

9

機械システムの設計

mechanical system design

9・1

設計課題：一軸送りテーブル

design of one axis moving table

これまでは、機械に多く使われる機械要素について説明してきたが、本章では“一軸送りテーブル”を取り上げ、これを設計する際の機械要素選定方法（手順）について説明する。設計課題とした一軸送りテーブルの外観は、図9・1のようであり、ボールガイド、ボールねじ、サーボモーター

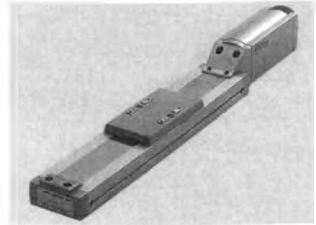


図9・1 一軸送りテーブル外観
〔オリエンタルモータ(株)カタログ〕

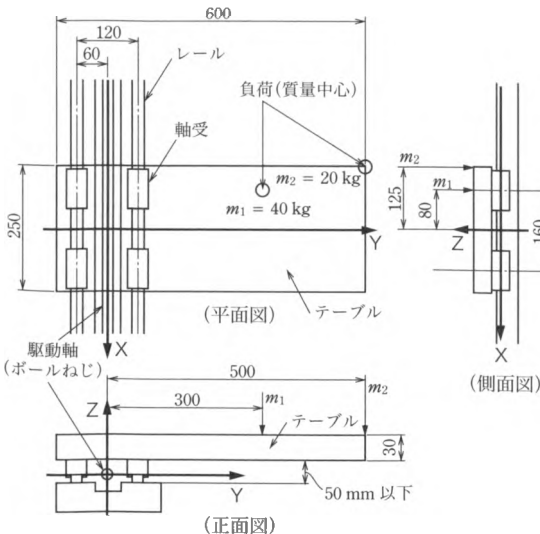


図9・2 一軸送りテーブルの設計仕様とボールガイドの配置

〔設計仕様〕

- 負荷質量1
(テーブル自重+治具) : $m_1 = 40 \text{ kg}$
- 負荷質量2
(搬送物) : $m_2 = 20 \text{ kg}$
- 最大搬送距離 : 750 mm
- 最大送り速度 : $V_{\max} = 1000 \text{ mm/s}$
- 位置決め精度 : $\pm 0.1/750 \text{ mm}$
- 繰返し精度 : $\pm 0.01 \text{ mm}$
- 要求寿命 : 7年 (1日16時間, 300日稼働)
- 使用環境 : 温度 $20 \sim 25^\circ\text{C}$
- 振動 : 普通
- 駆動モータ : ACサーボモータ
(定格回転数 3000 min^{-1})

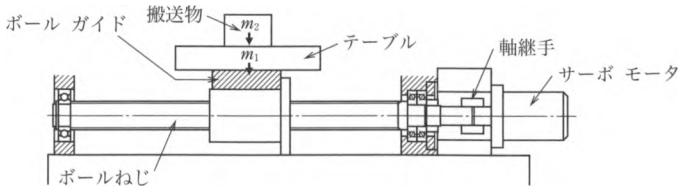


図9.3 送り系の構造

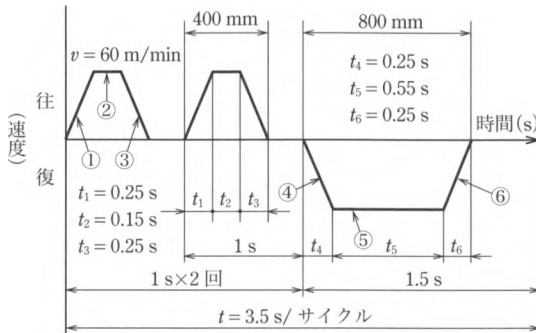


図9.4 テーブル運転パターン

タ、軸継手などの機械要素が使用されている。

設計課題とした一軸送りテーブルのボールガイド配置，設計条件などを図9.2，送り系の構造を図9.3に示す。また，テーブルの運転パターンを図9.4に示す。テーブルが設計仕様を満足するように，各機械要素の選定を行う。

9.2

ボールガイドの選定

selection of ball guide

ボールガイドの基本については，5.5節で記述されているので，本節では選定方法の概略を説明し，例題で実際の選定作業を行う。ボールガイドの選定方法（手順）をまとめたフローチャートを図9.5に示す。機械システムでの使用条件決定がスタートとなっており，ガイドの形式，サイズの仮決めによる寿命，剛性の計算，精度選定，潤滑選定へと続く。この過程において，入手性（標準品か特注品かによる納期），経済性（価格）も考慮しなければならない。選定におけるチェック項目を以下に示す。なお，5.5節で述べたキャリッジは，本節では単に，軸受と呼ぶことにする。

9-2-1 形式・サイズの仮選定

temporary selection of structure and size

ボールガイドの形式は、ガイドに作用する荷重の大きさ、方向などを考慮して仮決定する。上下方向の荷重が左右方向の荷重よりも大きい場合には、調心性が大きく取付け誤差の吸収能力が高い自動調心形、モーメント荷重が加わる場合には、レール幅が広い高モーメント形、上下左右から荷重が加わり、かつ剛性が必要な場合には、ボール溝数やボール径を増やした高剛性形など、使用条件に適する形式が用意されている。

サイズは、取付けスペース、駆動に使用するボールねじとのバランスなどを考慮に入れて、軸受1個当たりの大まかな負荷荷重から仮選定を行う。レール2本、軸受4個のテーブルにおける軸受1個当たりの負荷荷重計算は、次式で行う。

$$P = \sum F/4 + \sum K_p F/2 \tag{9.1}$$

ここで、 P ：軸受1個当たりの負荷荷重、 K_p ：荷重位置係数、 F ：負荷荷重（自重＋作用荷重）。

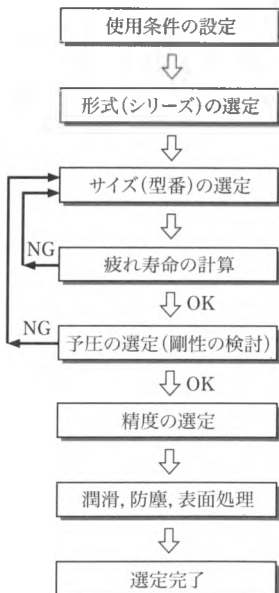


図9-5 ボールガイドの選定フローチャート¹⁾

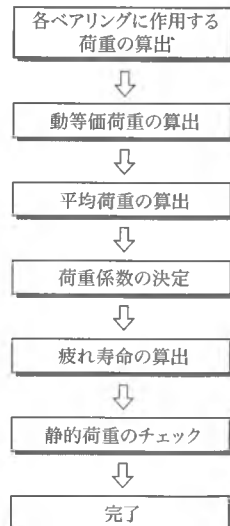


図9-6 寿命計算フローチャート¹⁾

荷重位置係数は、荷重の方向、軸受スパン、レールスパンと荷重点までの距離で決まる係数である¹⁾。軸受1個当たりの負荷荷重が基本静定格荷重の50%以下となるようなサイズを選定する。

