

尺寸选定

C

● 规格确定及尺寸选定方法	C-3
● 计算示例	
直接滑台驱动	C-13
间接滑台驱动	C-17
摆动分度头驱动	C-21
输送带驱动	C-25
● 惯性力矩的公式	C-29
● 符号及关系式一览表	C-30
● 选型规格检查表	C-33

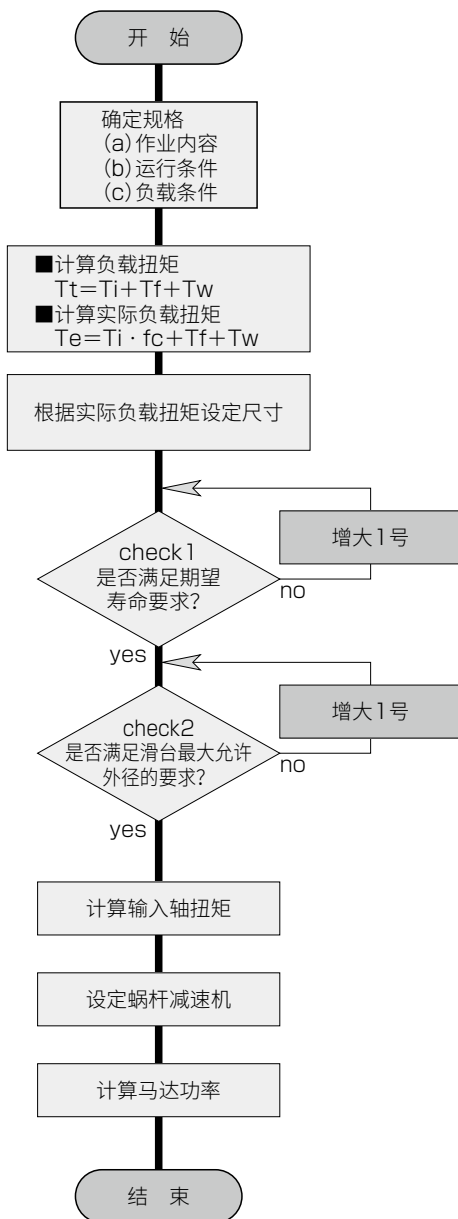
规格确定及尺寸选定方法

选择INDEXMAN的规格及机种之前，请确定以下简要规格。

作业内容	运行条件	负载条件
滑台驱动 输送带驱动 摆动分度头驱动	分度数 分配角 凸轮曲线 输入轴转速	装载负载 滑台外径 滑台的支撑 外部负载

按上述条件运行INDEXMAN时，根据输出轴实际负载扭矩与INDEXMAN动态额定输出扭矩的比较结果、寿命、滑台最大允许外径等进行最终确定。从INDEXMAN选型计划阶段开始，就应尽量遵循大分配角、小滑台直径及低重量的标准。按照这一原则设计，可以减小INDEXMAN的尺寸，在节省空间和成本方面也比较有利。

尺寸选定流程图



1. 计算负载扭矩

a. 标准时序的负载扭矩

驱动滑台或输送带时，INDEXMAN的输出轴将承受惯性扭矩、摩擦扭矩、工作扭矩等3种扭矩。这些扭矩之和称为负载扭矩。

$$T_t = T_i + T_f + T_w(N \cdot m)$$

其中， T_t ：负载扭矩($N \cdot m$)

T_i ：惯性扭矩($N \cdot m$)

T_f ：摩擦扭矩($N \cdot m$)

T_w ：工作扭矩($N \cdot m$)

(1) 惯性扭矩： T_i

惯性扭矩是分度时对安装在输出轴上的滑台、夹具、工件等进行加减速时作用的扭矩。

将惯性力矩与输出轴最大角加速度相乘可得出惯性扭矩。

$$T_i = I \cdot \alpha(N \cdot m)$$

其中， I ：总惯性力矩($kg \cdot m^2$)

α ：输出轴最大角加速度(rad/s^2)

(1)-1 总惯性力矩： I

表示具有同一旋转中心的各物体的惯性力矩之和。
(请参阅惯性力矩的公式)

$$I = I_1 + I_2 + \dots + I_n(kg \cdot m^2)$$

(1)-2 输出轴最大角加速度： α

输出轴最大角加速度可通过凸轮曲线的无量纲最大加速度 A_m 、分度数 n 、分配角 θh 、输入轴转速 N 的关系式求出。

●分度头

$$\alpha = A_m \cdot \frac{2\pi}{n} \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2 (rad/s^2)$$

其中， A_m ：凸轮曲线的无量纲最大加速度

曲线种类	MS 变形正弦曲线	MC 变形等速曲线	MT 变形梯形曲线	TR 变形梯形正弦
A_m	± 5.53	± 8.01	± 4.89	± 6.17

n ：分度数

θh ：分配角($^\circ$)

$$\theta h = \frac{\theta t}{z}$$

θt ：总分配角($^\circ$)

N ：输入轴转速(rpm)

z ：停留数

●摆动分度头

$$\alpha = A_m \cdot \frac{\pi \cdot \psi}{180} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2 (rad/s^2)$$

其中， ψ ：摆角($^\circ$)

(2) 摩擦扭矩： T_f

摩擦扭矩是指轴承、滑动面、其他摩擦作用于输出轴的扭矩。摩擦扭矩可以按照以下关系式求得。

$$T_f = \mu \cdot F_f \cdot R_f(N \cdot m)$$

$$F_f = mg(N)$$

其中， μ ：摩擦系数

滚动摩擦	滑动摩擦
$\mu = 0.03 \sim 0.05$	$\mu = 0.1 \sim 0.3$

F_f ：作用于滑动面、轴承等的力(N)

R_f ：平均摩擦半径(m)

m ：重量(kg)

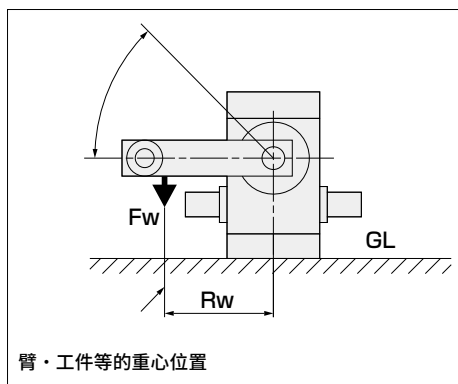
g ：重力加速度(m/s^2)

规格确定及尺寸选定方法

(3)工作扭矩：Tw

输出轴利用其动作进行作业，或用扭矩表示以负载形式作用于输出轴的外部负载时，其扭矩之和即为工作扭矩。

例如，水平使用输出轴时，滑台(臂)及夹具、工件等以偏心负载形式作用的力也可视为工作扭矩。



工作扭矩可以按照以下关系式求得。

$$Tw = Fw \cdot Rw (N \cdot m)$$

其中， Fw ：工作所需的力(N)

Rw ：工作半径(m)

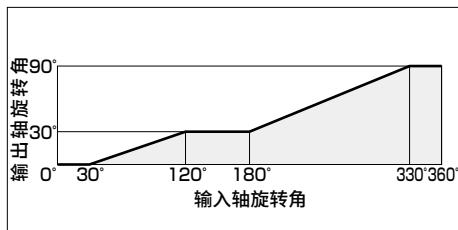
(注意)

将输入轴停止时作用的扭矩与静态额定输出扭矩进行比较。

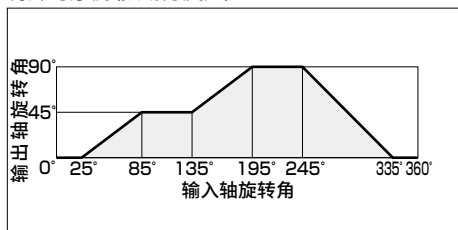
b.特殊时序的负载扭矩

计算各分配区间的负载扭矩Tt，采用其最大值。

特殊时序例(分度头)



特殊时序例(摆动分度头)



c.间接驱动时的负载扭矩

利用齿轮、链轮等，从INDEXMAN的输出轴进行间接驱动时，应考虑各种扭矩的减速比(io)，计算出等效负载扭矩。

(1) 对输出轴的等效惯性扭矩：Tie

$$I_e = I \cdot io^2 (kg \cdot m^2)$$

其中， I_e ：对输出轴的等效惯性力矩

$$Tie = I_e \cdot \alpha (N \cdot m)$$

(2) 对输出轴的等效摩擦扭矩：Tfe

$$Tfe = Tf \cdot io (N \cdot m)$$

(3) 对输出轴的等效工作扭矩：Twe

$$Twe = Tw \cdot io (N \cdot m)$$

2.计算实际负载扭矩：Te

前述的负载扭矩为理论扭矩，作用于INDEXMAN输出轴的实际负载扭矩，会因驱动系统的刚性、有无背隙、耦合方法等因素，而大于理论扭矩。而且，会因使用方法而发生较大变化。

通常根据使用状态和经验推测出使用因数，然后计算实际的负载扭矩。

$$Te = Ti \cdot fc + Tf + Tw (N \cdot m)$$

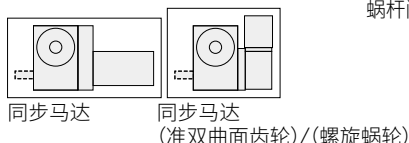
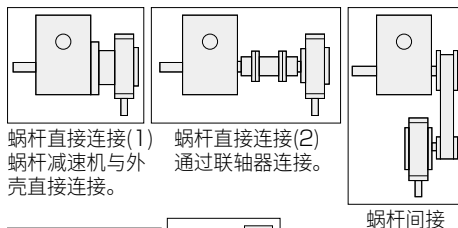
其中， Te ：实际的负载扭矩 ($N \cdot m$)

fc ：使用因数

(表C.1)不同驱动方式下的使用因数

驱动方式		减速机的减速比	
输出系统	输入系统	1/20以下 (1/10, 1/20)	大于1/20 (1/30, 1/40) (1/50, 1/60)
滑台臂 直接连接	蜗杆直接连接(1)	1.6	1.5
	蜗杆直接连接(2)	1.7	1.6
	蜗杆间接	2.1	1.9
	同步马达	3.7	3.7
	同步马达(准双曲面齿轮)	2.0(2.5)	2.0(2.5)
	同步马达(螺旋蜗轮)	1.6	1.5
滑台 间接	蜗杆直接连接(1)	2.0	1.8
	蜗杆直接连接(2)	2.2	2.0
	蜗杆间接	2.7	2.5
	同步马达	4.7	4.7
	同步马达(准双曲面齿轮)	2.5(3.1)	2.5(3.1)
	同步马达(螺旋蜗轮)	2.0	1.8
输送带 驱动	蜗杆直接连接(1)	1.9	1.7
	蜗杆直接连接(2)	2.0	1.9
	蜗杆间接	2.5	2.3
	同步马达	4.4	4.4
	同步马达(准双曲面齿轮)	2.4(3.0)	2.4(3.0)
	同步马达(螺旋蜗轮)	1.9	1.7

