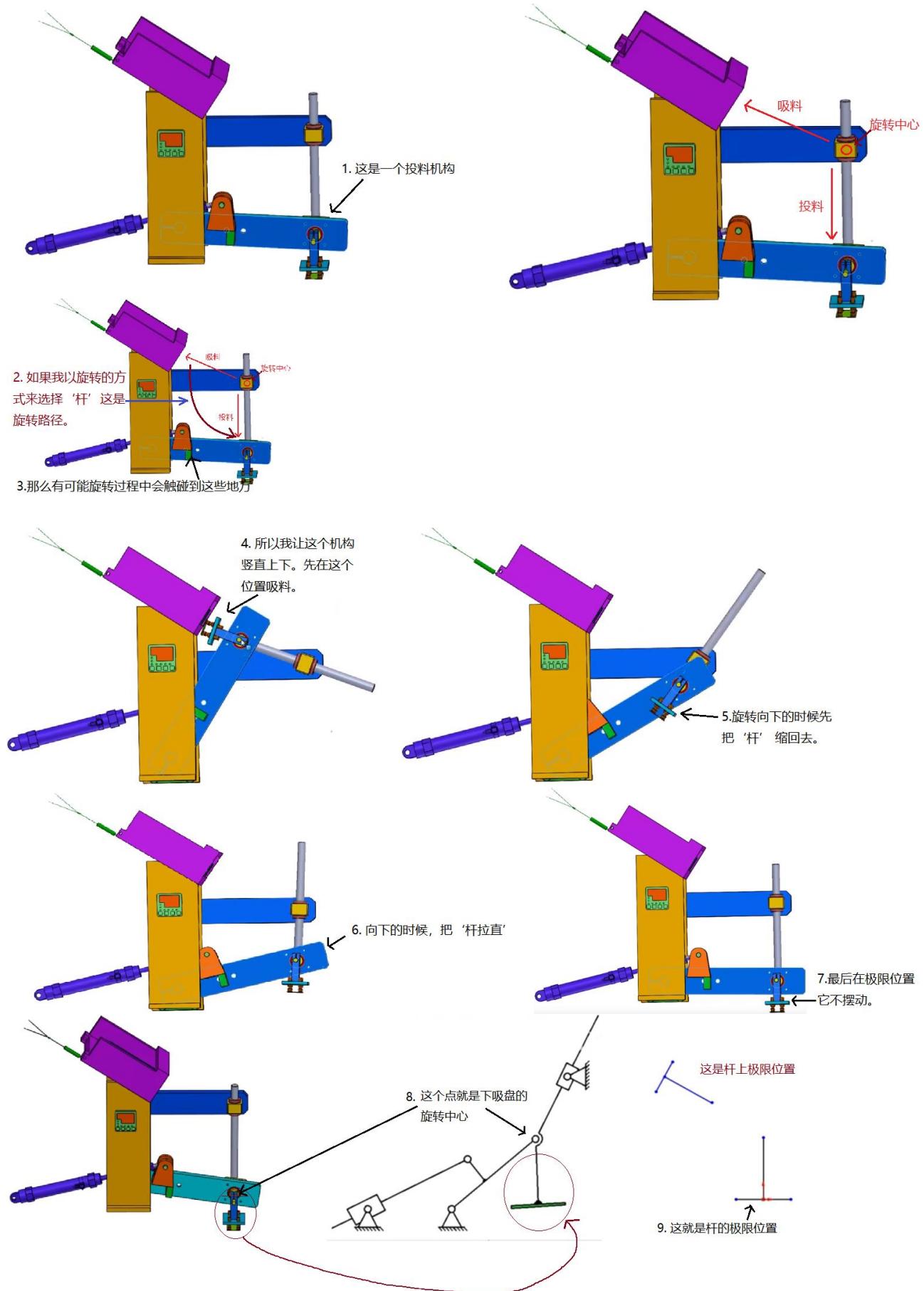


18. 现在用什么方法能让这个L杆摆动 90° ?





