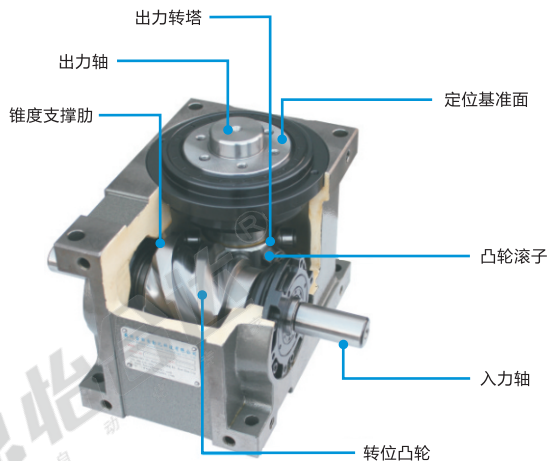


分割器特点及性能

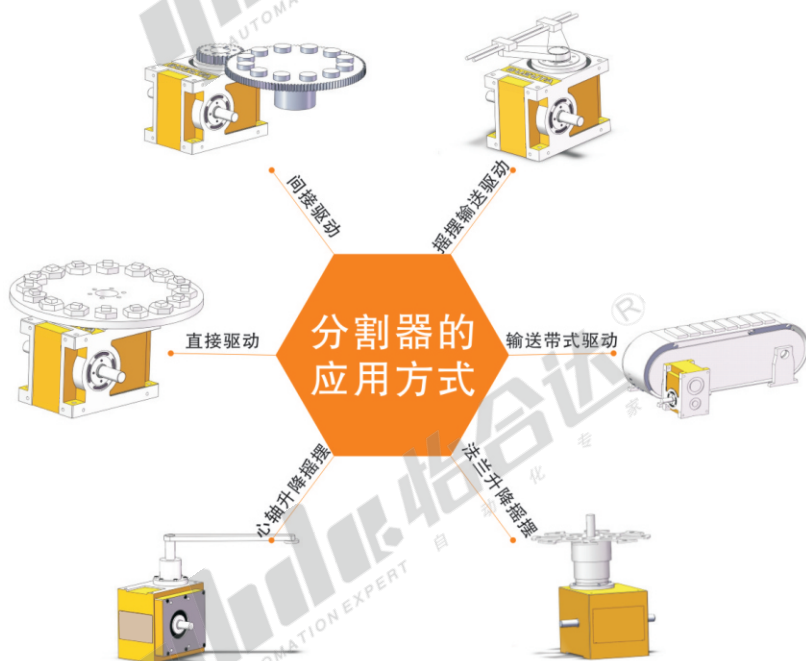
- 采用德国五轴联动CNC，电脑程式控制，凸轮360°曲线完美零背隙。
- 凸轮驱动曲线设计具有加速、减速过度，静止直线精度控制在0.001mm以内。间歇驱动稳定，定位精准无偏移，不会产生累计公差。
- 凸轮采用合金材质，渗碳等工艺处理，硬度HRC60以上精密研磨，摩擦系数小、精度高、寿命长。配合高级油脂、环保、无需换油，恒定连续运转寿命12000小时以上，正常使用可达更久。
- 高速运转驱动平稳，噪音低，超越驱动步进伺服电机，无须复杂的电器控制，无气动噪音与气动元件磨损，降低维护成本。
- 重复精度定位精准，承载，扭力大，分割精度 $\pm 30''$ 内，高精度可至 $\pm 15''$ 内。
- 分度机构设计独特，采用凸轮输入和转轴输出，能提供任意运动。
- 滚子与凸轮无间隙配合，能在得到更高的分割精度和高扭矩下的情况下，确保承担重负载的能力。
- 输出轴的设计可在任意位置连续旋转，传动运转平稳无振动及噪音，无论是角度、速度、加速度。
- 安装位置可以不同角度、镀铬、人力轴、出力轴加长等要求请先告知。
- 正常使用情况下终生无需换油，箱体周围可涂黄油防止生锈，无机械磨损件更换。

凸轮分割器主要部位说明

- 转位凸轮：
凹槽切入筒形实体表面，并固定到入力轴的凸轮。
- 锥度支撑肋：
锥形肋立于锥度支撑肋的圆周上，在凸轮凹槽之间，与凸轮滚子的圆周线性接触。
- 凸轮滚子：
精密设计及加工工艺保证了滚子的精度、寿命及润滑，其设计可经受中速、高速、低速重负荷任何一种适用。
- 出力转塔：
附在出力轴上，而滚子径向嵌入出力转塔，高精度机床加工保证了每次分度的精准度。
- 停动数：
出力轴每一旋转的停动次数。
- 驱动角（凸轮分度角）：
入力轴旋转角要求执行一次分度运动，角度越大，运动越平稳。
- 停止角：
当出力轴固定时，即入力轴旋转的角度，这角度和驱动角的总和为 360° 。
- 旋转数：
单导程入力轴旋转一圈出力轴做一个工位分度，多导程则按导程数量来决定。
- 静态扭矩：
在固定位置上最大扭矩可施加到出力轴上。如果施加的扭矩大于这个数值，则会损坏分割器。
- 动态扭矩：
在分度期间，作用在出力轴上最大扭矩。