注意：()内表示RGBI系列。



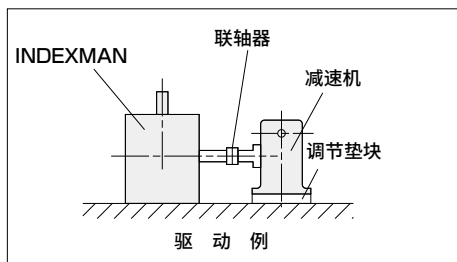
(注意)设计装置时，从马达到INDEXMAN输入轴的驱动系统应尽量减小背隙，并使其具有一定刚性。满足以上要求后，可以减小使用因数，从而选出合适的分度头尺寸。

如果存在背隙，则会因滑台旋转而出现振动、本体寿命下降，或部件损坏等情况。

(1)请尽量避免在马达与INDEXMAN的输入轴之间串联其他凸轮轴。因装置配置原因，必须串联时，请在遵守以下事项的前提下进行设计。

- ①请提高凸轮轴的刚性。
- ②使用小背隙紧固方式。
- ③请选择充足的马达功率。
- ④请使用高刚性同步带。

(2)直接用联轴器连接INDEXMAN的输入轴与减速机的输出轴时，请采用扭曲刚性大、不易产生背隙的联轴器。同时应考虑可调整芯高的产品。



规格确定及尺寸选定方法

3.尺寸选定

根据实际负载扭矩 T_e 暂选INDEXMAN的尺寸，检查是否同时满足期望寿命和滑台最大允许外径的要求。

Check.1 寿命：Lh

根据额定扭矩值的各输入轴转速，设定凸轮从动件轨道面的滚动接触疲劳寿命。本公司设计的参考寿命为10000小时。

如果希望寿命达到10000小时以上，请考虑寿命系数，按照下列计算公式确定所需扭矩。

$$f_h = \frac{T_r}{T_e}$$

$$L_h = 10000 \cdot f_h^{(10/3)} \text{ (h)}$$

其中， T_r ：动态额定输出扭矩(N·m)

f_h ：寿命系数

L_h ：寿命(h)

确认寿命是否满足期望寿命要求。如果不满足，请增大INDEXMAN的尺寸。另外，油封等易损件的寿命受到使用环境或运行条件的影响较大，可能达不到期望寿命。

(表C.2) 寿命和寿命系数

L_h (h)	f_h	L_h (h)	f_h	L_h (h)	f_h
10,000	1.000	25,000	1.316	60,000	1.712
12,000	1.056	30,000	1.390	70,000	1.793
14,000	1.106	35,000	1.456	80,000	1.866
16,000	1.151	40,000	1.516	90,000	1.933
18,000	1.193	45,000	1.570	100,000	1.995
20,000	1.231	50,000	1.621		

如果期望寿命 L_h 不足10,000h，请咨询本公司。

选型时，如果过于追求寿命参数，则INDEXMAN的尺寸也需随之增大，从而影响经济性。设计时，请考虑INDEXMAN输入轴的实际旋转时间，再确定经济寿命。

Check.2 滑台最大允许外径：Dm

在滑台驱动模式下，如果相对于INDEXMAN的轴间距，滑台的外径过大，则在轻微冲击下，就将受到大于INDEXMAN静态扭矩的外力，可能导致凸轮与从动件损坏，或增加残余振动，从而出现定位时间延长的故障。

本公司根据经验和使用情况，按照下式确定INDEXMAN上的滑台外径。本式仅适用于标准本体，对输出轴延长等刚性受到较大影响的情况，则需要谨慎应对。

$$D_m \geq D_e$$

其中， D_m ：滑台最大允许外径(mm)

$$D_m = \frac{C \cdot f_t}{i_o}$$

D_e ：滑台最大外径(mm)

f_t ：滑台系数(请参阅表C.3)

C ：INDEXMAN的尺寸
(轴间距)(mm)

i_o ：输出轴减速比

(表C.3)滑台系数 计算公式

类型	计算公式	ft最大值
小型	$ft=1.5 \cdot fh+2.5$	ft=7
标准型	$ft=2.5 \cdot fh+2.5$	ft=12 ※1
大角度	$ft=1.5 \cdot fh+1.5$	ft=6
滑台	$ft=2 \cdot fh+4$	ft=12 ※1
小型多分割		
扁平		
扁平		

※1

· 建议在 $De \leq \frac{10 \cdot C}{i_o}$ 的情况下使用。

本式的寿命系数fh请参阅(表C.2)。

〈并行凸轮单元的使用注意事项〉

并行凸轮具有机构简单、制作容易的优点，但缺点是停留时的压力角较大，刚性较低。

如果使用并行凸轮驱动惯性负载较大的滑台，则因停留时的刚性较低，而容易产生残余振动。残余振动不仅对分度精度具有较大影响，同时不利于INDEXMAN的寿命。用于驱动滑台的INDEXMAN，建议使用停留时刚性较高的滚柱凸轮类型。

并行凸轮适合采用输送带驱动方式。输送带驱动除了惯性负载以外，还承受摩擦负载。施加摩擦负载后，可以抑制残余振动。并行凸轮可以制作小分度数规格，从1分度起进行了标准化。通过对输送带驱动使用小分度数INDEXMAN，可以实现进给间距较大的动作，通过齿轮等进行减速，使输出轴的负载扭矩变小，从而缩小INDEXMAN的尺寸。另外，输入轴和输出轴平行配置的机构也适合于输送带。

4.计算输入轴扭矩：Tc

输入轴扭矩是驱动INDEXMAN输出轴的负载所需的扭矩与内部摩擦扭矩之和。前者又分为惯性负载产生的扭矩和摩擦负载，工作负载产生的扭矩。

$$T_c = T_{ci} + T_{cw}$$

其中 T_{ci} ：惯性负载产生的输入轴扭矩(N·m)

T_{cw} ：摩擦负载等产生的输入轴扭矩(N·m)

$$T_{ci} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot Q_m \cdot T_i$$

其中 ψ ：摆角 $\psi = \frac{360}{n} (^{\circ})$

θh ：分配角($^{\circ}$)

Q_m ：扭矩系数

$$T_{cw} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot V_m \cdot (T_f + T_w) + T_{in}$$

其中 V_m ：凸轮曲线的无量纲最大速度

T_{in} ：内部摩擦扭矩(N·m)

(表C.4) $Q_m \cdot V_m$ 一览

	MS 变形正弦 曲线	MC 变形等速 曲线	MT 变形梯形 曲线	TR 变形梯形 正弦
Q_m	±0.99	±0.72	±1.65	±1.76
V_m	1.76	1.28	2.00	2.18

(注意) 求出的输入轴扭矩是驱动INDEXMAN单体所需的扭矩。需要另外考虑输入轴的外部负载扭矩。

规格确定及尺寸选定方法

5.蜗杆减速机的选型

减速机输出轴的扭矩Ter通过以下关系式求得。
(与INDEXMAN输入轴直接连接时)

$$Ter = Tc \times fr (N \cdot m)$$

其中, Ter : 减速机负载扭矩 (N · m)
Tc : 分度头输入轴扭矩
fr : 减速机使用因数
(请参阅表C.5)

将求出的Ter值与蜗杆减速机额定输出扭矩表进行比较, 必须确认减速机是否能与INDEXMAN以标准组合方式使用。如果Ter值大于标准组合的蜗杆减速机额定输出扭矩, 则需要增大减速机的尺寸。
详情(减速机安装尺寸图等)请咨询本公司。

(表C.5)减速机使用因数: fr

	日运行时间		
	2小时	10小时	24小时
连续运行	0.90	1.25	1.50
断续运行	1.25	1.50	1.75

6.计算马达功率

(1)通过蜗杆减速机驱动INDEXMAN时

●计算马达功率: P

通过INDEXMAN的输入轴扭矩和输入轴转速, 计算INDEXMAN单体的马达功率。

$$P=\frac{Tc \cdot N}{9550 \cdot \eta}(kW)$$

其中, P : 马达功率(kW)
Tc : 输入轴扭矩 (N · m)
N : 输入轴转速 (rpm)
η : 减速机的效率 (η < 1)
(请参阅D篇 · 减速机规格)

●计算马达实际功率: Pe

以上算出的功率为分度驱动时的峰值, 惯性扭矩所需的马达实际功率通常可以取其1/2。另外, 需要将减速机单体的马达功率加到分度头单体的马达功率上。

$$Pe=\frac{1}{2} \times \text{基于惯性负载的马达功率} \\ + \text{基于摩擦负载等的马达功率} \\ + \text{减速机单体的马达功率} \\ Pe=\frac{1}{2} \cdot \frac{Tci \cdot N}{9550 \cdot \eta} + \frac{Tcw \cdot N}{9550 \cdot \eta} + Pr \\ =\frac{N}{9550 \cdot \eta} \cdot (\frac{1}{2} \cdot Tci + Tcw) + Pr (kW)$$

其中, Pe : 马达实际功率 (kW)
Pr : 蜗杆减速机单体的马达功率 (kW)
 $Pr=\frac{Tinr \cdot Nr}{9550}(kW)$
Tinr : 减速机的内部摩擦扭矩 (N · m)
(请参阅表C.6)
Nr : 蜗杆轴转速 (rpm)

表C.6记录了每个尺寸的减速机油温与内部摩擦扭矩的关系。如无特别规定，本公司在计算时将油温设为10℃。

(表C.6)减速机的内部摩擦扭矩：T_{inr}(N·m)

减速机尺寸		油温			
		5℃	10℃	15℃	20℃
HO	32	0.30	0.24	0.19	0.16
	40	0.53	0.42	0.34	0.29
	50	0.92	0.72	0.59	0.50
	60	1.5	1.1	0.93	0.79
	80	2.9	2.2	1.8	1.4
	100	4.0	3.1	2.5	2.0
	135	5.7	4.5	3.6	2.9
TE	35	0.38	0.33	0.29	0.26
	42	0.61	0.52	0.45	0.40
	51	1.25	1.00	0.85	0.72
	63	2.03	1.63	1.34	1.14
	80	3.56	2.72	2.19	1.83
	100	6.11	4.56	3.55	2.90
	150	10.6	7.96	6.15	4.95
CRG	25	1.96×10 ⁻²			
	32	1.96×10 ⁻²			

(注意) 润滑油数据是使用以下标准产品时的数据
 HO减速机 BONOCK TS320
 TE减速机 达芙妮阿尔法油 TE260
 CRG减速机 润滑脂NO.2(封入)

(注意)