9・2・2

寿命の計算

calculation of life

図9・6はボールガイドの寿命計算方法を示したものである。動等価荷重、平均荷重の算出、使用条件による荷重係数を定めて、各軸受の寿命を計算する。ボールガイドシステムとしての寿命は、最も短い寿命となった軸受の寿命で代表される。

(1) 動等価荷重の算出

ボールガイドに作用する荷重は、上下方向、左右方向、モーメント荷重とさまざまであり、さらに、これらが同時に作用することもある。また、荷重の大きさや方向が変動することもある。しかし、ボールガイドの寿命計算には、変動する荷重をそのまま使うことができないので、実際の疲れ寿命と等しい寿命時間となるような一定荷重を考えることが必要である。この荷重を動等価荷重といい、あらゆる方向、あらゆる大きさの荷重を一方向の一定荷重に置き換えたものである。

動等価荷重の求め方は、ボールガイドの使用状態、各荷重の中で最も大きな荷重の種類によって、全動等価荷重を算出する式が定められている¹⁾。

(2) 平均荷重の算出

ボールガイドは、使用条件によって軸受に作用する動等価荷重が変動する場合がある。このような場合には、変動する動等価荷重条件において、実際の疲れ寿命と等しい寿命時間となるような一定荷重を考える必要がある。この荷重は、軸受に加わる平均の動等価荷重で、平均荷重という(荷重が変動しない場合は、動等価荷重が平均荷重となる)。

平均荷重 F_m の求め方は、総走行距離を L 、変動する動等価荷重 F_n を受けて走行した距離を L_n とすると、次式のようになる。

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} (F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + \dots + F_n^3 L_n)} \quad (9 \cdot 2)$$

ここで、 L : 総走行距離 ($= \sum L_n$)。

(3) 各種係数 (coefficients)

ボールガイドに作用する荷重は、機械の振動や衝撃によって計算値よりも大きくなる。また、使用温度が高い場合には、温度による性能劣化を考慮する必要がある。

る。そこで、寿命計算を行う際には、使用条件によって各種係数を乗じる必要がある（係数の種類や値については、表 5・25 ～ 5・29 を参照）。

（４）定格寿命の算出（calculation of rating life）

これまでに述べた項目を考慮して、ボールガイドの定格寿命は、次式で計算される。

$$L = 50 \times (f_H f_T f_C C / f_W F_m)^n \quad (\text{km}) \quad (9 \cdot 3)$$

ここで、 f_H ：硬さ係数、 f_T ：温度係数、 f_W ：荷重係数、 f_C ：接触係数、 F_m ：平均荷重、 n ：転動体が玉の場合 3、転動体がころの場合 10/3。

（５）静的荷重の検討（check of static load）

軸受に負荷される静的な許容荷重 P_0 を、基本静定格荷重 C_0 と使用条件によって決まる許容荷重係数 f_s から求め、実際の静的荷重がこの値よりも小さいことを確認する必要がある。

$$\text{静的荷重} < P_0 = C_0 / f_s \quad (9 \cdot 4)$$

ここで、ふつうの運転条件： $f_s = 1 \sim 2$ 、振動衝撃がある場合： $f_s = 1.5 \sim 3$ 。

9・2・3

予圧と精度の選定

selection of preload and accuracy

転がり軸受やボールねじと同様で、ボールガイドも、予圧を与えることにより、バックラッシの除去や剛性の向上を図ることができる。ボールガイドの剛性は、予圧荷重の 1/3 乗に比例して大きくなる（予圧が 2 倍になれば、剛性は 1.26 倍）が、摩擦抵抗も上昇するので注意が必要である。

精度については、使用される装置に要求される精度を満足する精度等級を選定する必要がある。予圧、精度と使用条件、用途例をまとめたものを表 9・1 に示す（JIS では精度の規定はないので、メーカーのカatalogを参考に選択する）。

9・2・4

潤滑・防塵

lubrication and dust protection

ボールガイドが使用される雰囲気や環境によっては、特別の潤滑方法（潤滑剤の種類も含む）や防塵設計が必要になる。製造メーカーには、予めオプションとして潤滑用部品、特殊潤滑剤、シールなどが用意されているので、使用環境に沿って適切な方法を選定する¹⁾。

表 9-1 ボールガイド：精度等級と予圧の用途別適用例

種類	用途例	精度等級					予 圧				
		超々精密 P3	超精密 P4	精 密 P5	上 級 P6	並 級 PN, PC	重予圧 Z4	中予圧 Z3	軽予圧 Z2	微予圧 Z1, ZZ	微すきま Z0, ZT
工作機械	マシニングセンタ		○	○	○		○	○			
	研削盤	○	○	○			○	○	○		
	旋 盤		○	○	○		○	○			
	フライス盤		○	○	○		○	○			
	レーザ加工機		○	○	○			○	○	○	
	放電加工機	○	○	○			○	○			
各種機械	プレス機				○	○				○	○
	繊維機械				○	○				○	○
	各種ロボット			○	○	○		○	○	○	○
	搬送機械				○	○				○	○
	建設機械					○					○
半導体関連設備	ワイヤボンダ		○	○				○	○	○	
	チップマウンタ			○	○			○	○	○	
	スキャナ			○	○					○	
	露光装置	○	○					○	○	○	
その他	測定, 検査装置	○	○	○	○					○	
	医療機器		○	○	○					○	○
	OA 機器				○	○				○	○
	空圧機器				○	○				○	○

設計例題

1

ボールガイドの選定

selection of ball guide

(1) 設計仕様やスペース、装置バランスからのボールガイド仮選定

図 9-2 に示した仕様、スペースなどの制限から、まずボールガイドの仮選定を行う。ベースから移動ステージ下面までの高さ (50 mm 以下)、ボールガイドとボールねじ中心の高さが同じであること、指定されたステージの大きさ、レール間隔で 4 個配置させる際の軸受の大きさやバランスなどが仮選定のポイントとなる。

本課題では、ボールガイドの高さ H が 50 mm 以下、軸受長さ L がステージ長さ 250 mm の 1/3 程度となる軸受を目安として、表 9-2 のボールガイド諸元表か

ら下記型番を仮選定する。

呼び：35

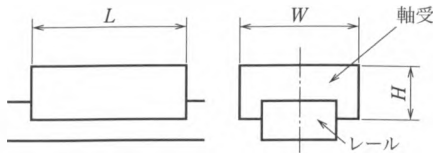
寸法：長さ 77 mm，幅 70 mm，高さ 48 mm

質量：0.86 kg

基本動定格荷重 $C = 22100$ N，基本静定格荷重 $C_0 = 36000$ N

以降，仮選定したボールガイドが設計仕様を満たしているか，についての検討を進める。

表 9・2 ボールガイド諸元



呼び	15	20	25	30	35
高さ H (mm)	24	28	33	42	48
幅 W (mm)	34	42	48	60	70
長さ L (mm)	40.4	47.2	59.6	67.4	77
基本動定格荷重 (N)	4550	6550	10600	15900	22100
基本静定格荷重 (N)	83000	12200	18600	26500	36000
質量 (kg)	0.14	0.19	0.34	0.58	0.86