抓取投料机构案例



10.如果这是料仓位置

12.如果实际车间料
仓与流水线距离是
100mm。我就定义
这个杆两个极限位置
相差100mm。也就是X轴

11.流水线位置在这儿

13.这是y轴位置，也
就是料仓和流水线桌
面之间的高度。

14.一般料仓是慢慢滑下来，到吸盘的位置。

货物

15.这个杆摆动下来其
实就是做圆周运动。

16.如果是直接转动下
来，吸盘是向上的。

20.我们画出转动光
轴的结构

21.这两个光轴是滑
动父，所以两条线不
一定相等。

17.那怎么样才让吸
盘转动下来之后，吸
盘朝下呢？

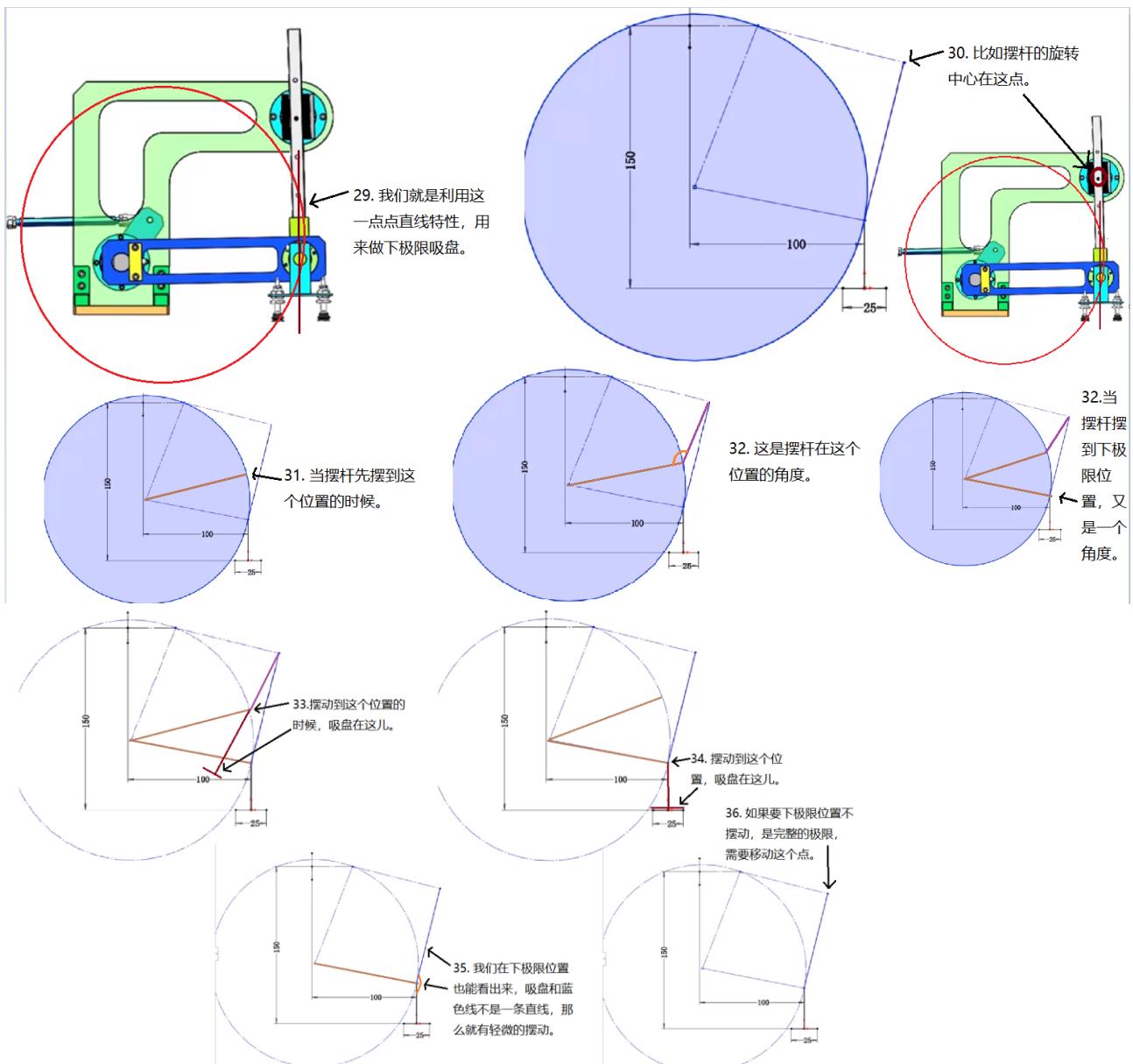
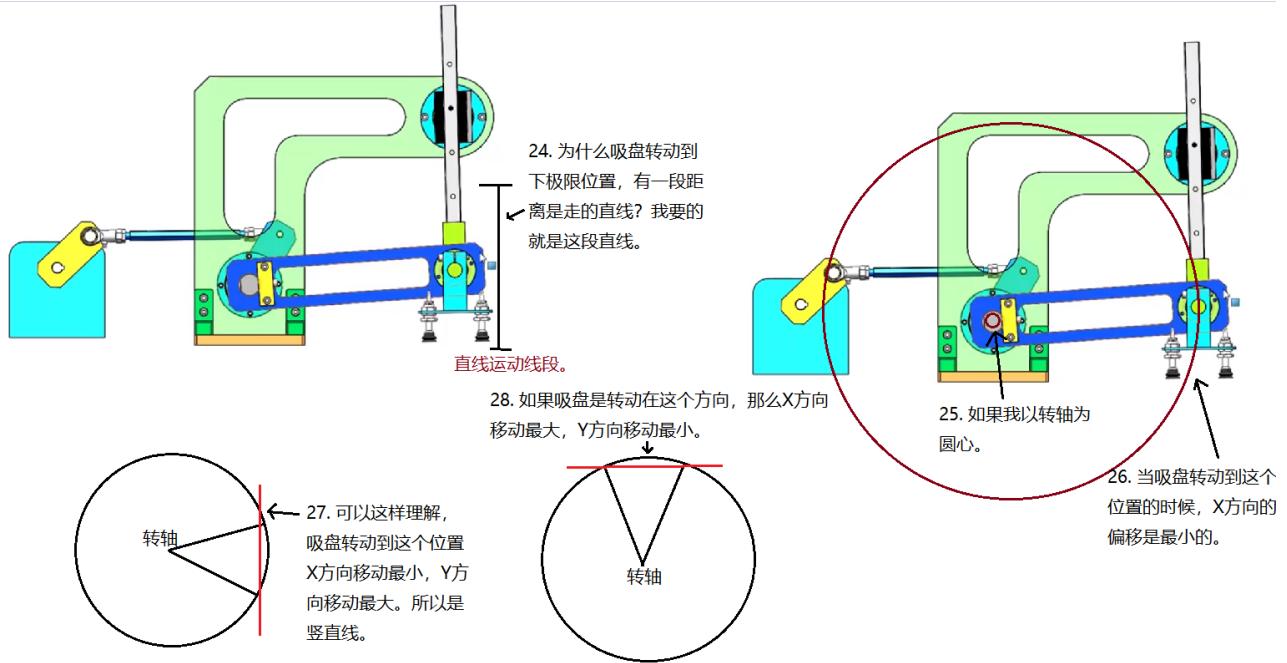
18.那就必须靠这个
杆运动。