使用其他蜗杆减速机时，请将技术资料上的减速机内部摩擦扭矩换算为马达功率后，作为Pr值相加。

在寒冷地区或冬季的清晨，减速机内的润滑油粘度将增加，马达功率需要达到计算值以上。此时，马达功率将不足，无法达到要求的转速，最坏的情况下，可能发生马达不运转的故障。

因此，选择马达时，应在计算值基础上留出一定余地。

(2)通过同步马达等驱动INDEXMAN时

●计算马达实际功率：Pe

驱动如INDEXMAN一样扭矩波动较大的物体时，减速区域会出现马达轴被牵拉的现象。

同步马达与蜗杆减速机相比，具有背隙大的缺点，因此会直接受到该因素的影响。马达实际功率Pe采用分度驱动时的峰值。

Pe=基于惯性负载的马达功率
 +基于摩擦负载等的马达功率

$$Pe = \frac{T_{ci} \cdot N}{9550 \cdot \eta} + \frac{T_{cw} \cdot N}{9550 \cdot \eta}$$

$$= \frac{N}{9550 \cdot \eta} (T_{ci} + T_{cw}) \text{ (kW)}$$

其中，Pe：马达实际功率(kW)

(注意)

使用同步马达时，部分厂商会标明齿轮减速的额定扭矩。应确认所选马达的框架号是否满足以下条件。

$$\text{INDEXMAN 输入轴扭矩} < \begin{matrix} \text{齿轮减速} \\ \text{额定扭矩} \end{matrix}$$

规格确定及尺寸选定方法

7.中空轴型同步马达的选型

(1) 根据所选INDEXMAN，确认特性表的马达输出(Pm)大于6.中求出的马达功率(Pe)。

$$P_m \geq P_e$$

(2) 从特性表的输出轴转速(Nrs)中选出输入轴转速(N)，确定减速比(ir)。进行变频器控制时，选择连续旋转时的变频器设定频率为40~60Hz，且达到指定转速的减速比(ir)。

(3) 确认同步马达的输出轴允许扭矩(Trr)大于同步马达负载扭矩(Ter)。

$$T_{rr} \geq T_{er}$$

$$T_{er} = T_c \times f_r$$

f_r : 同步马达使用因数

(表C.7) 同步马达使用因数: f_r

马达种类	运行	日运行时间		
		2小时	10小时	2小时
准双曲面齿轮	连续	1.30	1.75	
	断续			
螺旋蜗轮	连续	0.90	1.25	1.50
	断续	1.25	1.50	1.75

8.变频器选型

通过变频器控制INDEXMAN的启动和停止时，需要选择符合使用条件的变频器。请根据目标变频器的样本，确认变频器的功率。

在满足功率条件的情况下，可以选择任意厂商或机种。

(1) 计算变频器所需功率
启动和停止马达所需的功率: P_{inv}

① 马达制动时间: t_d

INDEXMAN启动时需要的制动时间与停止时需要的制动时间之和应小于INDEXMAN的停留时间(t₂)。

$$t_e = \frac{60}{N} \times \frac{360 - \theta h}{360} (s)$$

t₂ : INDEXMAN停留时间(s)

$$t_d \leq \frac{1}{2} t_e \quad t_d : \text{启动时或停止时需要的马达制动时间}(s)$$

在INDEXMAN的输入轴上，通过检测凸轮等获取传感器信号时

根据制动时间求出的制动角度中，检测凸轮的调整角度需要达到50%。

$$t_d \leq \frac{1}{4} t_e$$

(注) 制动时间(td)设为最小值 0.1 秒。

② 马达轴换算惯性力矩：JMc

$$JMc = \frac{Ic}{ir^2} + JM \quad (kg \cdot m^2)$$

JMc : 马达轴换算惯性力矩 (kg · m²)

JM : 马达惯性力矩 (kg · m²)

ir : 减速比

Ic : 输入轴惯性力矩 (kg · m²)

(注)请在各机种特性表中查看Ic。

③ 变频器所需功率：Pinv

$$P_{inv} = \frac{JMc \cdot Nms^2}{91190 \cdot td} \quad (kW)$$

Pinv : 变频器所需功率 (kW)

Nms : 马达转速 (rpm)

(2) 变频器选型

① 请选择大于特性表中的马达输出 (Pm) 及算出的变频器所需功率 (Pinv) 的变频器。

变频器功率 ≥ Pm , Pinv

(注1)关于制动时间(td)

如果将制动时间(td)设为0.1秒以下,可能使同步马达达不到性能要求。

如需设为0.1秒以下,则应重新选择同步马达,请咨询本公司。

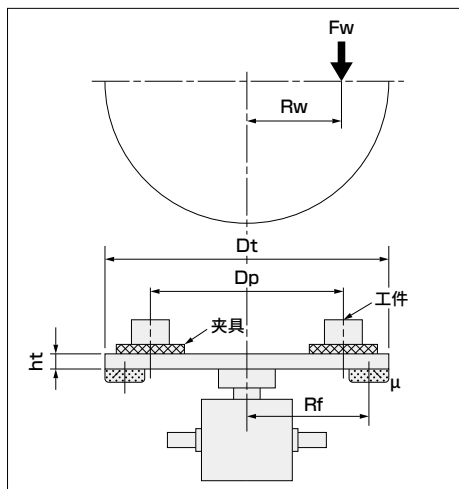
(注2)关于启动和停止

请务必在停留区间内进行INDEXMAN的启动和停止操作。如必须在回旋过程中启动和停止,则需设置足够的制动时间。

滑台驱动(直接驱动)的计算示例

尺寸选定

● 计算示例



选型条件

- (1) 机种: RGIS
- (2) 输出轴形状: 法兰
- (3) 分度数: $n=6$
- (4) 输入轴断续旋转
- (5) 机器循环时间: $t_m=5s$
- (6) 移动时间(分度时间): $t_1=0.6s$
- (7) 分配角: $\theta h=270^\circ$
- (8) 单元循环时间: t_0

$$t_0 = 0.6 \times \frac{360}{270} = 0.8s$$
- (9) 输入轴转速: N

$$N = \frac{60}{0.8} = 75rpm$$
- (10) 凸轮曲线: MS 变形正弦曲线
- (11) 滑台直径: $D_t=300mm$
- (12) 滑台盖板厚: $h_t=20mm$
- (13) 滑台材质:
 钢(材料密度 $\rho=7.86g/cm^3$)
- (14) 工件数: $n_w=2$
- (15) 工件总重量: $m_2=1.5kg \times 2=3kg$
- (16) 夹具数量: $n_p=6$
- (17) 夹具总重量: $m_3=6kg \times 6=36kg$
- (18) 夹具、工件安装中心直径: $D_p=250mm$

- (19) 滑台底面有支撑、滚动轴承、
 $\mu=0.03$
- (20) 平均摩擦半径: $R_f=125mm$
- (21) 工作所需的力(外部负载 $1kgf$)
 $F_w=1 \times 9.81=9.81N$
- (22) 工作半径: $R_w=125mm$
- (23) 使用蜗杆减速机驱动INDEXMAN
- (24) 安装INDEXMAN时采用1号方式
- (25) 外壳材质: Fc
- (26) INDEXMAN的凸轮扭转方向为左侧扭转(标准)
- (27) 期望寿命: $12000h$
 根据以上条件选择尺寸。

<注意>

需要区分INDEXMAN的循环时间与机械装置的循环时间。

● 单元循环时间: $t_0(s)$

$$t_0 = t_1 + t_2 = \frac{60}{N \times z}$$

其中, t_1 : 分度时间(s)

t_2 : 停留时间(s)

N : 输入轴转速(rpm)

z : 停留数

● 机器循环时间: $t_m(s)$

$$t_m = t_0 + t_s$$

其中, t_0 : 单元循环时间(s)

t_s : 停止时间(s)(输入轴停止时间)

输入轴断续旋转时, 分配角通常取较大的值。

尺寸选定

1. 计算负载扭矩: T_t

● 计算负载重量

滑台的重量

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{\pi}{4} \cdot D t^2 \cdot h t \cdot \rho \cdot 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 300^2 \times 20 \times 7.86 \times 10^{-6} \\ &= 11.1 \text{ kg} \end{aligned}$$

(1) 惯性扭矩: T_i

(1)-1 总惯性力矩

滑台的惯性力矩

$$I_1 = \frac{m_1 \cdot R^2}{2} = \frac{11.1 \times 0.15^2}{2} = 0.125 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

工件的惯性力矩

$$I_2 = m_2 \cdot R^2 = 3 \times 0.125^2 = 0.0469 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

夹具的惯性力矩

$$I_3 = m_3 \cdot R^2 = 36 \times 0.125^2 = 0.563 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

● 总惯性力矩

$$\begin{aligned} I &= I_1 + I_2 + I_3 = 0.125 + 0.0469 + 0.563 \\ &= 0.735 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

(1)-2 输出轴最大角加速度

$$\begin{aligned} \alpha &= A_m \cdot \frac{2\pi}{n} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2 \\ &= 5.53 \times \frac{2\pi}{6} \times \left(\frac{360}{270} \times \frac{75}{60} \right)^2 \\ &= 16.1 \text{ rad/s}^2 \end{aligned}$$

● 因此, 惯性扭矩为

$$\begin{aligned} T_i &= I \cdot \alpha \\ &= 0.735 \times 16.1 \\ &= 11.8 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(2) 摩擦扭矩: T_f

● 计算作用于滑动面、轴承等的力

$$\begin{aligned} F_f &= m \cdot g \\ &= (11.1 + 3 + 36) \times 9.81 \\ &= 491 \text{ N} \end{aligned}$$

● 计算摩擦扭矩

$$\begin{aligned} T_f &= \mu \cdot F_f \cdot R_f \\ &= 0.03 \times 491 \times 0.125 \\ &= 1.84 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(3) 工作扭矩: T_w

$$\begin{aligned} T_w &= F_w \cdot R_w \\ &= 9.81 \times 0.125 \\ &= 1.23 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(4) 负载扭矩: T_t

$$\begin{aligned} T_t &= T_i + T_f + T_w \\ &= 11.8 + 1.84 + 1.23 \\ &= 14.9 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

2. 计算实际负载扭矩: T_e

● 确定使用因数

$$f_c = 1.6$$

(请参阅表C.1 不同驱动方式下的使用因数)

● 实际负载扭矩

$$\begin{aligned} T_e &= T_i \cdot f_c + T_f + T_w \\ &= 11.8 \times 1.6 + 1.84 + 1.23 \\ &= 22.0 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

滑台驱动(直接驱动)的计算示例

3.选择INDEXMAN的尺寸

额定输出扭矩满足“实际负载扭矩 $T_e=22.0\text{N}\cdot\text{m}$ ”条件的INDEXMAN,对应额定输出扭矩表中RGISO40以上的尺寸。
暂选RGISO40($T_r=26.1\text{N}\cdot\text{m}, C=40$),检查是否满足条件。