分割器的应用方式



运动类型

间歇分度传动

- 停止-转位-停止-转位以此做间歇性分度回环循环动作，停止、转位时间可按节拍通过PLC来实现自动化控制。
- 一般入力轴旋转一周，出力轴做一次分度一次停止动作。
- 在输出轴旋转后，分度传动机构停止，操作者可对相应位置的产品进行相关动作。输出轴上的旋转台可用作自动旋转机器的中心传动力。当链轮或皮带安装在输出轴上，链轮、皮带的输送方式可做间歇传动流水线的自动化输送机器。



摇摆分度输送机构

- 当摇摆传动机构运行时，等速旋转输入轴使输出轴向前和向后运动。
- 除向前向后旋转以外，在某种程度上可自行设置旋转中心和旋转角度。
- 由于两个滚轮承载一次连续运动的锥度支撑筋，凸轮跟滚子产生的预压力将有助于旋转和避免间隙的问题。当摇臂安装在输出轴，此机构可被引导一直向前运动并用作输送设备。
- 如果摇摆传动机构设计为间歇分度机构，当分度或停止期间进行旋转，则会增加机器的稳定性和速度。



任意定位分度机构

- 任意分度机构是低速运动机构的一种，提供360°稳定的正反旋转。
- 滚子与凸轮在旋转时候互相配合，可实现高刚性、高精度、无间隙的有效运动。
- 在作为低速传动机构时，可承受一定的扭矩。也可以做为旋转四轴、五轴或是任意精确定位，性价比高。



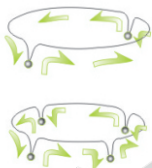
升降摇摆分度机构

- 当摇摆传动机构运作时，等速度的旋转输入轴使输出轴向前和向后旋转，并使平面升降。
- 输出轴在摆动时可设定在旋转行程的中心点上停动，也可以根据设定的旋转角度和升降行程。
- 升降摇摆机构可提供正确的定时、定位、可设置旋转、升降的配合时间。



升降分度输送机构

- 分度输送机构可以全面间歇地旋转和升高，操作方式：停止-升高 = 分度-下降-停止
- 出力轴间歇分度时，可以设定在旋转行程的中心点上停动，也可以设定旋转角度和升高的能力。
- 分度输送机构，应用立体对称凸轮，可提供正确定时定位，可设置旋转、升高的配合时间。
- 分度输送机构可用作输送机械，可沿着分度的方向移动，在运输中进行其它操作。



部件输送机构

- 部件输送机构是适合直线、平面直线输送的机构。
- 物件输送机构有两套滚子轴承式凸轮，可独立设置定时，促使平面运动。
- 输送机构可同时方便地与其它设备衔接工作，它可以迅速把物件运到转台上且速度与输送设备的速度一致。



应用注意事项与润滑保养

型号选择

- 每一型号都有一定的扭力限制，在选用型号时候根据相应的型号参数计算扭矩，在选用适当的产品型号，分割器的使用效率要有余量以免影响精度与寿命。

输入轴与输出轴的安装

- 与输出轴固定方法：如联轴器、皮带轮、链轮、转盘等固定方法有以下几种：
 - 1.定位销
 - 2.固定扳手
 - 3.固定分割器法兰面
- 入力轴的固定：如入力轴不能平稳旋转，扭矩会超载，机器振动、噪音异常导致发生故障。
- 过载保护：为避免意外和分度器的损坏，增加其安全性，有必要安装过保护装置，可安装在输入轴上或是出力轴上，并设定适当的扭矩。
- 工作台固定在输出轴法兰面上，使输出轴受轴向载荷，当工作台特别大，并要求工作台旋转精度特别高时，或受偏心载荷时，在工作台下面设计有轴向载荷支撑，可以提高分割器运转稳定性。

回转台尺寸

- 要在出力轴上安装回转盘，回转盘的尺寸要基于扭矩 T_e 的允许出力轴扭矩负荷。
- 当要求高精度时，扭矩 T_e 应大于允许出力轴扭矩负荷的2~3倍；因此，应减少出力轴的扭转。
- 回转台的最大直径应小于分割器中心距的5倍。

应用注意事项与润滑保养

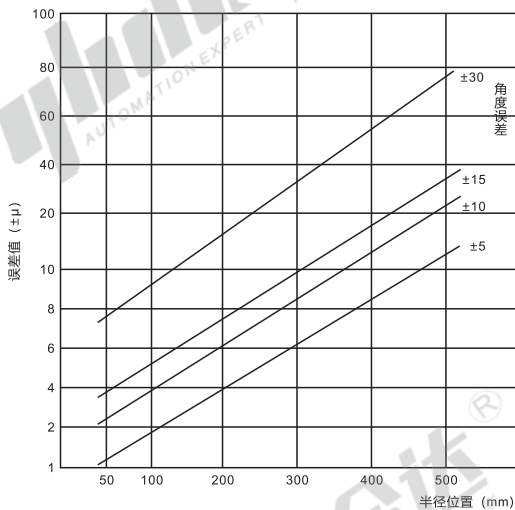
一般回转台的最大直径 (mm)