日本精工（株）精機製品カタログより。

(2) 軸受に作用する荷重の算出

レール 2 列，軸受 4 個の配置パターンから，表 9・3（他の配置パターンの場合は別に求める）に従って各軸受に作用する荷重を計算する。

① 荷重の位置や方向を明確にするため，パターン図に合わせてボールねじナット中心を原点 $(X_b, Y_b, Z_b) = (0, 0, 0)$ として，座標軸を図 9・2 のように設定する。

② 各負荷質量の方向 (+, -) と作用点位置の座標を求める。

負荷質量 1 $\rightarrow F_{z1} = 40$ kg = 392 N，座標 $(X_{z1}, Y_{z1}, Z_{z1}) = (-80, 300, 54)$

負荷質量 2 $\rightarrow F_{z2} = 20$ kg = 196 N，座標 $(X_{z2}, Y_{z2}, Z_{z2}) = (-125, 500, 54)$

③ 表 9・3 の式に代入して，軸受に作用する荷重を算出する。

表 9・3 軸受配置と荷重計算法

ベアリングの配置	ベアリング荷重と A 点の変位
<p>(U 方向から見た)</p> <p>駆動位置 (X_b, Y_b, Z_b)</p> <p>駆動位置</p>	$F_{r1} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} + \frac{M_1}{2l_1} + \frac{M_2}{2l_2}$ $F_{r2} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} + \frac{M_1}{2l_1} - \frac{M_2}{2l_2}$ $F_{r3} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} - \frac{M_1}{2l_1} + \frac{M_2}{2l_2}$ $F_{r4} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} - \frac{M_1}{2l_1} - \frac{M_2}{2l_2}$ $F_{s1} = F_{s3} = \frac{\sum_{j=1}^n F_{yj}}{4} + \frac{M_3}{2l_2}$ $F_{s2} = F_{s4} = \frac{\sum_{j=1}^n F_{yj}}{4} - \frac{M_3}{2l_2}$ $M_1 = \sum_{j=1}^n (F_{yj} \cdot Z_{yj}) + \sum_{k=1}^n (F_{zk} \cdot Y_{zk})$ $M_2 = \sum_{i=1}^n \{ F_{xi} (Z_{xi} - Z_b) \} + \sum_{k=1}^n (F_{zk} \cdot X_{zk})$ $M_3 = - \sum_{i=1}^n \{ F_{xi} (Y_{xi} - Y_b) \} + \sum_{j=1}^n (F_{yj} \cdot X_{yj})$ $\delta_x = Y_d \cdot \frac{F_{s2} - F_{s1}}{l_2 \cdot K_s} + Z_d \cdot \frac{F_{r1} - F_{r2}}{l_2 \cdot K_r}$ $\delta_y = \frac{\sum_{j=1}^n F_{yj}}{4 \cdot K_s} + X_d \cdot \frac{F_{s1} - F_{s2}}{l_2 \cdot K_s} + Z_d \cdot \frac{F_{r1} - F_{r3}}{l_1 \cdot K_r}$ $\delta_z = \frac{\sum_{j=1}^n F_{zk}}{4 \cdot K_r} + X_d \cdot \frac{F_{s1} - F_{s2}}{l_2 \cdot K_s} + Y_d \cdot \frac{F_{r1} - F_{r3}}{l_1 \cdot K_r}$

$$M_1 = \sum_{j=1}^n (F_{yj} \cdot Z_{yj}) + \sum_{k=1}^n (F_{zk} \cdot Y_{zk}) = (0 \times 0) + (F_{z1} \times Y_{z1} + F_{z2} \times Y_{z2})$$

$$= 0 + (392 \times 300 + 196 \times 500) = 215600$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n \{F_{xi} \cdot (Z_{xi} - Z_b)\} + \sum_{k=1}^n (F_{zk} \cdot X_{zk})$$

$$= \{0 \times (0 - 0)\} + (F_{z1} \times X_{z1} + F_{z2} \times X_{z2})$$

$$= 0 + (392 \times -80 + 196 \times -125) = -55860$$

$$M_3 = -\sum_{i=1}^n \{F_{xi} \cdot (Y_{xi} - Y_b)\} + \sum_{j=1}^n (F_{yj} \cdot X_{yj}) = -\{0 \times (0 - 0)\} + (0 \times 0)$$

$$= 0$$

$l_1 = 120 \text{ mm}$, $l_2 = 160 \text{ mm}$ を代入すると

$$F_{r1} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} + \frac{M_1}{2l_1} + \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= \frac{F_{z1} + F_{z2}}{4} + \frac{M_1}{2l_1} + \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= 870.8$$

$$F_{r2} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} + \frac{M_1}{2l_1} - \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= \frac{F_{z1} + F_{z2}}{4} + \frac{M_1}{2l_1} - \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= 1220.0$$

$$F_{r3} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} - \frac{M_1}{2l_1} + \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= \frac{F_{z1} + F_{z2}}{4} - \frac{M_1}{2l_1} + \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= -926.0$$

$$F_{r4} = \frac{\sum_{k=1}^n F_{zk}}{4} - \frac{M_1}{2l_1} - \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= \frac{F_{z1} + F_{z2}}{4} - \frac{M_1}{2l_1} - \frac{M_2}{2l_2}$$

$$= -576.8$$

$$F_{s1} = F_{s3} = \frac{\sum_{j=1}^n F_{yj}}{4} + \frac{M_3}{2l_2}$$

$$= 0$$

$$F_{s2} = F_{s4} = \frac{\sum_{j=1}^n F_{yj}}{4} - \frac{M_3}{2l_2}$$

$$= 0$$

(3) 動等価荷重の算出

表 9・4 を参照して、各方向の荷重を算出する。

$$F_{r1} = |F_{r1}| = 870.8$$

$$F_{r2} = |F_{r2}| = 1220.0$$

$$F_{r3} = |F_{r3}| = 926.0$$

$$F_{r4} = |F_{r4}| = 576.8$$

$$F_{se1} = |F_{s1} \times \tan \alpha| = 0$$

$$F_{se2} = |F_{s2} \times \tan \alpha| = 0$$

$$F_{se3} = |F_{s3} \times \tan \alpha| = 0$$

$$F_{se4} = |F_{s4} \times \tan \alpha| = 0$$

両者を合成した各軸受の動等価荷重は、以下ようになる。

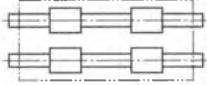
$$F_{e1} = F_{r1} + 0.5F_{se1} = 870.8$$

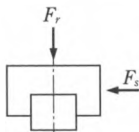
$$F_{e2} = F_{r2} + 0.5F_{se2} = 1220.0$$

$$F_{e3} = F_{r3} + 0.5F_{se3} = 926.0$$

$$F_{e4} = F_{r4} + 0.5F_{se4} = 576.8$$

表 9-4 ボールガイド使用状態と動等価荷重

ボールガイドの使用状態	動等価荷重を算出するために必要な荷重					動等価荷重
	荷重		モーメント荷重			
	上下	左右	ローリング	ピッチング	ヨーイング	
	F_r	F_s	X	X	X	$F_r = F_r$ $F_{se} = F_s \cdot \tan \alpha$ α : 接触角