Check 1 寿命: L_h

寿命系数: f_h

$$f_h = \frac{T_r}{T_e} = \frac{26.1}{22.0} = 1.19$$

$$\begin{aligned} L_h &= 10000 \cdot f_h^{(10/3)} \\ &= 10000 \times 1.19^{(10/3)} \\ &= 17900\text{h} \end{aligned}$$

可知满足期望寿命(12000h)条件。

Check 2 滑台最大允许外径: D_m

滑台系数: f_t

$$\begin{aligned} f_t &< 3 \\ f_t &= 2.5 \cdot f_h + 2.5 \\ &= 2.5 \times 1.19 + 2.5 \\ &= 5.48 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_m &= C \cdot f_t \\ &= 40 \times 5.48 \\ &= 219\text{mm} \end{aligned}$$

可知不满足 $D_m \geq D_t = 300\text{mm}$ 的条件。重新选择大1号的单元RGISO50($T_r=43.1\text{N}\cdot\text{m}, C=50$)。

Check 1 寿命: L_h

寿命系数: f_h

$$f_h = \frac{T_r}{T_e} = \frac{43.1}{22.0} = 1.96$$

$$\begin{aligned} L_h &= 10000 \cdot f_h^{(10/3)} \\ &= 94200\text{h} \end{aligned}$$

可知满足期望寿命(12000h)条件。

Check 2 滑台最大允许外径: D_m

滑台系数: f_t

$$\begin{aligned} f_t &= 2.5 \cdot f_h + 2.5 \\ &= 7.4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_m &= C \cdot f_t \\ &= 50 \times 7.4 \\ &= 370\text{mm} \end{aligned}$$

可知满足 $D_m \geq D_t = 300\text{mm}$ 的条件。经过以上计算,选择RGISO50-006270S1F1。

4.计算输入轴扭矩: T_c

$$T_c = T_{ci} + T_{cw}$$

$$T_{ci} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot Q_m \cdot T_i$$

$$T_{cw} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot V_m \cdot (T_f + T_w) + T_{in}$$

关于内部摩擦扭矩 T_{in} ,请参阅样本特性表。

$$\begin{aligned} T_{ci} &= \frac{60}{270} \times 0.99 \times 11.8 \\ &= 2.6\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{cw} &= \frac{60}{270} \times 1.76 \times (1.84 + 1.23) + 3.0 \\ &= 4.2\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_c &= 2.6 + 4.2 \\ &= 6.8\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

5. 蜗杆减速机的选型 (HO系列)

● 确定减速机使用因数。(表C.5)

$$fr = 1.5$$

(断续运行—每天最多运行10小时)

● 计算HO减速机输出轴的扭矩 T_{er} 。

$$\begin{aligned} T_{er} &= T_c \cdot fr \\ &= 6.8 \times 1.5 \\ &= 10.2 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

检查求出的 T_{er} 是否在标准组合减速机的动态额定输出扭矩值 T_{rr} 以内。与RGISO50标准组合的HO减速机为HO32。

输入轴转速达到75rpm所需的减速比在60Hz时为1/20。

根据蜗杆轴转速 $N_r = 75 \times 20 = 1500 \text{ rpm}$ ，检查HO32-1/20的蜗杆轴转速为1500rpm时的动态额定输出扭矩 T_{rr} 。

$$\begin{aligned} T_{rr} &= 16 \text{ N} \cdot \text{m} \\ T_{rr} &\geq T_{er} \text{ 符合要求} \end{aligned}$$

本规格为断续运行，因此需要使用离合器·制动器。
因此，减速机确定为HO32-1/20-C/B有。

6. 计算马达功率：P

计算通过蜗杆减速机(HO系列)驱动INDEXMAN时的马达功率。

● 计算马达实际功率： P_e

蜗杆减速机的内部摩擦扭矩采用油温10℃时的值。

$$T_{inr} = 0.24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(请参阅表C.6HO减速机的内部摩擦扭矩)

$$P_r = \frac{T_{inr} \cdot N_r}{9550} = \frac{0.24 \times 1500}{9550} = 0.038 \text{ kW}$$

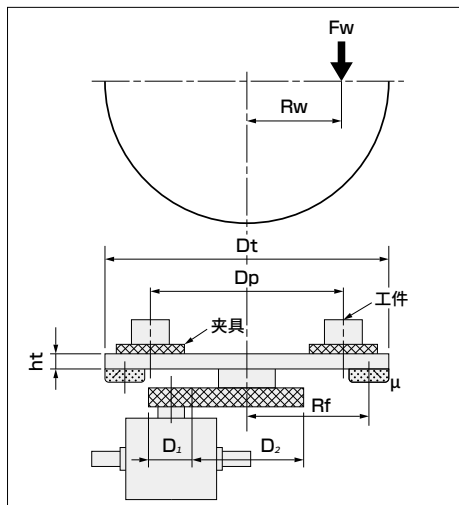
$$\begin{aligned} P_e &= \frac{N}{9550 \times \eta} \left(\frac{1}{2} \times T_{ci} + T_{cw} \right) + P_r \\ &= \frac{75}{9550 \times 0.68} \left(\frac{1}{2} \times 2.6 + 4.2 \right) + 0.038 \\ &= 0.102 \text{ kW} \end{aligned}$$

因此使用功率为0.102kW以上的马达。

滑台驱动(间接驱动)的计算示例

尺寸
选定

● 计算
示例



选型条件

- (1) 機種: RGIS
- (2) 输出轴形状: 直轴
- (3) 站数: $ns=6$
- (4) 输入轴断续旋转
- (5) 机器循环时间: $tm=6s$
- (6) 移动时间(分度时间): $t_1=1.5s$
- (7) 分配角: $\theta h=300^\circ$
- (8) 单元循环时间: t_0

$$t_0 = 1.5 \times \frac{360}{300} = 1.8s$$

- (9) 输入轴转速: N

$$N = \frac{60}{1.8} = 33.3rpm$$

- (10) 凸轮曲线: MS 变形正弦曲线
- (11) 滑台直径: $Dt=1200mm$
- (12) 滑台盖板厚: $ht=25mm$
- (13) 滑台材质: 铝
(材料密度 $\rho=2.7g/cm^3$)
- (14) 工件数: $nw=6$
- (15) 工件总重量: $m^2=10kg \times 6=60kg$

- (16) 夹具数量: $np=6$

- (17) 夹具总重量: $m_3=30kg \times 6=180kg$

- (18) 夹具、工件安装中心直径: $Dp=1000mm$

- (19) 滑台侧齿轮:

重量... $m_4=45kg$

齿数... $Z_2=180$

节圆直径... $D_2=540mm$

- (20) INDEXMAN 输出轴侧齿轮:

重量... $m_5=5kg$

齿数... $Z_1=60$

节圆直径... $D_1=180mm$

- (21) 输出轴减速比:

$$io = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{60}{180} = \frac{1}{3}$$

- (22) 分度数:

$$n = ns \cdot io = 6 \times \frac{1}{3} = 2$$

- (23) 滑台底面有支撑。

滚动轴承 $\mu=0.03$

- (24) 平均摩擦半径: $Rf=500mm$

- (25) 假定没有工作所需的力。

- (26) 使用蜗杆减速机驱动 INDEXMAN

- (27) 安装 INDEXMAN 时采用 1 号方式

- (28) 外壳材质: FC

- (29) INDEXMAN 的凸轮扭转方向为左侧扭转(标准)

- (30) 期望寿命: 10000h

根据以上条件选择尺寸。

尺寸选定

1. 计算等效负载扭矩: Tte

(1) 对输出轴的等效惯性扭矩: Tie

● 计算负载重量

滑台的重量

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{\pi}{4} \cdot Dt^2 \cdot ht \cdot \rho \cdot 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 1200^2 \times 25 \times 2.7 \times 10^{-6} \\ &= 76.3 \text{ kg} \end{aligned}$$

(1)-1 计算惯性力矩

滑台的惯性力矩

$$I_1 = \frac{m_1 \cdot R^2}{2} = \frac{76.3 \times 0.6^2}{2} = 13.7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

夹具的惯性力矩

$$I_2 = m_3 \cdot Re^2 = 180 \times 0.5^2 = 45.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

工件的惯性力矩

$$I_3 = m_2 \cdot Re^2 = 60 \times 0.5^2 = 15.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

滑台侧齿轮的惯性力矩

$$I_4 = \frac{m_4 \cdot R^2}{2} = \frac{45.0 \times 0.27^2}{2} = 1.64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

INDEXMAN输出轴侧齿轮的惯性力矩

$$I_5 = \frac{m_5 \cdot R^2}{2} = \frac{5.0 \times 0.09^2}{2} = 0.0203 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

● 对输出轴的等效惯性力矩

$$\begin{aligned} I_e &= (I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \cdot i_0^2 + I_5 \\ &= (13.7 + 45.0 + 15.0 + 1.64) \times \left(\frac{1}{3}\right)^2 \\ &\quad + 0.0203 \\ &= 8.39 \end{aligned}$$

(1)-2 计算输出轴最大角加速度

$$\begin{aligned} \alpha &= Am \cdot \frac{2\pi}{n} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60}\right)^2 \\ &= 5.53 \times \frac{2\pi}{2} \times \left(\frac{360}{300} \times \frac{33.3}{60}\right)^2 \\ &= 7.71 \text{ rad/s}^2 \end{aligned}$$

● 计算对输出轴的等效惯性扭矩

$$Tie = I_e \cdot \alpha = 8.39 \times 7.71 = 64.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 对输出轴的等效摩擦扭矩: Tfe

● 计算作用于滑动面、轴承等的力

$$\begin{aligned} Ff &= m \cdot g \\ &= (76.3 + 180 + 60 + 45) \times 9.81 \\ &= 3540 \text{ N} \end{aligned}$$

● 计算摩擦扭矩

$$\begin{aligned} Tf &= \mu \cdot Ff \cdot Rf \\ &= 0.03 \times 3540 \times 0.5 \\ &= 53.1 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

● 计算对输出轴的等效摩擦扭矩

$$\begin{aligned} Tfe &= Tf \cdot i_0 \\ &= 53.1 \times \frac{1}{3} \\ &= 17.7 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(3) 对输出轴的等效工作扭矩: Twe

此处无工作所需的力, 因此等效工作扭矩

$$Twe = 0.$$

(4) 等效负载扭矩: Tte

$$\begin{aligned} Tte &= Tie + Tfe + Twe \\ &= 64.7 + 17.7 + 0 \\ &= 82.4 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

2. 实际负载扭矩: Te

● 确定使用因数

$$f_c = 1.8$$

(请参阅表C.1不同驱动方式下的使用因数)