45	60	70	80	110	140	180	250
225	300	350	400	550	700	900	1250

润滑注意事项：

- 1.本分割器采用高级油脂、黏性高、耐磨、润滑好，适合永久密封使用，可根据实际情况选择。
- 2.本分割器在安装固定后，如分割器无油孔设计属于终身免维护型，在恒定的条件下可放心使用，无需更换润滑油。
- 3.在特殊场合时需要提前告知我司，以备选型参必要参数。（如高速200rpm/min以上时）内部运转温度上升、压力增加，则分割器设计会相应增加卸油孔、排气孔、油镜等来提高分割器的使用寿命及精度。
- 4.更换润滑油时请先确认厂商提供的润滑油牌号再选择使用，检查润滑油是否清洁、干净无杂质，更换时做好周边清洁，避免杂质与水分进入。
- 5.润滑油的更换周期，高速情况下在使用3个月需要更换，此后每隔半年更换一次，约3000小时左右。

分度的精准确度



符号及其代表意义

A 4 : 间隙系数	L f : 寿命系数	T f : 摩擦扭矩 (kg f.m)
A m : 无次元最大加速	L h : 预期寿命 (hr)	T i : 惯性扭矩 (kg f.m)
A max : 最大加速度 (m.s ²)	M : 质量 (kg)	T t : 出力轴所需的总扭矩 (kg f.m)
C : 加速度系数 (c≥1)	N : 凸轮轴速度 (rpm)	T w : 工作扭矩 (kg f.m)
D : 旋转直径 (m)	N o : 初始凸轮轴速 (rpm)	T x : 凸轮轴摩擦扭矩 (kg f.m)
E : 旋转器能量 (K G F.M.Rpm ²)	P : 冲程 (m)	V e : 线性速度 (m.')
E o : 旋转器能量 (K G F.M.Rad ²)	P a : 马达平均功率 (kw)	V m : 无次元最大速度
E e : 直线运动体能量 (K G F.M.S ²)	P s : 最大马达功率 (kw)	V max : 最大速度 (m.')
F : 离心力 (K G F)	Q m : 最大凸轮轴扭矩系数	W : 重量 (kg)
G : 重量 (K G F)	R : 随动件间距半径 (m)	α : 功能角度 (deg)
G d ² : 转动惯量 (K G F.M ²)	r : 速度比	θ : 分度周期 (deg)
G : 重力加速 (m.s ²)	s : 制动器数目	μ : 摩擦系数型
I : 极性转动惯量 (K G F.M.S ²)	T c : 凸轮轴扭矩 (kg f.m)	Ω : 角速度 (rad.')
K : 旋转半径 (m)	T d : 启动/停动扭矩 (kg f.m)	Ω : 角加速 (rad.')
K e : 出力轴等量旋转半径 (m)		

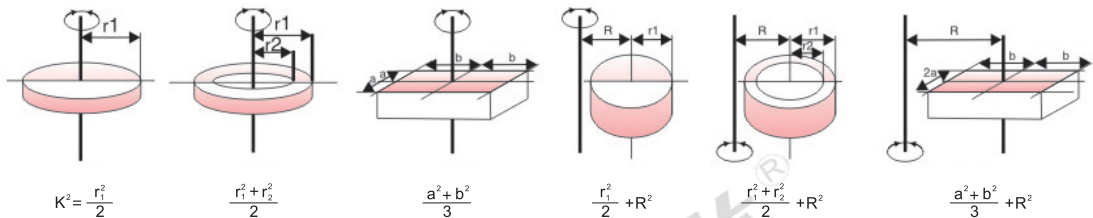
表1 寿命系数L和预期寿命Lh:

预期寿命 小时	寿命系数	预期寿命 小时	寿命系数	预期寿命 小时	寿命系数	预期寿命 小时	寿命系数
2000	0.617	10000	1.00	26000	1.33	60000	1.71
3000	0.697	12000	1.06	28000	1.36	65000	1.75
4000	0.760	14000	1.11	30000	1.39	70000	1.79
5000	0.812	16000	1.15	35000	1.46	75000	1.83
6000	0.858	18000	1.19	40000	1.52	80000	1.87
7000	0.899	20000	1.23	45000	1.57	90000	1.93
8000	0.935	22000	1.27	50000	1.62	100000	2.00
9000	0.969	24000	1.30	55000	1.67		

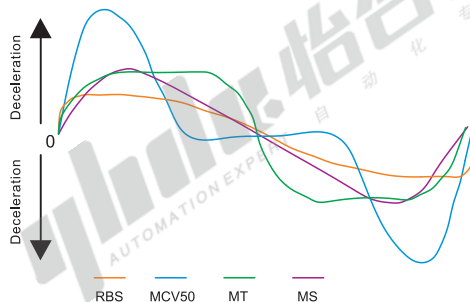
表2 运动曲线技术参数:

运动曲线	变形台形 曲线	变形正弦 曲线	变形等速 度曲线	变形等速 度曲线
代码	1	2	3	4
Vm	2.00	1.76	1.28	1.68
Am	+/-4.89	+/-5.53	+/-8.01	+/-4.64
Qm	+/-1.655	+/-0.987	+/-0.715	+/-0.987
(A×V)	+/-8.09	+/-5.46	+/-5.73	+/-4.4