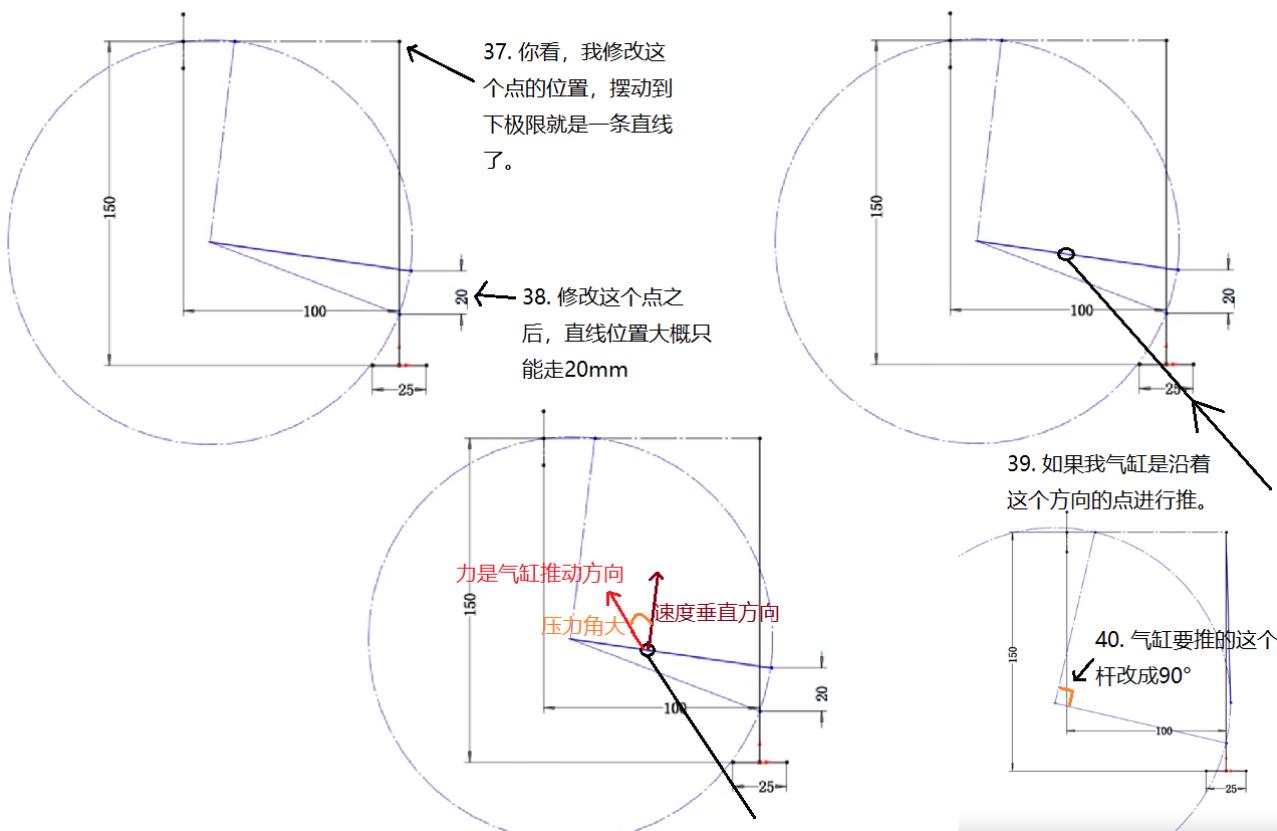
19.你看，吸盘朝下。

22.但是这两个角度
要相等。

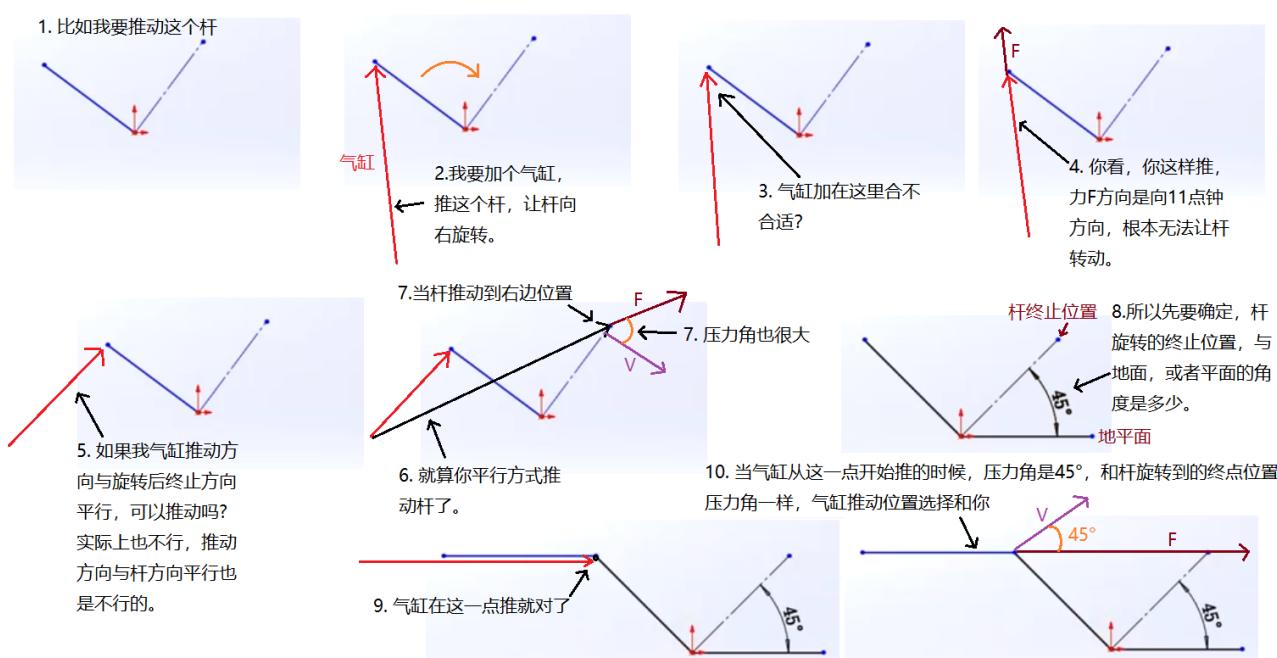
22.这条线就表示这
个杆，上极限位置。