● 实际负载扭矩

$$\begin{aligned} Te &= Tie \times 1.8 + Tfe + Twe \\ &= 134 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

滑台驱动(间接驱动)的计算示例

尺寸选定

● 计算示例

3. 选择INDEXMAN的尺寸

额定输出扭矩满足“实际负载扭矩 $T_e=134\text{N}\cdot\text{m}$ ”条件的INDEXMAN, 对应额定输出扭矩表中RGIS110以上的尺寸。

暂选RGIS110($T_r=265\text{N}\cdot\text{m}$, $C=110$), 检查是否满足条件。

Check 1 寿命: L_h

寿命系数: f_h

$$\begin{aligned} f_h &= \frac{T_r}{T_e} = \frac{265}{134} = 1.98 \\ L_h &= 10000 \cdot f_h^{(10/3)} \\ &= 10000 \times 1.98^{(10/3)} \\ &= 97500\text{h} \end{aligned}$$

可知满足期望寿命(10000h)条件。

Check 2 滑台最大允许外径: D_m

滑台系数: f_t

$$\begin{aligned} f_t &= 2.5 \cdot f_h + 2.5 \\ &= 2.5 \times 1.98 + 2.5 \\ &= 7.45 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_m &= \frac{C \cdot f_t}{i_o} \\ &= \frac{110 \times 7.45}{\frac{1}{3}} \\ &= 2460\text{mm} \end{aligned}$$

可知满足 $D_m \geq D_t = 1200\text{mm}$ 的条件。

根据以上条件选择RGIS110-002300S1S1。

4. 计算输入轴扭矩: T_c

$$T_c = T_{ci} + T_{cw}$$

$$T_{ci} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot Q_m \cdot T_{ie}$$

$$T_{cw} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot V_m \cdot (T_{fe} + T_{we}) + T_{in}$$

关于内部摩擦扭矩 T_{in} , 请参阅样本特性表。

$$\begin{aligned} T_{ci} &= \frac{180}{300} \times 0.99 \times 64.7 \\ &= 38.4\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{cw} &= \frac{180}{300} \times 1.76 \times (17.7 + 0) + 15 \\ &= 33.7\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_c &= 38.4 + 33.7 \\ &= 72.1\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

5. 蜗杆减速机的选型 (HO系列)

- 确定减速机使用因数。(表C.5)

$$fr = 1.5$$

(断续运行—每天最多运行10小时)

- 计算HO减速机输出轴的扭矩 T_{er} 。

$$\begin{aligned} T_{er} &= T_c \cdot fr \\ &= 72.1 \times 1.5 \\ &= 108 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

检查求出的 T_{er} 是否在标准组合减速机的额定扭矩值 T_{rr} 以内。与RGIS110标准组合的HO减速机为HO60。

输入轴转速达到33.3rpm所需的减速比在60Hz时为1/40。

根据蜗杆轴转速 $N_r = 33.3 \times 40 = 1332 \text{ rpm}$ ，检查HO60的蜗杆轴转速为1332rpm时的动态额定输出扭矩 T_{rr} 。

$$\begin{aligned} T_{rr} &= 108 \text{ N} \cdot \text{m} \\ T_{rr} &\geq T_{er}, \text{ 符合要求} \end{aligned}$$

本规格为断续运行，因此需要使用离合器·制动器。
因此，减速机确定为HO60-1/40-C/B有。

6. 计算马达功率：P

计算通过蜗杆减速机(HO系列)驱动INDEXMAN时的马达功率。

- 计算马达实际功率： P_e

蜗杆减速机的内部摩擦扭矩采用油温10℃时的值。

$$T_{inr} = 1.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(请参阅表C.6HO减速机的内部摩擦扭矩)

$$P_r = \frac{T_{inr} \cdot N_r}{9550} = \frac{1.1 \times 1332}{9550} = 0.15 \text{ kW}$$

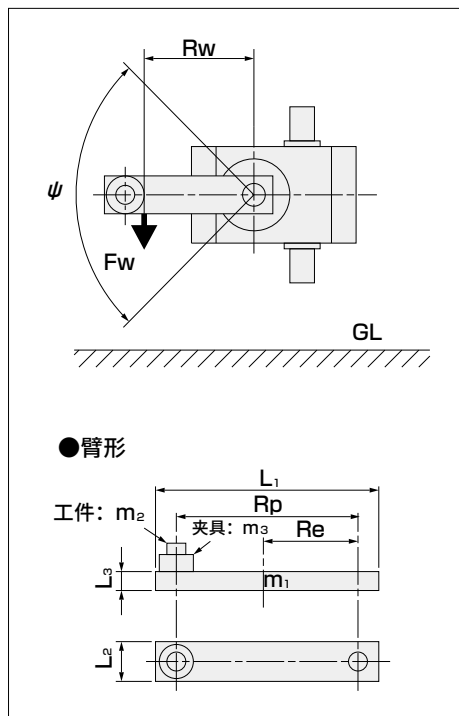
$$\begin{aligned} P_e &= \frac{N}{9550 \times \eta} \left(\frac{1}{2} \times T_{ci} + T_{cw} \right) + P_r \\ &= \frac{33.3}{9550 \times 0.6} \left(\frac{1}{2} \times 38.4 + 33.7 \right) + 0.15 \\ &= 0.457 \text{ kW} \end{aligned}$$

因此使用功率为0.457kW以上的马达。

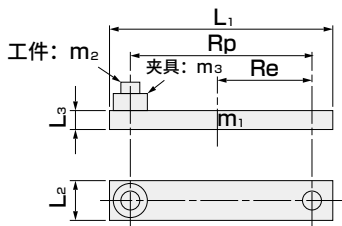
摆动分度头驱动的计算示例

尺寸选定

● 计算示例



● 臂形



选型条件

- (1) 机种: RGOL
- (2) 输出轴形状: 直轴
- (3) 摆角: $\psi = 90^\circ$
- (4) 输入轴连续旋转
- (5) 单元循环时间: t_0

$$t_0 = 1\text{s}$$

- (6) 总分配角: $\theta_t = 120^\circ$

- (7) 分配角: θ_h

$$\theta_h = \frac{\theta_t}{z} = \frac{120}{2} = 60^\circ$$

- (注) 摆动分度头驱动为标准规格时, 停留数 z 为2。

- (8) 移动时间(分度时间): t_1

$$t_1 = 1 \times \frac{60}{360} = 0.167\text{s}$$

- (注) 输出轴摆动 90° 所需时间

- (9) 输入轴转速:

$$N = \frac{60}{1} = 60\text{rpm}$$

- (10) 凸轮曲线: MS 变形正弦曲线

- (11) 臂形状

臂全长 : $L_1 = 200\text{mm}$

臂宽 : $L_2 = 40\text{mm}$

臂板厚 : $L_3 = 20\text{mm}$

臂重量 : $m_1 = 1.3\text{kg}$

臂偏心量: $Re = 70\text{mm}$

- (12) 工件重量: $m_2 = 0.5\text{kg}$

- (13) 夹具重量: $m_3 = 1.5\text{kg}$

- (14) 工件·夹具安装半径: $R_p = 150$

- (15) 假定没有摩擦产生的负载。

- (16) 安装INDEXMAN时采用3号方式。

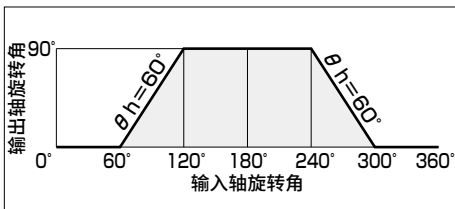
- (17) 工作所需的力采用3号安装方式, 因此臂、夹具和工件将作为偏心负载施力。假定没有其他工作所需的力。

- (18) 使用蜗杆减速机驱动INDEXMAN。

- (19) 将摆动模式设为T。

- (20) 期望寿命: 10000h

- (21) 时序图(标准)



根据以上条件选择机种。

尺寸选定

1. 计算负载扭矩: T_t

(1) 惯性扭矩: T_i

(1)-1 计算惯性力矩

臂的惯性力矩

$$\begin{aligned} I_1 &= m_1 \cdot \left(\frac{L_1^2 + L_2^2}{12} + Re^2 \right) \\ &= 1.3 \times \left(\frac{0.2^2 + 0.04^2}{12} + 0.07^2 \right) \\ &= 0.0109 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

工件的惯性力矩

$$I_2 = m_2 \cdot Rp^2 = 0.5 \times 0.15^2 = 0.0113 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

夹具的惯性力矩

$$I_3 = m_3 \cdot Rp^2 = 1.5 \times 0.15^2 = 0.0338 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

● 总惯性力矩

$$\begin{aligned} I &= I_1 + I_2 + I_3 \\ &= 0.0109 + 0.0113 + 0.0338 \\ &= 0.056 \text{kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

(1)-2 计算输出轴最大角加速度

$$\begin{aligned} \alpha &= Am \cdot \frac{\pi \cdot \psi}{180} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2 \\ &= 5.53 \times \frac{\pi \times 90}{180} \times \left(\frac{360}{60} \times \frac{60}{60} \right)^2 \\ &= 313 \text{rad/s}^2 \end{aligned}$$

● 计算惯性扭矩

$$\begin{aligned} T_i &= I \cdot \alpha \\ &= 0.056 \times 313 \\ &= 17.5 \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(2) 摩擦扭矩: T_f

由于没有摩擦产生的负载, 因此摩擦扭矩

$$T_f = 0.$$

(3) 工作扭矩: T_w

如文中所述, 若采用3号安装方式, 则臂、夹具工件将施加偏心负载, 以工作扭矩运行。

● 臂的偏心负载产生的工作扭矩: T_{w1}

工作所需的力

$$F_{w1} = 1.3 \times 9.81 = 12.8 \text{N}$$

工作半径

$$Re = 0.07$$

$$\begin{aligned} \therefore T_{w1} &= F_{w1} \cdot Re = 12.8 \times 0.07 \\ &= 0.896 \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

● 夹具、工件的偏心负载产生的工作扭矩: T_{w2}

工作所需的力

$$F_{w2} = (1.5 + 0.5) \times 9.81$$

$$= 19.6 \text{N}$$

工作半径

$$Rp = 0.15 \text{m}$$

$$\begin{aligned} \therefore T_{w2} &= F_{w2} \cdot Rp = 19.6 \times 0.15 \\ &= 2.94 \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

因此, 总工作扭矩

$$\begin{aligned} T_w &= T_{w1} + T_{w2} = 0.896 + 2.94 \\ &= 3.84 \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(4) 负载扭矩: T_t

$$\begin{aligned} T_t &= T_i + T_f + T_w = 17.5 + 0 + 3.84 \\ &= 21.3 \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