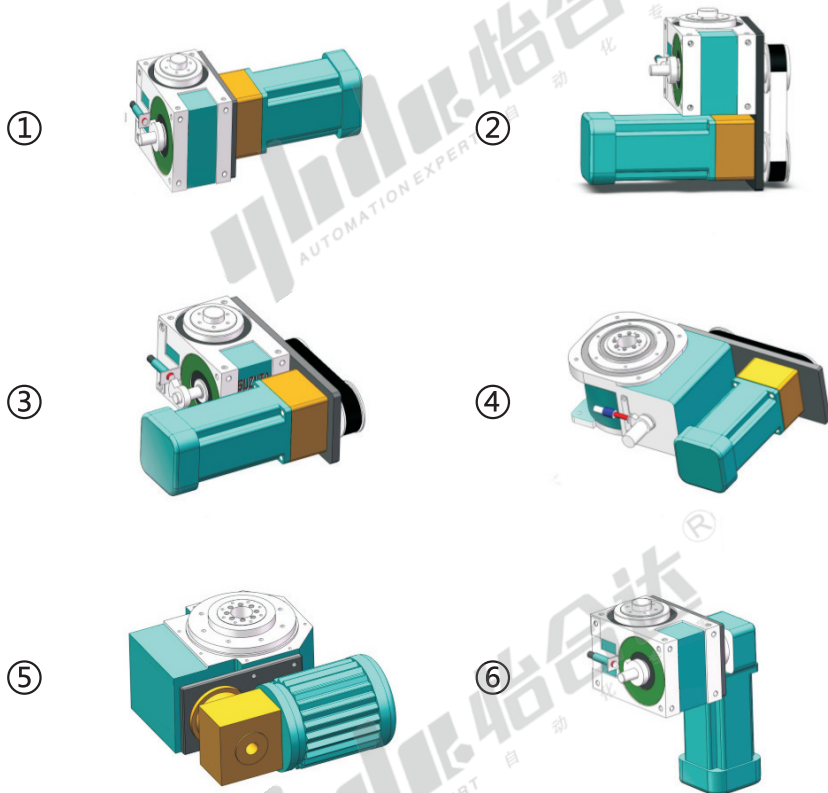
表3 各种回转半径所产生的惯性参考图:



加速性能: 下图凸轮曲线显示了高速应用中耐磨损和抗振动的性能



分割器、电机、附件安装示例



•周边可选配件：电机、减速机、离合器、连接板、感应开关、感应凸轮、感应支架、同步轮、同步带、扭力限制器、变频器等常用配置。

•分割器特殊要求如下：

入力轴加长、出力轴加高、DF出力轴中空、定位销孔等需提前告知。

如电机需其它特殊安装方式及要求请提前告知。

任何安装方式与分割器特殊要求均以图纸为准。

使用范例及计算-1

曲线特性

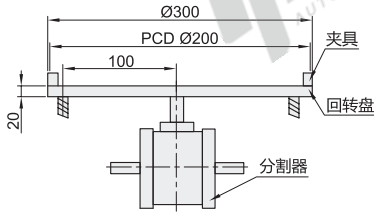
凸轮曲线特性速度 (Vm)、加速度 (Am)、入力扭矩 (Qm) 对凸轮分割机构的精度、寿命有非常大的影响, 选定适宜的凸轮曲线, 对机构而言, 是一项重要的考虑因素。一般而言, 常用的凸轮曲线如上图所示为变形正弦曲线 (Modified Sine)、变形梯形曲线 (Modified Trapezoid)、变形等速度曲线 (Modified Constant Velocity) 其选用原则如右:

- 1.速度连续 (包括开始及终了)
- 2.加速度连续 (包括开始及终了)
- 3.最大值Am、Vm及入力驱动扭矩Qm [(A×V)m]尽量小
- 4.在高速轻荷重时, 选用MS、MT(Am小/Vm大)
- 5.在低速重荷重时, 选用MS、MCV(Am大/Vm小)
- 6.在对速度或荷重状况不明时, 以选用MS最适当。

使用范例及计算

例一、使用于间歇回转圆盘

选用适当大小及规格之间歇分割器及所需动力之马达, 请依据下列之计算, 参考图一所示, 间歇分割器 (INDEXING DRIVES) 设计资料



$\mu=0.15$

图一

解答

1-1 间歇分割定位等分: $N=6$

1-2 回转时间和定位时间之比为1:2, 因此转位角度, $\theta h=360^\circ \times \frac{1}{1+2} = 120^\circ$

1-3 入力轴之回转数: $n=80\text{rpm}$

1-4 凸轮曲线系变形正弦曲线, 因此 $V_m=1.76$, $A_m=5.53$, $Q_m=0.99$

1-5 负载扭矩: T_t

(1) 惯性扭矩: T_i

(a) 转盘重量: W_1 , 夹具重量: W_2 , 工作重量: W_3 , 则

$$W_1 = \frac{\pi}{4} \times 30^2 \times 2 \times 7.8 \times \frac{1}{1000} = 11.026(\text{kg})$$

$$W_2 = 3 \times 6 = 18(\text{kg})$$

$$W_3 = 0.25 \times 6 = 1.5(\text{kg})$$

(b) 回转盘惯性矩: I_1 , 夹具惯性矩: I_2 , 工作惯性: I_3 ,

$$I_1 = \frac{W_1 R^2}{2G} = \frac{11.026 \times 0.15^2}{2 \times 9.8} = 0.0126(\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$I_2 = \frac{W_2 R_e^2}{G} = \frac{18 \times 0.1^2}{9.8} = 0.018(\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$I_3 = \frac{W_3 R_e^2}{G} = \frac{1.5 \times 0.1^2}{9.8} = 0.0015(\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