- ・ F_r が各荷重の中で最も大きい場合: $F_e = F_r + 0.5 F_{se}$
- ・ F_{se} が各荷重の中で最も大きい場合: $F_e = 0.5 F_r + F_{se}$

上式における各動等価荷重の値は、方向はとくに考慮せずに絶対値とする。

日本精工（株）精機製品カタログより。

(4) 平均荷重の算出

平均荷重の算出は式(9・2)に準じて行うが、本設計では荷重は変動しないので、平均荷重は(3)項で求めた値と等しくなる。

$$F_{m1} = F_{e1}, F_{m2} = F_{e2}, F_{m3} = F_{e3}, F_{m4} = F_{e4}$$

(5) 寿命計算

① 各軸受の寿命走行距離（定格疲れ寿命）計算

これまでに求めた平均荷重を寿命計算式に代入して、各軸受の寿命を計算する。機械システムの稼働条件から荷重係数 $f_w = 1.2$ 、それ以外の係数は 1 とする。仮選定したボールガイドの基本動定格荷重は $C = 22100 \text{ N}$ なので、各軸受の走行距離はつぎのようになる。

$$\begin{aligned}
 L_1 &= 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times F_{m1}} \right)^3 & L_2 &= 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times F_{m2}} \right)^3 \\
 &= 50 \times \left(\frac{22100}{1.2 \times 870.8} \right)^3 & &= 50 \times \left(\frac{22100}{1.2 \times 1220.0} \right)^3 \\
 &= 472985.4 & &= 171998.0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L_3 &= 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times F_{m3}} \right)^3 & L_4 &= 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times F_{m4}} \right)^3 \\
 &= 50 \times \left(\frac{22100}{1.2 \times 926.0} \right)^3 & &= 50 \times \left(\frac{22100}{1.2 \times 576.8} \right)^3 \\
 &= 393341.8 & &= 1627523.7
 \end{aligned}$$

② テーブルとしての寿命走行距離を求める

テーブルの寿命 L は、実用的には最も短い軸受寿命と考えて問題ないので、①項の結果から、

$$L = L_2 = 171998.0 \quad (\text{km})$$

となる。

③ 使用条件にもとづき、寿命走行距離から寿命年数を求める

使用条件は、

使用頻度：16 h/日，300日/年の稼働

送り速度：60 m/min（加減速は無視する）

であるから、年間の必要走行距離は、

$$16 \times 300 \times 60 \times 60 \div 1000 = 17280 \text{ km}$$

となり、寿命年数 L_h に置き換えると、

$$L_h = \frac{L}{17280} = \frac{171998.0}{17280} = 9.95 \text{ 年} \geq 7 \text{ 年}$$

となる。要求寿命7年以上を満足している。

④ 使用条件から、精度および予圧の選定を行う

用途が搬送装置であるから、精度、予圧は表9・1より

精度：上級（P6）または並級（PN，PC）

予圧：微予圧（Z1，ZZ）または微すきま（Z0，ZT）

を基準に選択する。本課題では、モーメント荷重が作用するので、予圧は必要となる。以上の点から、

精度：上級または並級

予圧：微予圧

を選択する。

以上より、本課題においては、仮選定した軸受を使用可能と判断できる。

ちなみに仮選定軸受よりも一つ小さな呼び30の軸受を選定した場合には、寿命が3.7年（基本動定格荷重15900 Nとして計算）となり、要求寿命7年を満たすこ

とができない。

9・3

ボールねじの選定

selection of ball screw

ボールねじの基本については、6・4節で記述されているので、本節では選定方法の概略を説明し、例題で実際の選定作業を行う。

ボールねじの選定方法（手順）をまとめたフローチャートを図9・7に示す。機械システムでの使用条件決定がスタートとなっており、基本諸元、基本性能チェック、さらに、必要があれば要求機能に応じた項目をチェックする。この過程において、入手性（標準品か特注品かによる納期）、経済性（価格）も考慮しなければならない。選定におけるチェック項目を以下に示す。

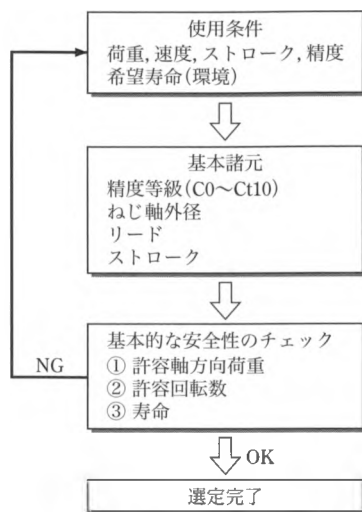


図9・7 選定フローチャート¹⁾

9・3・1

基本諸元

basic factors

(1) 精度等級

ボールねじには精度等級が規定されており、用途、機械システムの仕様に応じて選定する。おもな用途と使用実績をまとめたものを表9・5に示す。

(2) ねじ軸外径とストローク

機械システムの寸法や仕様に照らし合わせ、メーカーのカタログより仮選定を行う。

(3) リード

機械システムに要求されている最高移動速度 V_{\max} と、使用するアクチュエータの最高回転数 N_{\max} の関係から、必要なリード l (1回転での送り距離) が決まる。

$$l \cong V_{\max} / N_{\max} \quad (9 \cdot 5)$$

表 9・5 ボールねじの用途別精度等級の適用例

用途		精度等級							
		軸	C0	C1	C2	C3	C5	Ct7	Ct10
NC 工作機械	旋盤	X	○	○	○	◎	◎		
		Z				○	◎		
	マシニングセンタ	XY		○	○	○	◎		
		Z			○	○	◎		
	研削盤	XY	○	○	◎				
		Z		○	○	◎			
	放電加工機	XY		○	○	◎			
		Z			○	◎	◎		
	レーザ加工機	XY				○	◎		
		Z				○	◎		
汎用機・専用機						○	◎	◎	○
半導体プリント 基板製造装置	露光装置		○	◎					
	ワイヤボンダ			◎	○				
	電子部品挿入機				○	○	◎		
産業用ロボット	直交座標型	組立て			○	○	◎	○	
		その他					○	◎	○
	垂直多関節型	組立て				○	◎	○	
		その他					○	◎	
	円筒座標型					○	○	◎	
事務機器						○	◎	○	
航空機					○	◎			

◎標準的に選定される精度等級、○用途によっては選定される精度等級。

(4) ねじ軸の固定方法

ボールねじの固定方法には3種類あり、それによって軸端の形状が異なる。機械システムにボールねじを使用する際には、機能に応じて固定方法を決定する必要がある(固定方法と特徴は図6・40を参照)。

9・3・2

基本性能のチェック

check of basic safety

(1) 許容回転速度 (limiting speed)

ボールねじの許容回転速度は、

- ① 玉循環部の破損に影響する $d_m \cdot n$ 値.
- ② ねじ軸の共振に影響する危険速度.