2. 计算实际负载扭矩: T_e

● 确定使用因数

$$fc = 1.6$$

(请参阅表C.1 不同驱动方式下的使用因数)

● 实际负载扭矩

$$\begin{aligned} T_e &= T_i \cdot fc + T_f + T_w \\ &= 17.5 \times 1.6 + 0 + 3.84 \\ &= 31.8 \text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

摆动分度头驱动的计算示例

3. 选择INDEXMAN的尺寸

动态额定输出扭矩满足“实际负载扭矩 $T_e = 31.8\text{N} \cdot \text{m}$ ”条件的INDEXMAN，对应额定输出扭矩表中RGOL140以上的尺寸。暂选RGOL140 ($T_r = 45.9\text{N} \cdot \text{m}, C = 140$)，检查是否满足条件。

Check1 寿命: L_h

寿命系数: f_h

$$f_h = \frac{T_r}{T_e} = \frac{45.9}{31.8} = 1.44$$

$$\begin{aligned} L_h &= 10000 \cdot f_h^{(10/3)} \\ &= 10000 \times 1.44^{(10/3)} \\ &= 33700\text{h} \end{aligned}$$

可知满足期望寿命(10000h)条件。

Check2 滑台最大允许外径: D_m

滑台系数: f_t

$$\begin{aligned} f_t &= 1.5 \cdot f_h + 1.5 \\ &= 1.5 \times 1.44 + 1.5 \\ &= 3.66 \end{aligned}$$

滑台最大外径(假设)

$$\begin{aligned} D_e &= L_1 + R_e \times 2 = 200 + 70 \times 2 = 340 \\ D_m &= C \cdot f_t \\ &= 140 \times 3.66 \\ &= 512\text{mm} \end{aligned}$$

可知满足 $D_m \geq D_e = 340\text{mm}$ 的条件。

根据以上条件选择RGOL140-090120STS3

4. 计算输入轴扭矩: T_c

$$T_c = T_{ci} + T_{cw}$$

$$T_{ci} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot Q_m \cdot T_i$$

$$T_{cw} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot V_m \cdot (T_f + T_w) + T_{in}$$

关于内部摩擦扭矩 T_{in} ，请参阅样本特性表。

$$\begin{aligned} T_{ci} &= \frac{90}{60} \times 0.99 \times 17.5 \\ &= 26.0\text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{cw} &= \frac{90}{60} \times 1.76 \times (0 + 3.84) + 29 \\ &= 39.1\text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_c &= 26.0 + 39.1 \\ &= 65.1\text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

5. 蜗杆减速机的选型 (HO系列)

- 确定减速机使用因数。(表C.5)

$$fr = 1.5$$

(断续运行—每天最多运行10小时)

- 计算HO减速机输出轴的扭矩Ter。

$$\begin{aligned} Ter &= Tc \cdot fr \\ &= 65.1 \times 1.5 \\ &= 97.7 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

检查求出的Ter是否在标准组合减速机的额定扭矩值Trr以内。

与RGOL140标准组合的HO减速机为HO60。

输入轴转速达到60rpm所需的减速比在60Hz时为1/20。

根据蜗杆轴转速 $Nr = 60 \times 20 = 1200 \text{ rpm}$ ，检查HO60的蜗杆轴转速为1200rpm时的动态额定输出扭矩Trr。

$$\begin{aligned} Trr &= 105 \text{ N} \cdot \text{m} \\ Trr &\geq Ter, \text{ 符合要求} \end{aligned}$$

本规格为断续运行，因此需要使用离合器·制动器。因此，减速机确定为HO60-1/20-C/B有。

6. 计算马达功率：P

计算通过蜗杆减速机(HO系列)驱动INDEXMAN时的马达功率。

- 计算马达实际功率：Pe

蜗杆减速机的内部摩擦扭矩采用油温10℃时的值。

$$Tinr = 1.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(请参阅表C.6HO减速机的内部摩擦扭矩)

$$Pr = \frac{Tinr \cdot Nr}{9550} = \frac{1.1 \times 1200}{9550} = 0.14 \text{ kW}$$

$$Pe = \frac{N}{9550 \times \eta} \left(\frac{1}{2} \times Tci + Tcw \right) + Pr$$

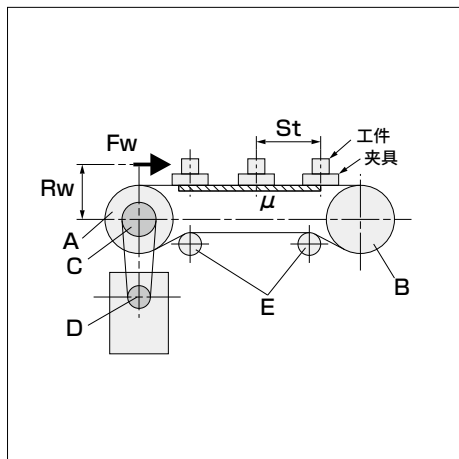
$$\begin{aligned} Pe &= \frac{60}{9550 \times 0.71} \left(\frac{1}{2} \times 26.0 + 39.1 \right) + 0.14 \\ &= 0.601 \text{ kW} \end{aligned}$$

因此使用功率为0.601kW以上的马达。

输送带驱动的计算示例

尺寸选定

● 计算示例



选型条件

- (1) 機種: PCIS
- (2) 输入轴连续旋转
- (3) 输入轴转速: $N=80\text{rpm}$
- (4) 分配角: $\theta h=300^\circ$
- (5) 单元循环时间: t_0

$$t_0 = \frac{60}{80} = 0.75\text{s}$$

- (6) 移动时间 (分度时间): t_1

$$t_1 = 0.75 \times \frac{300}{360} = 0.625\text{s}$$

- (7) 凸轮曲线: MS 变形正弦曲线
- (8) 输送带大致进给间距:

$$St' = 190\text{mm}$$

- (9) 链条尺寸: #40

$$\text{链条间距: } Sch = 12.7\text{mm}$$

$$\text{单位重量: } mch = 0.64\text{kg/m}$$

- (10) 链条数量: 1条

- (11) 输送带进给齿数: nc

$$\frac{St'}{Sch} = 14.96$$

决定为 $nc=15$ 。

- (12) 输送带修正进给间距:

$$\begin{aligned} St &= Sch \cdot nc = 12.7 \times 15 \\ &= 190.5\text{mm} \end{aligned}$$

- (13) 链轮A(驱动), B:

$$\text{重量} \cdots m_4 = 0.7 \times 2 = 1.4\text{kg}$$

$$\text{齿数} \cdots Za = 30$$

$$\text{节圆直径} \cdots Da = 121.50\text{mm}$$

- (14) 链轮C:

$$\text{重量} \cdots m_5 = 0.3\text{kg}$$

$$\text{齿数} \cdots Zc = 20$$

$$\text{节圆直径} \cdots Dc = 81.18\text{mm}$$

- (15) 链轮D:

$$\text{重量} \cdots m_6 = 0.08\text{kg}$$

$$\text{齿数} \cdots Zd = 10$$

$$\text{节圆直径} \cdots Dd = 41.10\text{mm}$$

- (16) 输出轴减速比:

$$i_0 = \frac{Zd}{Zc} = \frac{1}{2}$$

- (17) 分度数:

$$n = \frac{Za}{nc} \cdot i_0 = \frac{30}{15} \times \frac{1}{2} = 1$$

- (18) 夹具(托盘)数量: $np=20$ 個

- (19) 夹具(托盘)的总重量:

$$m_3 = 0.8 \times 20 = 16\text{kg}$$

- (20) 工件数: $nw=5$ 個

- (21) 工件总重量:

$$m_2 = 0.4 \times 5 = 2\text{kg}$$

- (22) 摩擦系数: $\mu=0.3$

- (23) 链轮E(惰轮):

$$\text{重量} \cdots m_7 = 0.075\text{kg}$$

$$\text{齿数} \cdots Ze = 10$$

$$\text{节圆直径} \cdots De = 41.10\text{mm}$$

$$\text{数量} \cdots 2$$

- (24) 假定没有工作所需的力。

- (25) 使用蜗杆减速机驱动INDEXMAN

- (26) 安装INDEXMAN时采用5号方式

- (27) INDEXMAN的轴配置为S1

- (28) 期望寿命: 20000h

根据以上条件选择機種。

尺寸选定

1. 计算等效负载扭矩: Tte

(1) 对输出轴的等效惯性扭矩: Tie

● 计算负载重量

链条重量

$$m_1 = St \cdot np \cdot mch \cdot \frac{1}{1000}$$

$$= 190.5 \times 20 \times 0.64 \times \frac{1}{1000} = 2.44 \text{ kg}$$

(1) - 1 计算惯性力矩

链条的惯性力矩

$$I_1 = 2.44 \times 0.061^2$$

$$= 0.0091 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

链轮A、B的惯性力矩

$$I_4 = \frac{1.4 \times 0.061^2}{2} = 0.0026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

链轮C的惯性力矩

$$I_5 = \frac{0.3 \times 0.041^2}{2} = 0.0003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

惰轮(2个)的惯性力矩

$$I_7 = \frac{0.075 \times 0.021^2}{2} \times \left(\frac{Za}{Ze} \right)^2 \times 2$$

$$= \frac{0.075 \times 0.021^2}{2} \times 3^2 \times 2 = 0.0003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

夹具(托盘)的惯性力矩

$$I_3 = 16 \times 0.061^2$$

$$= 0.0595 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

工件的惯性力矩

$$I_2 = 2 \times 0.061^2 = 0.0074 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

链轮D的惯性力矩

$$I_6 = \frac{0.08 \times 0.021^2}{2} = 0.00002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

● 对输出轴的等效惯性力矩

$$I_e = (I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_7) \cdot i_o^2 + I_6$$

$$= 0.0792 \times (1/2)^2 + 0.00002$$

$$= 0.0198 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

● 计算输出轴最大角加速度

$$\alpha = Am \cdot \frac{2\pi}{n} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2$$

$$= 5.53 \times \frac{2\pi}{1} \times \left(\frac{360}{300} \times \frac{80}{60} \right)^2$$

$$= 88.9 \text{ rad/s}^2$$

(1) - 2 计算对输出轴的等效惯性扭矩

$$Tie = I_e \cdot \alpha = 0.0198 \times 88.9$$

$$= 1.76 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 对输出轴的等效摩擦扭矩: Tf

● 计算作用于滑动面、轴承等的力

$$Ff = m \cdot g = \left(\frac{m_1 + m_s}{2} + m_2 \right) \times 9.81$$

$$= 110 \text{ N}$$

● 计算摩擦扭矩

$$Tf = \mu \cdot Ff \cdot Rf = 0.3 \times 110 \times 0.061$$

$$= 2.01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

● 计算对输出轴的等效摩擦扭矩

$$Tfe = Tf \cdot i_o$$

$$= 2.01 \times \frac{1}{2}$$

$$= 1.01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(3) 对输出轴的等效工作扭矩

此处无工作所需的力, 因此等效工作扭矩

$$Twe = 0$$

(4) 等效负载扭矩: Tte

$$Tte = Tie + Tfe + Twe$$

$$= 1.76 + 1.01 + 0$$

$$= 2.77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. 实际负载扭矩: Te

● 确定使用因数

$$fc = 1.9$$

(请参阅表C.1不同驱动方式下的使用因数)