(c) 总惯性矩: I

$$I = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I = 0.0126 + 0.018 + 0.0015 = 0.032(\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

(d) 出力轴最大角加速度: α

$$\alpha = A_m \times \frac{2\pi}{N} \times \left(\frac{360}{\theta h} \times \frac{n}{60} \right)^2 = 5.53 \times \frac{2\pi}{6} \times \left(\frac{360}{120} \times \frac{80}{60} \right)^2 = 92.66(\text{rad}/\text{s}^2)$$

(e) 静扭矩 (惯性扭矩): T_i

$$T_i = I \alpha \quad T_i = 0.032 \times 92.66 = 2.965(\text{kg} \cdot \text{m})$$

1-6 实际负载扭矩: T_e , 安全负载之因数 $f_c=1.5$

$$T_e = T_t \cdot f_c = 3.423 \times 1.5 = 5.135(\text{kg} \cdot \text{m})$$

1-7 入力轴扭矩: T_c , 注: 入力轴起动负载扭矩视为0, 因此 $T_{ca}=0$

$$T_c = \frac{360}{\theta h \cdot N} = Q_m \times T_e + T_{ca} = \frac{360}{120 \times 6} \times 0.99 \times 5.135 = 2.54(\text{kg} \cdot \text{m})$$

1-8 计算所需之马力: P

$$P = \frac{T_c \times \eta}{716 \times \eta} (\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{T_c \times \eta}{975 \times \eta} (\text{kw}); \quad T_{hp} = \frac{T_c \times \eta}{716 \times \eta} (\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{T_c \times \eta}{975 \times \eta} (\text{kw})$$

假设效率 $\eta=60\%$

$$\text{那么 } P = \frac{2.54 \times 80}{716 \times 0.6} = 0.47(\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{2.54 \times 80}{975 \times 0.6} = 0.34(\text{kw})$$

事实上, 以上所计算之值为起动时之最大马力, 而连续传动所需之马力为 $\frac{1}{2}$ 。

(1) 间歇分割定位等份: $N=6$ $S=$ 分割数

(2) 每等分回转时间: 秒

(3) 入力轴之回转数: $n=80\text{rpm}$; 凸轮轴速度 (每分钟回转数)

(4) 凸轮曲线: 变形正弦曲线

(5) 回转盘之尺寸: $\varnothing 300 \times 20t$

(6) 夹具之重量: $3\text{kg} / \text{组}$

(7) 工件之重量: $0.25\text{kg} / \text{组}$

(8) 转盘依靠其底部之滑动面支持本身重量负荷, 有效半径:

$$R=100(\text{m}/\text{m})$$

(9) 夹具固定于节圆直径 $\varnothing 200(\text{m}/\text{m})$ 处

V_m : 无次元最大速度

A_m : 无次元最大加速度

Q_m : 凸轮轴最大扭矩系数

(2) 摩擦扭矩: T_f

$$T_f = \mu \cdot W \cdot R = 0.15 \times (11.026 + 18 + 1.5) \times 0.1 = 0.458(\text{kg} \cdot \text{m})$$

(3) 工作扭矩: T_w

在间歇分割时没有作功, 因此 $T_w=0$

(3) 以上总负载扭矩: T_t

$$T_t = T_i + T_f + T_w = 2.965 + 0.458 + 0 = 3.423(\text{kg} \cdot \text{m})$$

α : 角加速度

θh : 入力轴转位 (驱动) 角度

μ : 摩擦系数

γ : 速度比

Ω : 角速度 (弧度/秒)

Ω : 角加速度 (弧度/秒²)

1-9 选择适用之间歇分割器

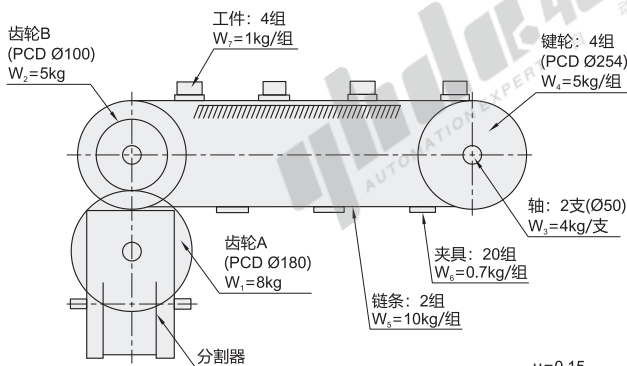
根据以上所计算之资料以及入力轴之转速80rpm来选择, 请参考说明书上所载, 凡是出力轴扭矩高于以上所计算之 T_e 值者均可选用。因为 $T_e=5.135(\text{kg} \cdot \text{m})$, 所以应采用 RY80DF。

使用范例及计算-2

使用范例及计算

例二：间歇分割器应用在传送带之状况

间歇分割器配合出力轴之齿轮装置应用于传动输送带，而使输送带移动之计算如下：



设计资料：

- (1) 输送带输送间距：239m/m
- (2) 回转角度： $\theta h=120^\circ$
- (3) 每行程运转时间2秒/周期
- (4) 速度比 $Y = \frac{180}{100} = \left(\frac{n}{m}\right)$
- (5) 凸轮曲线：变形正弦曲线