23.这条线是杆，下
极限位置。

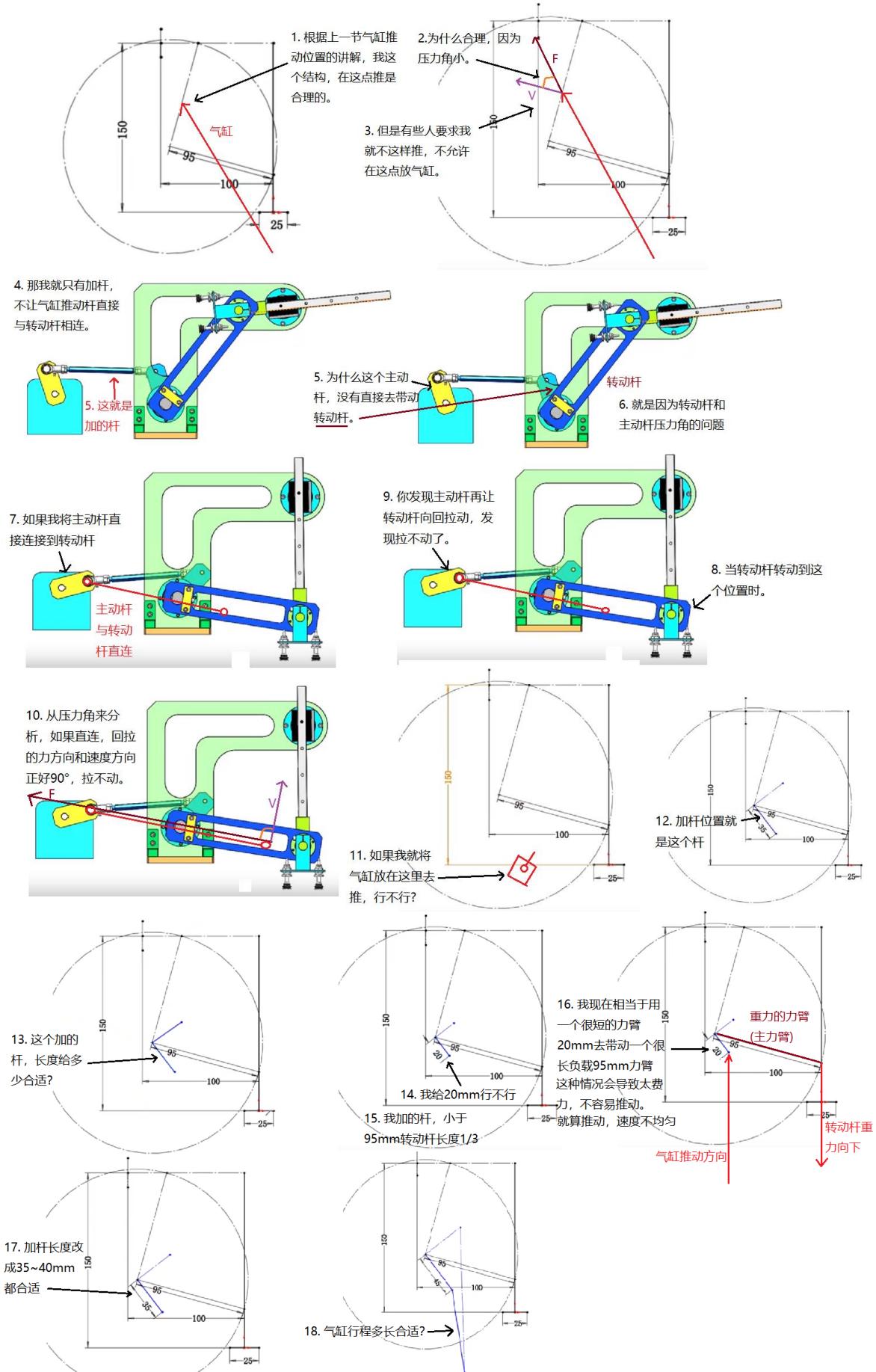


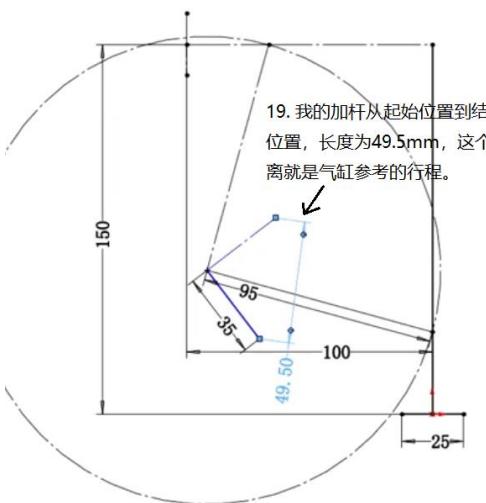


气缸推动物体推动位置要求



抓取投料机构案例完善

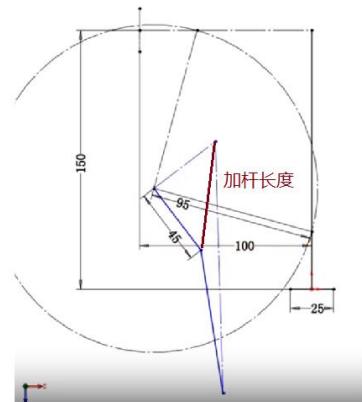




19. 我的加杆从起始位置到结束位置，长度为49.5mm，这个距离就是气缸参考的行程。



20. 有没有可能气缸
这条线的长度是虚线
的1/3
实际不可能，



21. 所以气缸行程按照，加杆旋转长度来选的。