● 实际负载扭矩

$$Te = Tie \cdot fc + Tfe + Twe$$

$$= 1.76 \times 1.9 + 1.01 + 0$$

$$= 4.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

输送带驱动的计算示例

3. 选择INDEXMAN的尺寸

动态额定输出扭矩满足“实际负载扭矩 $T_e = 4.35 \text{ N} \cdot \text{m}$ ”条件的INDEXMAN，对应额定输出扭矩表中PCIS050以上的尺寸。暂选PCIS050 ($T_r = 7.26 \text{ N} \cdot \text{m}, C=50$)，检查是否满足条件。

Check 1 寿命: L_h

寿命系数: f_h

$$f_h = \frac{T_r}{T_e} = \frac{7.26}{4.35} = 1.67$$

$$\begin{aligned} L_h &= 10000 \cdot f_h^{(10/3)} \\ &= 10000 \times 1.67^{(10/3)} \\ &= 55300 \text{ h} \end{aligned}$$

可知满足期望寿命(20000h)条件。

根据以上条件选择PCIS050-001300S115。

4. 计算输入轴扭矩: T_c

$$T_c = T_{ci} + T_{cw}$$

$$T_{ci} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot Q_m \cdot T_e$$

$$T_{cw} = \frac{\psi}{\theta h} \cdot V_m \cdot (T_{fe} + T_{we}) + T_{in}$$

关于内部摩擦扭矩 T_{in} ，请参阅样本特性表。

$$\begin{aligned} T_{ci} &= \frac{360}{300} \times 0.99 \times 1.76 \\ &= 2.09 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{cw} &= \frac{360}{300} \times 1.76 \times (1.01 + 0) + 1.7 \\ &= 3.83 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_c &= 2.09 + 3.83 \\ &= 5.92 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

5. 蜗杆减速机的选型 (HO系列)

● 确定减速机使用因数。

(表C.5)

$$fr = 1.5$$

(连续运行—每天最多运行10小时)

● 计算HO减速机输出轴的扭矩Ter。

$$Ter = Tc \cdot fr$$

$$= 5.92 \times 1.5$$

$$= 8.88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

检查求出的Ter是否在标准组合减速机的额定扭矩值Trr以内。

与PCIS050标准组合的HO减速机为HO32。

输入轴转速达到80rpm所需的减速比在60Hz时为1/20。

根据蜗杆轴转速 $Nr = 80 \times 20 = 1600 \text{ rpm}$,

检查HO32的蜗杆轴转速为1600rpm时的动态额定输出扭矩Trr。

$$Trr = 21 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Trr \geq Ter \quad \text{符合要求}$$

本规格为连续运行, 因此无需使用离合器·制动器。因此, 减速机选择HO32-1/20-C/B无。

6. 计算马达功率

计算通过蜗杆减速机(HO系列)驱动INDEXMAN时的马达功率。

● 计算马达实际功率: Pe

蜗杆减速机的内部摩擦扭矩采用油温10℃时的值。

$$Tinr = 0.24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(请参阅表C.6HO减速机的内部摩擦扭矩)

$$Pr = \frac{Tinr \cdot Nr}{9550} = \frac{0.24 \times 1600}{9550}$$

$$= 0.0402 \text{ kW}$$

$$Pe = \frac{N}{9550 \times \eta} \left(\frac{1}{2} \times Tci + Tcw \right) + Pr$$

$$= \frac{80}{9550 \times 0.69} \left(\frac{1}{2} \times 2.09 + 3.83 \right) + 0.0402$$

$$= 0.099 \text{ kW}$$

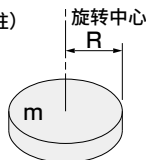
因此使用功率为0.099kW以上的马达。

惯性力矩的公式

(m: 物体重量(kg))

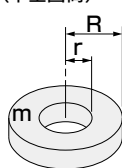
●A 旋转中心为自轴时

1. 圆板(圆柱)



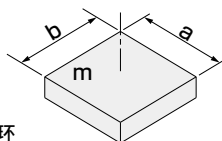
$$I = \frac{mR^2}{2}$$

2. 中空圆板(中空圆筒)



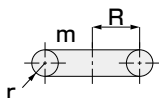
$$I = \frac{m(R^2 + r^2)}{2}$$

3. 长方体



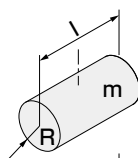
$$I = \frac{m(a^2 + b^2)}{12}$$

4. 圆环



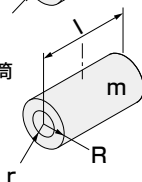
$$I = \frac{m(4R^2 + 3r^2)}{4}$$

5. 圆柱



$$I = \frac{m(3R^2 + l^2)}{12}$$

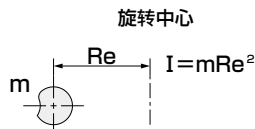
6. 中空圆筒



$$I = \frac{m(R^2 + r^2 + l^2/3)}{4}$$

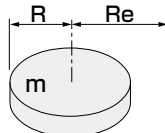
●B 旋转中心与自轴不同时

1. 任意形状(极小时)



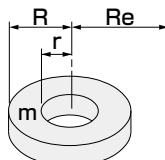
$$I = mRe^2$$

2. 圆板(圆柱)



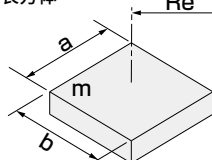
$$I = m\left(\frac{R^2}{2} + Re^2\right)$$

3. 中空圆板(中空圆筒)



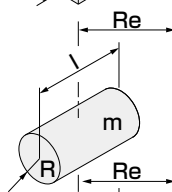
$$I = m\left(\frac{R^2 + r^2}{2} + Re^2\right)$$

4. 长方体



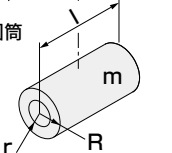
$$I = m\left(\frac{a^2 + b^2}{12} + Re^2\right)$$

5. 圆柱



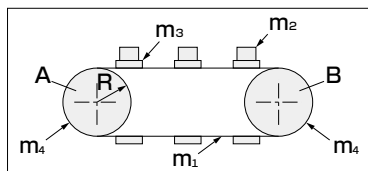
$$I = m\left(\frac{3R^2 + l^2}{12} + Re^2\right)$$

6. 中空圆筒



$$I = m\left(\frac{R^2 + r^2 + l^2/3}{4} + Re^2\right)$$

●采用输送带时



m1: 链条重量
m2: 工件总重量
m3: 夹具(托盘)总重量
m4: 链轮A(驱动)+B总重量
R: 驱动侧链轮半径

$$I = (m_1 + m_2 + m_3 + \frac{m_4}{2}) \cdot R^2$$

符号及关系式一览表

符 号	名 称	单 位	关 系 式
A	无量纲加速度		
Am	无量纲最大加速度		
C	INDEXMAN的轴间距	mm	
De	滑台最大外径	mm	
Dm	滑台最大允许外径	mm	
Dt	滑台外径	mm	
Ff	作用于滑动面、轴承等的力	N	$F_f = m \cdot g$
Fw	工作所需的力	N	
fa	加速度系数		
fc	INDEXMAN的使用因数		请参阅表C.1
fh	寿命系数		请参阅表C.2
ft	滑台系数		请参阅表C.3
fr	减速机的使用因数 同步马达的使用因数		请参阅表C.5 请参阅表C.7
g	重力加速度	m/s^2	$1g = 9.81m/s^2$
id	减速比(减速机系列)		
io	输出轴减速比		
ir	减速比		
I	惯性力矩	$kg \cdot m^2$	请参阅惯性力矩的公式
Ic	输入轴惯性力矩	$kg \cdot m^2$	
Ie	对输出轴的等效惯性力矩 (间接驱动时)	$kg \cdot m^2$	$I_e = I \cdot io^2$
J	无量纲跳动		
JMc	马达轴换算惯性力矩	$kg \cdot m^2$	
JM	马达惯性力矩	$kg \cdot m^2$	
Jm	无量纲最大跳动		
Lh	寿命	h	$L_h = 10000 \cdot fh^{(10/3)}$
m	重量	kg	
mch	每个长度单位的链条重量	kg/m	请参阅链条厂商的样本
N	输入轴转速	rpm	●分度头: $N = \frac{60}{t_o \cdot z}$ ●摆动分度头: $N = \frac{60}{t_o}$
Nms	马达转速	rpm	
Nr	蜗杆轴转速	rpm	
Nrs	输出轴转速	rpm	
n	分度数		$n = ns \cdot io$ (间接驱动时)
nc	输送带进给齿数		
np	夹具(托盘)数量		
ns	站数		

符号及关系式一览表

尺寸选定

●符号及关系式一览表

符 号	名 称	单 位	关 系 式
n_w	工件数		
P	马达功率	kW	$P = \frac{T_c \cdot N}{9550 \cdot \eta}$
P_e	马达实际功率	kW	●蜗杆减速机驱动 $P_e = \frac{N}{9550 \cdot \eta} \left(\frac{1}{2} \cdot T_{ci} + T_{cw} \right) + P_r$ ●同步马达驱动 $P_e = \frac{N}{9550 \cdot \eta} (T_{ci} + T_{cw})$
P_{inv}	变频器所需功率	kW	
P_m	马达输出	kW	
P_r	蜗杆减速机单体 马达功率		$P_r = \frac{T_{inr} \cdot N_r}{9550}$
Q_m	扭矩系数		请参阅表C.4
R_f	平均摩擦半径	m	
R_w	工作半径	m	
S	无量纲位移		
Sch	链条间距	mm	请参阅链条厂商的样本
St	输送带进给间距	mm	
T	无量纲时间		
T_{aj}	释放(剥离)扭矩	N · m	$T_{aj} = T_e \times 1.3$
T_c	输入轴扭矩	N · m	$T_c = T_{ci} + T_{cw}$
T_{ci}	惯性负载产生的输入轴扭矩	N · m	$T_{ci} = \frac{\psi}{\theta n} \cdot Q_m \cdot T_i$
T_{cw}	摩擦负载等产生的输入轴扭矩	N · m	$T_{cw} = \frac{\psi}{\theta n} \cdot V_m \cdot (T_f + T_w) + T_{in}$
td	马达的控制时间	s	
T_e	实际负载扭矩	N · m	$T_e = T_i \cdot f_c + T_f + T_w$
T_{er}	减速机负载扭矩 同步马达负载扭矩	N · m	$T_{er} = T_c \cdot f_r$
T_f	摩擦扭矩	N · m	$T_f = \mu \cdot F_f \cdot R_f$
T_{fe}	对输出轴的等效摩擦扭矩(间接驱动时)	N · m	$T_{fe} = T_f \cdot i_o$
T_i	惯性扭矩	N · m	$T_i = I \cdot \alpha$
T_{ie}	对输出轴的等效惯性扭矩(间接驱动时)	N · m	$T_{ie} = I_e \cdot \alpha$
T_{in}	INDEXMAN的内部摩擦扭矩	N · m	请参阅各机种特性表的值
T_{inr}	减速机的内部摩擦扭矩	N · m	请参阅表C.6
T_r	INDEXMAN的动态额定输出扭矩	N · m	
T_{rr}	减速机的额定输出扭矩 同步马达的输出轴允许扭矩	N · m	
T_t	负载扭矩	N · m	$T_t = T_i + T_f + T_w$
T_{te}	对输出轴的等效负载扭矩	N · m	$T_{te} = T_{ie} + T_f + T_w$
T_w	工作扭矩	N · m	$T_w = F_w \cdot R_w$
T_{we}	对输出轴的等效工作扭矩(间接驱动时)	N · m	$T_{we} = T_w \cdot i_o$