注：

- Dc：输送齿轮之节径
- Pc：输送带之横向节距
- Y：速度比

$\mu=0.15$

解答

2-1 间歇分割定位等分： $N N = \frac{\pi \times Dc \times r}{Pc} = \frac{\pi \times 25.4 \times 1.8}{23.9} = 6$

2-2 设定2秒/周期时入力轴回转数

$$N = \frac{60}{2} = 30 \text{rpm}$$

2-3 凸轮曲线系变形正弦曲线，因此Vm=1.76, Am=5.53, Qm=0.99

2-4 负载扭矩：Tt

1. 静扭矩（惯性扭矩）：Ti

(a) 主动齿轮重量：W1=8kg, 节圆直径=Ø180
那么主动齿轮惯性矩：IA

$$IA = (11) \frac{W_1 R^2}{2G} = \frac{8 \times 9^2}{2 \times 980} = 0.331 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

(b) 输送带惯性矩：I2

① 从动齿轮惯性矩：I2

$$I_2 = \frac{W_2 (R^2 + r^2)}{2G} = \frac{5(5^2 + 2.5^2) \times 9^2}{2 \times 980} = 0.08 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

② 传动轴之惯性矩：I3

$$I_3 = \frac{W_3 r^2}{2G} = \frac{4 \times 2.5^2}{2 \times 980} \times 2 = 0.026 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

③ 链轮之惯性矩：I4

$$I_4 = \frac{W_4 (R^2 + r^2)}{2G} = \frac{5(12.7^2 + 2.5^2)}{2 \times 980} \times 4 = 1.71 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

④ 链条之惯性矩：I5

$$I_5 = \frac{W_5 R e^2}{G} = \frac{10 \times 12.7^2}{980} \times 2 = 3.29 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

⑤ 夹具之惯性矩：I6

$$I_6 = \frac{W_6 R e^2}{G} = \frac{0.7 \times 12.7^2}{980} \times 10 = 2.3 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

⑥ 夹具之惯性矩：I7

$$I_7 = \frac{W_7 R e^2}{G} = \frac{1 \times 12.7^2}{980} \times 4 = 0.65 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

⑦ 因此，输送带之总惯性矩：

$$IB = I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 = 0.08 + 0.026 + 1.71 + 3.29 + 2.3 + 0.65 = 8.056 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

(c) 输送带之有效总惯性矩：IBe

$$IBe = IB \left(\frac{n}{m}\right)^2 = 8.056 \times \left(\frac{180}{100}\right)^2 = 26.10 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

(d) 总惯性矩为(a) + (c)之和

$$I = IA + IBe = 0.331 + 26.10 = 26.43 (\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$$

(e) 出入轴最大角度加速度：α

$$\alpha = Am \times \frac{2}{N} \times \left(\frac{360}{\theta h} \times \frac{\pi}{60}\right)^2 = 5.53 \times \frac{2}{6} \times \left(\frac{360}{120} \times \frac{30}{60}\right)^2 = 13.02 (\text{rad} \cdot \text{s}^2)$$

(f) 静扭矩（惯性扭矩）；Ti应为(d)项与(e)项相乘，因此

$$Ti = I \cdot \alpha = 26.43 \times 13.02 = 344.12 (\text{kg} \cdot \text{cm})$$

2-5 摩擦扭矩：Tf

(a) 输送带上之摩擦扭矩：摩擦负荷应等于滑动面上链条和夹具的一半重量合工件合部重量所造成之摩擦力。

$$Tf = \mu \cdot W \cdot R = 0.15 \times \left(\frac{10}{2} + \frac{0.7 \times 20}{2} + \frac{10 \times 2}{2}\right) \times 12.7 = 41.9 (\text{kg} \cdot \text{cm})$$

(b) 输送带之有效摩擦扭矩：Tfe

$$Tfe = Tf \left(\frac{n}{m}\right) = 41.9 \times \frac{180}{100} = 75.43 (\text{kg} \cdot \text{cm})$$

2-6 工作扭矩：Tw

在间歇分割时没有作功，因此Tw=0

2-7 负载扭矩：Tt

$$Tt = Ti + Tfe + Tw = 344.12 + 75.43 + 0 = 419.55 (\text{kg} \cdot \text{cm}) = 4.19 (\text{kg} \cdot \text{cm})$$

注：请认明所有数值单位为公分或公斤，以免错误
重力引力加速度G=980公分/秒²=9.8米/秒²

2-8 实际负荷之扭矩：Te, 安全负荷之因素fe=2

$$Te = Tt \cdot fe = 4.19 \times 2 = 8.38$$

2-9 入力轴扭矩：Tc

$$Tc = \frac{360}{N} \cdot \frac{1}{\theta h} \cdot Qm \cdot Te + Tca$$

注：入力轴启动负载扭矩视为0，因此Tca=0

$$Tc = \frac{360}{6} \times \frac{1}{120} \times 0.99 \times 8.38 = 4.14$$

2-10 计算所需之马力：P

$$P = \frac{Tc \times \eta}{716 \times \eta} (\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{Tc \times \eta}{975 \times \eta} (\text{kw})$$

假设马达效率η=60%

$$\text{那么 } P = \frac{4.14 \times 30}{716 \times 0.6} = 0.28 (\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{4.14 \times 30}{975 \times 0.6} = 0.212 (\text{kw})$$