の2項目を検討しなければならない。

$d_m \cdot n$ 値とは、玉中心円直径 (mm) と回転速度 (min^{-1}) の積であり、循環するボールの周速を表したものである。玉の循環速度が速くなると、玉と循環部の衝突による衝撃力が大きくなり、循環部を損傷させる場合がある。 $d_m \cdot n$ 値の目安を表 9・6 に示す。

危険速度は、ボールねじ材料が鋼、安全係数が 0.8 である場合には、簡易的に次式で求められる。使用する回転速度が二つの許容回転速度よりも小さいこ

とを確認する。なお、本章で使われる安全係数は、安全率の逆数を意味する。

$$n = f \cdot d_r / L^2 \times 10^7 \quad (\text{min}^{-1}) \quad (9 \cdot 6)$$

ここで、 d_r ：ボールねじ谷底直径 (mm)， L ：取付け間距離 (mm)， f ：取付け条件による係数 (固定-固定： $f=21.9$ ，固定-支持： $f=15.1$ ，固定-自由： $f=3.4$)。

(2) 許容軸方向荷重 (limiting axial load)

ボールねじは、基本的に軸方向の荷重を受けるが、その大きさには限界がある。軸方向荷重の限界を決めるパラメータは、つぎの2項目である。

① **ねじ軸の座屈 (buckling)** ねじ軸の許容圧縮荷重のことで、これ以上の荷重が加わると軸が座屈する。軸径が細く、長いボールねじを使用する場合には注意が必要である。ボールねじ材料が鋼、安全係数が 0.5 である場合には、簡易的に次式で求められる。

$$P = m d_r^4 / L^2 \times 10^4 \quad (\text{N}) \quad (9 \cdot 7)$$

ここで、 d_r ：ボールねじ谷底直径 (mm)， L ：取付け間距離 (mm)

m ：取付け条件による係数

表 9・6 ボールねじの許容 $d_m \cdot n$ 値

精度等級：C0～C5，Ct7	標準仕様	$d_m \cdot n \leq 70000$
	高速仕様	$d_m \cdot n \leq 100000$
精度等級：Ct10 (転造品等)		$d_m \cdot n \leq 50000$

(日本精工株式会社 精機製品カタログより転載)

m : 固定-固定 : $m = 19.9$, 固定-支持 : $m = 10.0$,

m : 固定-自由 : $m = 1.2$

② **玉とねじ溝の接触部塑性変形** 過大な軸方向荷重を受けると、玉とねじ溝の接触部は塑性変形を起こし、荷重を除去しても永久変形として残ってしまう。この永久変形が大きい場合には、音・振動の発生源となったり、作動性や寿命に影響を与える。玉とねじ溝の永久変形に関する許容軸方向荷重 P_0 は、ボールねじの基本静定格荷重 C_{0a} 、静許容荷重係数 f_s を用いて、次式のようになる。

$$P_0 = C_{0a}/f_s \quad (9\cdot8)$$

ここで、 f_s : 普通運転の場合 1 ~ 2, 振動・衝撃がある場合 1.5 ~ 3,

(3) 疲れ寿命 (fatigue life)

最適なボールねじを選定して、正常に使用していても、玉は荷重を受けながらねじ溝を転がるので、ある時間を経過すると玉やねじ溝表面が剥離（フレーキング）する現象が生じる。玉とねじ溝の接触にともなう繰返し応力による疲労現象であり、剥離が生じるまでの総回転数（あるいは時間、走行距離）を疲れ寿命という。疲れ寿命 L は、ボールねじの基本動定格荷重 C_a 、軸方向荷重 F_a および係数を用いて、次式で表される。機械システムに要求されている寿命を満足させるような基本動定格荷重をもつボールねじを選定しなければならない。

$$L = \left(\frac{C_a}{F_a f_w} \right)^3 \times 10^3 \text{ (rev)} \quad (9\cdot9)$$

ここで、 f_w : 荷重係数

衝撃のない円滑な運転時 : $f_w = 1.0 \sim 1.2$

普通の運転時 : $f_w = 1.2 \sim 1.5$

振動衝撃をともなう運転時 : $f_w = 1.5 \sim 3$

また、軸方向荷重は荷重や送り速度によって変動する場合が多い。その場合には、 F_a ではなく運転中の平均荷重を求めて寿命計算を行う必要がある。

9・3・3 要求機能チェック

check to satisfy needs

(1) 熱変位とリード誤差

ボールねじを稼働させると、一般的には摩擦によって発熱し、ねじ軸が伸びる（熱変位）。ボールねじの材質が鋼系である場合には、熱による変位は 1 m 当たり $12 \mu\text{m}/^\circ\text{C}$ であり、これによりリードも誤差を生じる。高速・高精度が必要な場合

には、選定にあたって熱変位対策の検討が必要である。熱変位対策の例を表9・7に示す。

表9・7 ボールねじの熱変位対策

発熱量の抑制	① 回転速度の低減（リードの増大）。 ② ボールねじ，支持軸受の予圧適正化。 ③ 潤滑剤の正しい選定と供給。
強制冷却による放熱	① ねじ軸の中空冷却（中空ボールねじの採用）。 ② 潤滑剤，空冷等の外周冷却。
熱変位への影響回避	① ねじ軸を軸方向へ引っ張って取り付ける。 ② クローズドループ制御。

（2）剛性（stiffness）

ボールねじを含む軸系の剛性が弱いと、位置決め不良や振動の原因となる。ボールねじとしては、ナットの剛性、ねじ軸の剛性が選定のポイントとなるが、送りねじ系として考えた場合には、各構成要素のバランスを考えた設計が必要である。送りねじ系の軸方向剛性は、次式で与えられる。

$$1/K_t = 1/K_s + 1/K_n + 1/K_b + 1/K_h \quad (9 \cdot 10)$$

ここで、 K_t ：送りねじ系の総剛性、 K_b ：支持軸受の剛性

K_s ：ねじ軸の剛性、 K_h ：ナットおよび軸受取付部の剛性

K_n ：玉とねじ溝の接触変形を含むナットの剛性

（3）取付け誤差

ボールねじの取付けにおいて誤差（傾き，偏心）があると性能に悪影響を及ぼす。ボールねじの取付けにおいて、許容される誤差は、一般的に、

傾き誤差：1/2000 rad 以下

偏心：20 μm 以下

であり、十分な配慮が必要である。

設計例題

2

ボールねじの選定

selection of ball screw

（1）精度等級の選定

表9・5に示したボールねじの用途別精度等級表より、搬送装置（“汎用機”，“産業用ロボットの組立て”を参照）の精度等級はC5～Ct10から選定する。設計条件での要求精度は、

繰返し位置決め精度：±0.010 (mm)

最小分解能：0.01 mm/パルス

であり、軸方向すきまは、Tすきま (0.005 mm 以下) 以下となる。表 9・8 に示す精度等級とすきまとの組合せから、

精度等級：C5

軸方向すきま：Tすきま (0.005 mm 以下)