符 号	名 称	单 位	关 系 式
t_0	单元循环时间	S	●分度头: $t_0 = t_1 + t_2 = \frac{60}{N \cdot z}$ ●摆动分度头: $t_0 = 2 \cdot (t_1 + t_2) = \frac{60}{N}$
t_1	分度时间	S	$t_1 = \frac{\theta h}{360} \cdot \frac{60}{N}$
t_2	停留时间	S	
t_s	停止时间	S	
t_m	机器循环时间	S	$t_m = t_0 + t_s$
V	无量纲速度		
V_m	无量纲最大速度		
Z_p	输送带进给齿数		$Z_p = \frac{S_t}{S_{ch}}$
z	停留数		
α	最大角加速度	rad/s ²	●分度头 $\alpha = A_m \cdot \frac{2\pi}{n} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2$ ●摆动分度头 $\alpha = A_m \cdot \frac{\pi \cdot \psi}{180} \cdot \left(\frac{360}{\theta h} \cdot \frac{N}{60} \right)^2$
η	减速机的效率		请参阅D篇: 减速机规格
θh	分配角	°(度)	$\theta h = \frac{\theta t}{z}$ (仅适用标准规格)
θt	总分配角	°(度)	
μ	摩擦系数		
ψ	摆角	°(度)	$\psi = \frac{360}{n}$

●希腊字母的读法

大写字母	小写字母	读法	一般用途	大写字母	小写字母	读法	一般用途
A	α	阿尔法	角度、系数	O	o	奥米克戎	
B	β	贝塔	角度、系数	Π	π	派	圆周率(3.14159...)
Γ	γ	伽马	角度、单位面积的重量 (大写字母) 关系				角度、 (大写字母) 积的符号
Δ	δ	德尔塔	微小变化、密度、位移	P	ρ	若	半径、密度
E	ε	伊普西龙	微量、形变	Σ	σ	西格玛	应力、标准偏差、 (大写字母) 数之和
Z	ζ	截塔	变量				
H	η	艾塔	变量	T	τ	套	时间常数、时间、扭矩
Θ	θ	西塔	角度、温度、时间	Υ	u	宇普西隆	
I	i	约塔		Φ	ϕ	斐	角度、函数、直径
K	κ	卡帕	旋转半径	Χ	χ	喜	
Λ	λ	兰姆达	波长、特征值	Ψ	ψ	普赛	角度、关系
M	μ	缪	摩擦系数 10^{-6} (微)	Ω	ω	奥米伽	角速度 $= 2\pi f$ (大写字母) 欧姆 = 电阻单位
N	ν	纽	频率				
Ξ	ξ	克西	变量				

INDEXMAN选型规格检查表

滑台(直接/间接)驱动

意向機種： ☐RGIS ☐RGIT ☐RGIL ☐RGIB ☐其他

輸出軸形狀： ☐S (直軸) ☐F (法蘭軸)

外殼材質： ☐Fc ☐Al

安裝方式： ☐1 ☐2 ☐3 ☐4 ☐5 ☐6

运行条件

1.分度数: $n =$

2.间接滑台驱动时

· 輸出軸減速比: $io = \frac{D_1}{D_2} =$ · 站數: $ns = \frac{n}{io} =$

3.总分配角(θt)=分配角(θh)×停留数(z)

° = ° ×

4.循环时间

☐ 连续 驱动时	单元 循环时间(t_0)=分度时间(t_1)+停留时间(t_2) 秒 = 秒 + 秒
☐ 断续 驱动时	机器 单元 循环时间(t_m)=循环时间(t_0)+停止时间(t_s) 秒 = 秒 + 秒 ※ t_s : 因C/B等原因而使输入轴停止的时间

5.输入轴转速: N

$N = \frac{60}{\text{单元循环时间}(t_0) \times \text{停留数}(z)} =$ rpm

6.凸轮曲线: ☐MS (标准) ☐MC ☐MT ☐其他()

7.输入轴驱动方式

☐蜗杆直接连接(1) [安装HO、TE等]

☐蜗杆直接连接(2) [通过联轴器进行安装]

☐蜗杆间接 [链条·皮带驱动]

☐同步马达

8.期望寿命

h

如未规定, 则按10000h计算。

CKD
()收

贵公司名称		姓名	
部・课			
TEL		FAX	

【选择项】

☐ 蜗杆减速机: HO・CRG・TE系列

・C/B ☐有 ☐无

・减速比 $1 /$ ・安装方向

☐ 过载保护装置: TSF・TST・TGX —

■ 负载条件

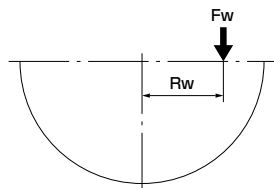
1. 滑台

・直径: $D_t = \phi$ mm

・板厚: $h_t =$ mm

・材质: ☐ 钢 ☐ A 2

☐ 其他(材料名称 材料密度)



2. 工件・夹具

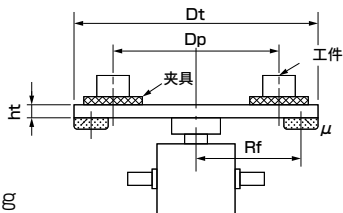
・工件数 : $n_w =$ 个

・工件总重量 : $m_2 =$ $\times n_w =$ kg

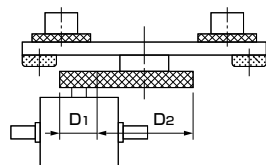
・夹具数量 : $n_p =$ 个

・夹具总重量 : $m_3 =$ $\times n_p =$ kg

・工件・夹具安装中心直径: $D_p = P.C.D$ mm



■ 直接驱动



■ 间接驱动

3. 滑台底面标示(有・无)

・摩擦半径 : $R_f =$ mm

・摩擦系数 : $\mu =$

4. 分度中(输出轴正在运行)的外部负载

・外部负载 : $F_w =$ N 或 kgf

・作用半径 : $R_w =$ mm

	分度头 侧齿轮	滑 台 侧齿轮
P.C.D	$D_1 =$	$D_2 =$
齿 宽		

■ 如果与上述条件不符, 请联系本公司的销售主管。

尺寸选定
选型规格检查表

INDEXMAN选型规格检查表

输送带驱动

意向機種： ☐PCIS ☐RGIS ☐RGIL ☐其他

輸出軸形狀： ☐S (直軸) ☐F (法蘭軸)

外殼材質： ☐Fc ☐Al

安裝方式： ☐1 ☐2 ☐3 ☐4 ☐5 ☐6

运行条件

1. 分度数: $n =$

2. 輸出軸減速比: $io = \frac{Zd}{Zc} =$

3. 總分配角 (θt) = 分配角 (θh) $\times$ 停留數 (z)

° = ° $\times$ ※PCIS的6、8分度 $z=2$

4. 循环时间

☐ 连续 驱动时	单元 循环时间 (t_0) = 分度时间 (t_1) + 停留时间 (t_2) 秒 = 秒 + 秒
☐ 断续 驱动时	机器 单元 循环时间 (t_m) = 循环时间 (t_0) + 停止时间 (t_s) 秒 = 秒 + 秒 ※t_s: 因C/B等原因而使输入轴停止的时间

5. 输入轴转速: N

$$N = \frac{60}{\text{单元循环时间}(t_0) \times \text{停留数}(z)} = \text{ } \text{ rpm}$$

6. 凸轮曲线: ☐MS (标准) ☐MC ☐MT ☐其他 ()

7. 输入轴驱动方式

- ☐ 蜗杆直接连接 (1) [安装HO、TE等]
- ☐ 蜗杆直接连接 (2) [通过联轴器进行安装]
- ☐ 蜗杆间接 [链条 · 皮带驱动]
- ☐ 同步马达

8. 期望寿命

h

如未规定, 则按10000h计算。

CKD
()收

贵公司名称		姓名	
部・课			
TEL		FAX	

【选择项】

☐ 蜗杆减速机: HO・CRG・TE系列

・C/B ☐ 有 ☐ 无

・减速比

1 /

・安装方向

☐ 过载保护装置: TSF・TGX

—

■ 负载条件

1. 输送带进给间距: $St =$ mm

2. 链条尺寸#

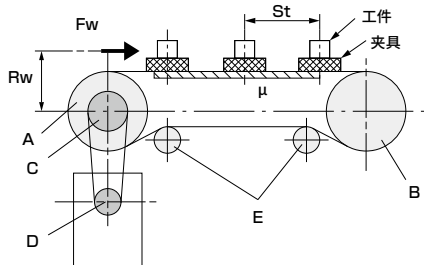
・链条型号

・链条间距: $Sch =$ mm

・单位重量: $mch =$

3. 链条数量: $NB =$ 条

4. 链轮



	A(驱动)	B	C	D	E
齿数(Z)					
节圆直径(D)					
齿宽(h)					
1条中的数量	1	1			

5. 工件・夹具

・工件数 : $nw =$ 个

・工件总重量: $m_2 =$ $\times nw =$ kg

・夹具数量 : $np =$ 个

・夹具总重量: $m_3 =$ $\times np =$ kg

・摩擦系数 : $\mu =$

6. 分度中(输出轴正在运行)的外部负载

・外部负载 : $Fw =$ N 或 kgf

・作用半径: $Rw =$ mm

■ 如果与上述条件不符, 请联系本公司的销售主管。