事实上，以上所计算之值为启动时之最大马力，而实际运转所需力为计算值之1/2。

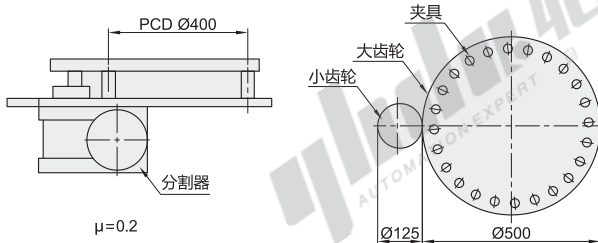
2-11 选择所适用之间歇分割器

根据以上计算资料所得入力轴为30rpm，参考目录上各种之资料及扭矩来选择之规格Te=8.38(kg·cm)。

使用范例及计算-3

使用范例及计算

例三：使用于间接传动回转圆盘选用适当大小及规格间歇分割器及所需动用之马达，请依据下列之计算参考图所示：



间歇分割器设计资料：

- (1) 间歇分割定位等份：N=6
- (2) 每等份回转时间：秒
- (3) 入力轴之回数：n=80rpm
- (4) 凸轮曲线：变形正弦曲线
- (5) 小齿轮外径125m/m, 大齿轮外径500m/m
- (6) 小齿轮之重量：3kg
- (7) 大齿轮之重量：20kg
- (8) 治具总重量：120kg
- (9) 治具数量N1:24个
- (10) 摩擦系数：0.2
- (11) 治具固定于节圆直径400m/m
- (12) 转盘依靠其底部之滑动面支持本身重量负荷，有效半径：R=2000m/m
- (13) 转角度 $\theta_h=120^\circ$

解答

3-1 间歇分割定位等份：N=6

3-2 转角度 $\theta_h=120^\circ$

3-3 入力转数：n=80rpm

3-4 凸轮曲线系变形之正弦曲线，因此 $V_m=1.76, A_m=5.53, Q_m=0.99$

3-5 负载扭矩：Tt

(1) 静扭矩 (惯性扭矩) Tt

(a) 小齿轮惯性矩：I₁，大齿轮惯性矩：I₂，治具惯性矩I₃

$$I_1 = \frac{WR^2}{2G} = \frac{3 \times 0.0625^2}{2 \times 9.8} = 0.00059 (\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$I_2 = \frac{WR^2}{2G} = \frac{20 \times 0.25^2}{2 \times 9.8} = 0.063 (\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$I_3 = \frac{WR^2}{G} = \frac{120 \times 0.2^2}{9.8} = 0.48 (\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

(b) 出力轴最大角加速度： α

$$\alpha_1 = A_m \times \left(\frac{2\pi}{N} \times \frac{360}{\theta_h} \times \frac{n}{60} \right)^2 = 5.53 \times \frac{2}{6} \times \left(\frac{360}{120} \times \frac{80}{60} \right)^2 = 92.66 (\text{rad/s}^2)$$

$$\alpha_2 = A_m \times \left(\frac{2\pi}{N} \times \frac{360}{\theta_h} \times \frac{n}{60} \right)^2 = 5.53 \times \frac{2}{24} \times \left(\frac{360}{120} \times \frac{80}{60} \right)^2 = 23.16 (\text{rad/s}^2)$$

(c) 静扭矩 (惯性扭矩) Tt=(Tt1+Tt2)

$$T_{t1} = I_1 \cdot \alpha_1 = 0.00059 \times 92.66 = 0.054 (\text{kg} \cdot \text{m})$$

$$T_{t2} = (I_2 + I_3) \left(\frac{N}{N_1} \right)^2 \alpha_2 \left(\frac{N_1}{N} \right) = (0.063 + 0.48) \times \left(\frac{6}{24} \right)^2 \times 23.16 \times \left(\frac{24}{6} \right) = 3.14 (\text{kg} \cdot \text{m})$$

$$T_t = T_{t1} + T_{t2} = 0.054 + 3.14 = 3.19 (\text{kg} \cdot \text{m})$$

(2) 摩擦扭矩：Tt

$$T_f = U \times W \times R \times \left(\frac{N}{N_1} \right) = 0.2 \times (20 + 120) \times \left(\frac{20}{100} \right) \times \left(\frac{6}{24} \right) = 1.4 (\text{kg} \cdot \text{m})$$

(3) 工作扭矩：Tw(在间歇分割时没有作功，因此Tw=0)

(4) 以上总负载扭矩：Tt

$$T_t = T_t + T_f + T_w = 3.19 + 1.4 + 0 + 4.59 (\text{kg} \cdot \text{m})$$

3-6 实际负载扭矩：Te,安全负载之因素fc=1.5

$$T_e = T_t \cdot f_c = 4.59 \times 1.5 = 6.885 (\text{kg} \cdot \text{m})$$

3-7 入力轴扭矩：Tc;注，入力轴启动负载扭矩视为0，因此Tca=0

$$T_c = \frac{360}{\theta_h \cdot N} \cdot Q_m \cdot T_e + T_{ca} = \frac{360}{6 \times 120} \times 0.99 \times 6.885 = 3.4$$