を選定する。

表 9・8 軸方向すきまと精度等級との組合せ

軸方向 すきま 精度等級	Z	T	S	N	L
	0 (予圧)	0.005 以下	0.020 以下	0.050 以下	0.3 以下
C0	C0Z	C0T			
C1	C1Z	C1T			
C2	C2Z	C2T			
C3	C3Z	C3T	C3S		
C5	C5Z	C5T	C5S	C5N	
Ct7			C7tS	C7tN	C7tL

(2) リードの選定

AC モータの最高回転数より、

$$l \geq \frac{V_{\max}}{n_{\max}} = \frac{1000 \times 60}{3000} = 20 \text{ mm}$$

リード 20 mm 以上で選定を行う。

(3) ねじ軸径の選定

製造メーカーのカatalogでは、リードが 20 mm 以上ある軸径は、12 mm 以上である。また、図 9・2 に示した一軸送りテーブルの構造では、ボールねじ軸の位置がボールガイド高さの 1/2 になっているので、ナットのフランジ直径 (矩形フランジの場合は高さ) は 50 mm 未満となる。これに適合する軸径は 20 mm 以下となる。

表 9-9 ボールねじ諸元

呼び	1220	1520	2020
軸外径 (mm)	12	15	20
軸谷径 (mm)	9.9	12.2	17.4
ボールピッチ径 (mm)	12.5	15.75	21
ナット高さ (mm)	28	33	46
基本動定格荷重 (N)	2690	5070	7040
基本静定格荷重 (N)	4420	8730	12700

日本精工 (株) 精機製品Catalogより。

表 9・9 にこれらの条件に適合するボールねじの諸元を示す。

(4) ストロークの選定

ストロークは最大移動距離となり、750 mm となる。

(5) 基本的性能のチェック

① 許容回転数のチェック

$n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $L = 830 \text{ mm}$ (ストロークは 750 mm であるが、許容回転数の計算には支持軸受-ナット間の最大値) で検討する。 d_m 値は下記のとおりとする。取付け条件は、図 9・3 より固定-単純支持とする。

軸径 12, リード 20 : $d_m = 12.5$

軸径 15, リード 20 : $d_m = 15.5$

軸径 20, リード 20 : $d_m = 21$

・限界 $d_m \cdot n$ 値の検討 表 9・6 より、精度等級 C5 の標準仕様の限界 $d_m \cdot n$ 値は 70000 である。ボールねじの最高回転数は、減速機を用いていないので、モータの最高回転数と同じとなり、 $n_{\max} = 3000 \text{ min}^{-1}$ である。限界 $d_m \cdot n$ 値を d_m 値で割り、 n_{\max} を超えていることを確認する。

軸径 20, リード 20 : $n \leq 70000/d_m = 70000/21 = 3333.3 \text{ min}^{-1}$

軸径 20 mm で問題ないので、これよりも細い軸径でも問題はない。

・危険速度の検討 各ボールねじの危険速度は、式(9・6)より、

軸径 12, リード 20 : $n \leq 15.1 \times \frac{9.9}{830^2} \times 10^7 = 2170 \text{ min}^{-1}$

軸径 15, リード 20 : $n \leq 15.1 \times \frac{12.2}{830^2} \times 10^7 = 2674 \text{ min}^{-1}$

軸径 20, リード 20 : $n \leq 15.1 \times \frac{17.4}{830^2} \times 10^7 = 3814 \text{ min}^{-1}$

ボールねじの最高回転数は 3000 min^{-1} である。この結果、“軸径 20, リード 20” だけが危険速度以下であることがわかる。さらに、安全を考慮して、危険速度の 0.8 以下で使用するという条件も満たしている。

② 許容軸方向荷重のチェック

・軸方向荷重の計算 加減速時の加速度は、次式で求められる。

$$\alpha_1 = \frac{V_{\max}}{t_1} = \frac{1000}{0.25} = 4000 \text{ mm/s}^2 = 4 \text{ m/s}^2$$

運転時における軸方向荷重は、ボールガイドの摩擦抵抗力と載貨質量の慣性力

の和として表すことができる。したがって、図9・2の荷重条件にボールガイド軸受(0.86 kg)4個分の質量を加えて、次式となる。

(加速時：図9・4中①, ④)

$$\begin{aligned} F_1 &= \mu(m_1 + m_2 + 0.86 \times 4) \times g + (m_1 + m_2 + 0.86 \times 4) \times \alpha_1 \\ &= 0.01 \times (40 + 20 + 3.44) \times 9.8 + (40 + 20 + 3.44) \times 4 = 260 \text{ N} \end{aligned}$$

(定速時：同図中②, ⑤)

$$F_2 = \mu(m_1 + m_2 + 0.86 \times 4) \times g = 0.01 \times (40 + 20 + 3.44) \times 9.8 = 6.2 \text{ N}$$

(減速時：同図中③, ⑥)

$$F_3 = -\mu(m_1 + m_2 + 0.86 \times 4) \times g + (m_1 + m_2 + 0.86 \times 4) \times \alpha_1 = 247.5 \text{ N}$$

ここで、 μ ：摩擦係数。

軸方向荷重はこれらの最大値となるので、 $P = 260 \text{ N}$ となる。

・許容軸方向荷重 座屈荷重は、 $P = 260 \text{ N}$ 、 $L = 830 \text{ mm}$ で検討する。ボールねじ軸に加わる荷重は、固定端とナットの区間になるため、取付け条件は固定-固定とみなせる。また、谷径寸法はカタログより求める。

軸径 20, リード 20：谷径 $dr = 17.4$

式(9・7)に値を代入して、

$$P = 260 \text{ N} \leq 19.9 \times \frac{17.4^4}{832^2} \times 10^4 = 26478 \text{ N}$$

座屈荷重については問題はない。また、玉とねじ溝の塑性変形については、“軸径 20, リード 20”の基本静定格荷重は 12700 N であり、静許容荷重係数 f_s が 3 であっても問題はない。

(6) 寿命のチェック

① 平均荷重, 平均回転速度の計算

(加速時：図9・4中①, ④)

軸方向荷重の計算より

$$F_1 = 260 \text{ N}, \quad N_1 = \frac{n}{2} = \frac{3000}{2} = 1500 \text{ rpm}$$

$$t_a = 2 \times t_2 + t_4 = 0.75 \text{ s}$$

(定速時：同図中②, ⑤)

$$F_2 = 6.2 \text{ N}, \quad N_2 = 3000 \text{ rpm}$$

$$t_b = 2 \times t_2 + t_5 = 0.85 \text{ s}$$

(減速時：同図中③, ⑥)

$$F_3 = 247.5 \text{ N}, N_3 = 1500 \text{ rpm}$$

$$t_c = 2 \times t_3 + t_6 = 0.75 \text{ s}$$

運転条件と軸方向荷重，回転速度などをまとめて表 9・10 に示す．平均荷重 F_m と平均回転数 N_m は次式で求める，

$$F_m = \left(\frac{F_1^3 \cdot N_1 \cdot t_a + F_2^3 \cdot N_2 \cdot t_b + F_3^3 \cdot N_3 \cdot t_c}{N_1 \cdot t_a + N_2 \cdot t_b + N_3 \cdot t_c} \right)^{1/3} = 197.3 \text{ N}$$

$$N_m = \frac{N_1 \cdot t_a + N_2 \cdot t_b + N_3 \cdot t_c}{t} = 1372 \text{ rpm}$$

表 9・10 使用時間と運転条件

運転条件	軸方向荷重 (N)	平均回転速度 (r/min)	使用時間 (s)
加速時：①，④	$F_1 = 260.0$	$N_1 = 1500$	$t_a = 0.75$
定速時：②，⑤	$F_2 = 6.200$	$N_2 = 3000$	$t_b = 0.85$
減速時：③，⑥	$F_3 = 247.5$	$N_3 = 1500$	$t_c = 0.75$

② 寿命計算 基本動定格荷重（軸径 20 リード 20 … $C_a = 7040 \text{ N}$ ），平均荷重，平均回転速度，荷重係数（= 1.2）を式 (9・9) に代入する，

$$\begin{aligned} L_t &= \left(\frac{C_a}{F_m \cdot f_w} \right)^3 \times \frac{1}{60 N_m} \times 10^6 \\ &= \left(\frac{7040}{197.3 \times 1.2} \right)^3 \times \frac{1}{60 \times 1372} \times 10^6 \\ &\approx 319365 \geq 33600 \text{ h} \end{aligned}$$

寿命は要求仕様（7 年）を上回っている，

(7) 要求機能に応じた項目チェック（精度のチェック）

位置決め精度 $\pm 0.10/750 \text{ (mm)}$ が要求されているので，精度を満足しているかを確認する．JIS B 1192 では，精度等級 C5 の精度は，

$$\text{代表移動量誤差 } e_p = \pm 0.040/1000 \text{ mm}$$

$$\text{変動 } v_u = 0.027 \text{ mm}$$

と規定されており，要求機能を満足していることが確認できた，

以上より，本課題には，軸径 20 リード 20 のボールねじを使用することができ，実際には，入手性を考慮して，量産品から選定することになる．本課題の構造では，軸径 20 mm，リード 20 mm 以上，ねじ長さストローク (750 mm) + ステージ幅 (250 mm) = 1000 mm + α ，軸端完成品が選定の対象となる，

9・4

ボールねじサポート軸受の選定

selection of support unit

ボールねじの取付け、支持するための転がり軸受には、専用のサポート軸受が用意されている。ボールねじは、軸方向に大きな力が負荷されるので、サポート軸受には、大きなスラスト負荷能力が必要とされる。また、サポート軸受の回転トルクは、ボールねじの回転トルクに加算されるので、小さいことが望ましい。これら両機能を満足するために、ボールねじサポート用軸受には、固定側としてアンギュラ玉軸受（接触角は最大で60°）の組合せユニット、単純支持側として深溝玉軸受のユニットが専用品として用意されており、その性能諸元もカタログに記載されている¹⁾。

専用のサポートユニットを用いれば、ボールねじの一般的な使用条件においては、とくに選定計算は不要であるが、電動射出成型機など軸方向荷重が大きな場合には、ボールねじに加わる荷重、必要とされる剛性などの条件に沿って、5章の転がり軸受に示したアンギュラ玉軸受の選定法と同様な計算を行い、転がり軸受カタログより型番、組合せの選定を行う。

設計例題

ボールねじサポート軸受の選定

3

selection of support unit

本課題では、ボールねじの取付け方法は、固定-単純支持である。サポート軸受は、負荷条件、ボールねじ軸端寸法、必要寿命などから独自に設計することも可能であるが、ボールねじを軸端完成品としたので、それに適合したサポートユニットを選定する。表9・11にサポート軸受ユニットの諸元を示す¹⁾。軸径20リード20

表9・11 ボールねじサポート ユニット諸元

サポートユニット 呼び番号	固 定 側				単純支持側
	転がり軸受	基本動定格 荷重 (N)	限界荷重 (N)	最大起動トルク $\times 10^{-2}$ (N·m)	転がり軸受
10	7000 ATYDFC 8 P 5	6600	2730	1.9	608 ZZ
12	7001 ATYDFC 8 P 5	7100	3040	2.1	6000 ZZ
15	7002 ATYDFC 8 P 5	7600	3380	2.3	6002 ZZ
20	7004 ATYDFC 8 P 5	17900	8240	5.4	6204 ZZ
25	7005 ATYDFC 8 P 5	20200	10000	7.2	6205 ZZ

日本精工（株）精機製品カタログより。

のボールねじの軸端完成品は軸端直径が15 mmなので、サポートユニットは呼び番号15を選定する。

固定側： 7002 ATYDFC 8 P 5を使用したユニット

単純支持側：6002 ZZを使用したユニット

9・5

軸継手の選定

selection of coupling

軸継手は、アクチュエータと駆動軸をつないで動力を伝達する機械要素である。実際の機械システムに使用する場合における金属ばね軸継手の選定方法を以下に示す。

9・5・1

常用トルクによる選定

selection by normal torque



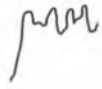

(1) 軸継手に加わるトルクの計算

アクチュエータの出力を P (kW)、軸継手の使用回転数を n (min^{-1}) としたとき、軸継手に加わるトルク T_a (Nm) は、次のようになる。

$$T_a = \frac{60P}{2\pi} \times 10^3 \quad (\text{Nm}) \quad (9 \cdot 11)$$

表 9・12 各種係数表

(a) 負荷の性質による使用係数 K_1

負 荷 の 性 質			
一定	変動小	変動中	変動大
			

(b) 稼働時間による補正係数 K_2

h/日	~ 8	~ 16	~ 24
K_2	1.0	1.12	1.25

(c) 起動・制動頻度による補正係数 K_3

回/h	~ 10	~ 30	~ 60	~ 120	~ 240	240 以上
K_3	1.0	1.1	1.3	1.5	2.0	*

(2) 軸継手に加わる補正トルクの計算

使用条件、運転条件などを考慮した補正係数を決定し、軸継手に加わる補正トルク T_D (Nm) を求める。各種係数を表 9・12 に示す²⁾。

$$T_D = T_a \times K_1 \times K_2 \times K_3 \quad (9 \cdot 12)$$

ここで、 K_1 ：負荷の性質による使用係数

K_2 ：稼働時間による補正係数

K_3 ：起動・制動頻度による補正係数

軸継手の常用トルク T_N (カタログに記載) が補正トルク T_D 以上となるようなサイズを選定する。

$$T_N \geq T_D \quad (9 \cdot 13)$$

9・5・2 最大トルクによる選定

selection by maximum torque

軸継手に許容される最大トルク (限界トルク) T_M は、心ずれなどの取付け誤差を考慮して、アクチュエータから発生する最大トルクや被駆動側から受ける最大トルク T_S の 1.5～3 倍となるサイズを選定する。軸継手に許容される最大トルクとは、継続的ではなく、一時的に負荷できる (負荷してよい) トルクである。

$$T_M \geq T_S \quad (9 \cdot 14)$$

9・5・3 軸穴径による選定

selection by hole diameter

必要とする軸径が選定した軸継手の最大穴径を超えてしまう場合には、選定した軸継手のサイズよりも大きく、軸径に対応した穴加工が可能なサイズの軸継手を選定する。

9・5・4 ねじり振動の検討

selection by torsional vibration

負荷トルクが周期的に変動する用途の場合には、トルク変動周波数と軸継手を含む軸系の固有振動数が共振を起こさないようにする必要がある。軸継手を含む一節の固有振動数 f_e は、軸系を図 9・8 のように近似すると、次式で表される。トルク変動周期と一致する