3-8 计算所需之马力：P

$$P = \frac{T_c \times \eta}{716 \times \eta} (\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{T_c \times \eta}{975 \times \eta} (\text{KW})$$

$$\text{假设效率} \eta = 60\%, \text{ 那么 } P = \frac{3.4 \times 80}{716 \times 0.6} \times 0.63 (\text{HP}) \text{ 或 } P = \frac{3.4 \times 80}{975 \times 0.6} = 0.46 (\text{KW})$$

事实上，以上所计算之值为启动时之最大马力，而连续传动所需之马力为1/2。

3-9 选择适用之间歇分割器：根据以上所计算之资料及入力轴之转数80rpm来选择，请参考说明书上所记载，凡是出力轴扭矩高于以上所计算之Te值者均可适用。因为Te=6.885(kg·m)。

使用范例及计算-4

摇摆使用范例计算

间歇分割器应用于摇摆传动场合，分割器设计选型资料如下：

- (1) 摇摆角度： $A=60$
- (2) 相对分割数： $Se=360/A=6$
- (3) 驱动角度： $\theta h=90$
- (4) 循环时间： $t=1\text{sec}$
- (5) 驱动时间： $t1=0.25\text{sec}$
- (6) 入力轴回转数： $N=60\text{rpm}$
- (7) 凸轮曲线：MS
- (8) 摇臂尺寸： $L \times W \times H=300 \times 40 \times 20\text{mm}$
- (9) 摇臂材料密度： $\rho=7.8$ (铁质=7.8；铝材=2.8)
- (10) 摇臂重量： $W1=1.872$ (Kgf)
- (11) 摇臂回转半径： $Re=L/2=150$

夹具重量： $W2=15\text{kgf}$

工件重量： $W3=0.5\text{kgf}$

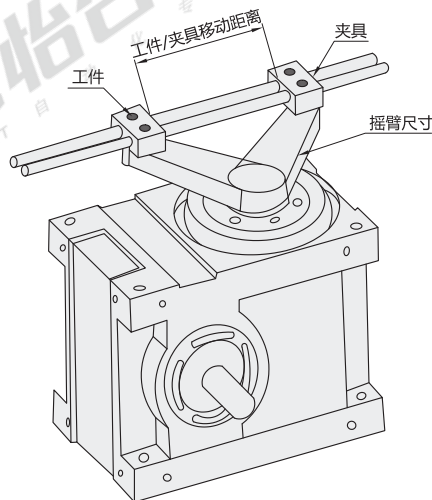
工件及夹具移动距离： $Rp300\text{mm}$

摩擦半径： $R=Rp \times Se/2\pi=286.48$ (有支撑摩擦时)

摩擦系数： $\mu=0.05$

安全系数： $fe=1.2$

马达效率： $\eta=0.7$



计算公式与内容

(1) 惯性扭矩：

$$(a) \text{ Arm惯性矩 } I1 = W1 \times (L2 + W2) / 12 + Re2 / G = 1.872 \times (0.32 + 0.042) / 12 + 0.152 / 9.8 = 0.006 (\text{kgf.m.s}^2)$$

$$\text{夹具惯性矩 } I2 = W2 \times Rp2 / G = 15 \times 0.32 / 9.8 = 0.138 (\text{kgf.m.s}^2)$$

$$\text{工件惯性矩 } I3 = W3 \times Rp2 / G = 0.5 \times 0.32 / 9.8 = 0.005 (\text{kgf.m.s}^2)$$

$$(b) \text{ 总惯性矩 } I = I1 + I2 + I3 = 0.006 + 0.138 + 0.005 = 0.149 (\text{kgf.m.s}^2)$$

$$(c) \text{ 角加速度 } \alpha = 72\pi \times Am \times N2 / (S \times \theta 2) = 72\pi \times 5.53 \times 602 / (6 \times 902) = 92.656 (\text{rad/s}^2)$$

$$(d) \text{ 惯性扭矩 } = Ti = I \times \alpha = 0.149 \times 92.656 = 13.805 (\text{kgf.m})$$

$$(2) \text{ 摩擦扭矩 } = Tf = W \times \mu \times R (15 + 0.5) \times 0.05 \times 0.28648 = 0.222 (\text{kgf.m})$$

$$(3) \text{ 总负载扭矩 } = Tt = Ti + Tf = 13.805 + 0.222 = 14.027 (\text{kgf.m})$$

$$(4) \text{ 实际负载扭矩 } = Te = Tt \times fe = 14.027 \times 1.2 = 16.832 (\text{kgf.m})$$

$$(5) \text{ 入力轴扭矩 } = Tc = 360 / (S \times \theta) \times Qm \times Te = 360 / (6 \times 90) \times 0.99 \times 16.832 = 11.11 (\text{kgf.m})$$

$$(6) \text{ 启动最大马力 } Ps = Tc \times N / (975 \times \eta) = (11.11 \times 90) / (975 \times 0.7) = 1.465 (\text{KW})$$

$$(7) \text{ 连续运转马力 } Pa = Ps / 2 = 1.465 / 2 = 0.733 (\text{KW})$$

1.查RY110DF扭力数值表在50rpm/分时其动态扭力值为31.1kg.m、安全系数为2.2倍，此型号适用；

2.摇臂长度为300、分割器重复精度为 $\pm 30\text{sec}$ 、夹具定位精度为 $\pm 0.03\text{mm}$ ；

3.需求入力轴马力为2HP。