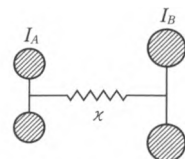


図 9・8 軸継手共振モデル³⁾

場合には、ねじりばね定数の異なる軸継手を選定するなどの対策が必要である。

$$f_e = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\kappa \left(\frac{1}{I_A} + \frac{1}{I_B} \right)} \quad (\text{cpm}) \quad (9 \cdot 15)$$

ここで、 κ ：軸継手のねじりばね定数 (Nm/rad)

I_A ：駆動側の慣性モーメント (kgm^2)

I_B ：従動側の慣性モーメント (kgm^2)

9・6

駆動アクチュエータの選定

selection of actuator

最近の機器では、位置決め制御や回転数制御にさまざまなモータが使用されている。これらのモータは、検出器を備えることにより位置や速度を検出し、これによって、目標値に修正を加えたり、制御を行ったりするものであり、一般に、制御用モータ（サーボモータ）と呼ばれている。制御用モータの構造は、動力用モータのそれと基本的には同様であるが、応答性や速度精度など種々の点で特性が改善されている。一般モータの加減速時間は、概して 0.3 秒程度であるのに対し、サーボモータでは、0.01 秒オーダーになっている。また、使用する電流によって、DC サーボモータと AC サーボモータに分類できる。

制御用モータは、高精度な位置決めや速度制御に使用されることから、制御対象に見合ったトルクをもつモータ選定が必要となる。モータ選定の方法として、所要起動トルク T_{MX} とトルク実効値 T_{rms} から選定する方法がある。所要起動トルクは、モータのロータや負荷、モータに接続された減速機などの可動部を加速するのに必要なトルクであり、トルク実効値は、モータが出力しているトルクの時間平均値である。よって、モータを選定する際には、以下の条件を満足する必要がある。

- ① $T_{MX} \leq$ モータの最大トルク
- ② $T_{rms} \leq$ モータの定格トルク

9・6・1

等価慣性モーメントの算出

calculation of equivalent moment of inertia

図 9・2、図 9・3 の構造を例に、等価慣性モーメントの算出方法を説明する。モータの所要起動トルクを求めるためには、まず、モータに接続された可動部の慣性モーメントをモータ軸まわりの慣性モーメント（負荷慣性モーメント）に換算する

必要がある。

(1) テーブルのボールねじ軸換算負荷慣性モーメント J_T

テーブルと搬送物体の質量の和を M (kg), 移動速度を v (m/s), ボールねじの回転角速度を ω_B (rad/s) とすると, 直線運動と回転運動の運動エネルギーが等しいことから,

$$\frac{1}{2} M v^2 = \frac{1}{2} J_T \omega_B^2 \quad \therefore J_T = M \frac{v^2}{\omega_B^2} \quad (9\cdot16)$$

また, ねじ軸の回転数を n_B (rps), ねじのリードを l_B (m) とすると, 移動速度 v は,

$$v = l_B \times n_B = l_B \frac{\omega_B}{2\pi} \quad \therefore J_T = \frac{1}{4} M \left(\frac{l_B}{\pi} \right)^2 \quad (9\cdot17)$$

(2) ボールねじ軸換算の総合負荷慣性モーメント J_{BT} のモータ軸換算負荷慣性モーメント J_M

ボールねじ軸換算の総合負荷慣性モーメント J_{BT} は, 以下のように与えられる。

$$J_{BT} = J_T + J_B \quad (9\cdot18)$$

ここで, J_B はボールねじの慣性モーメント ($= M_B \times r_B^2 / 2$, M_B : ボールねじの質量, r_B : ボールねじの半径) である。

図9・3の場合は, ボールねじ軸とモータとの間に減速機がないので, 次式となる。

$$J_M = J_{BT} \quad (9\cdot19)$$

(3) モータ軸換算の総合負荷慣性モーメント J_{MT}

モータ軸換算の総合負荷慣性モーメント J_{MT} は, 以下のように与えられる。

$$J_{MT} = J_M + J_{Mr} + J_C \quad (9\cdot20)$$

ここで, J_{Mr} は, モータロータの慣性モーメント, J_C は軸継手の慣性モーメントである。

9・6・2 モータ トルクの算出

calculation of moter torque

求めたモータ軸まわりの慣性モーメントから, モータ選定に必要な各トルクを算出する。

(1) モータ起動に必要なトルク T_{MX}

起動パワーは, モータのロータ自身を含む位置決め機構の可動部全体を加速す

るためのパワーであるから、加速時間を t_a (s)、通常モータ回転数を n_M (rps)、ボールねじなど伝達系の総合効率を η とすると、

$$P_M = \frac{(2\pi \times n_M)^2}{\eta \times t_a} J_{MT} \quad (9 \cdot 21)$$

となる。またテーブルに加わる軸方向負荷を F_L 、摩擦力を F_F とすると、これに対するモータトルク T_{ML} は、ボールねじ軸の入力トルクを T_{BL} とすると、

$$T_{ML} = T_{BL} = \frac{l_B}{2\pi} (F_L + F_F) \quad \because T_{BL} \times 2\pi = (F_L - F_F) \times l_b \quad (9 \cdot 22)$$

よって、所要起動トルク T_{MX} は、以下のように与えられる。

$$T_{MX} = P_M / (2\pi n_M) + T_{ML} \equiv T_M + T_{ML} \quad (9 \cdot 23)$$

このように、求められた所要起動トルクがモータの最大トルクよりも小さいことが必要である。

(2) トルク実効値 T_{rms}

図9・4のテーブル運動パターンに必要なモータトルクパターンを図9・9に示す。図示のようなトルクパターンより、トルク実効値 T_{rms} は、以下のように与えられる。

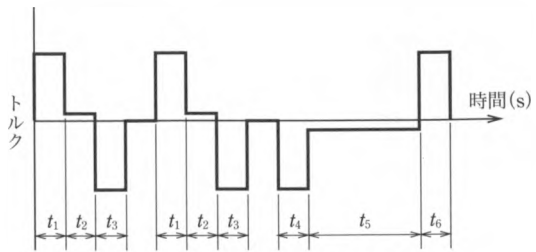


図9・9 モータトルクパターン

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + T_3^2 t_3}{t}} \quad (9 \cdot 24)$$

なお、図9・4の t_2 における回転数がモータの定格回転数 n_M に等しい場合、各時間区間におけるトルクは、つぎのようになる。

$$T_1 = T_M + T_{ML}, \quad T_2 = T_{ML}, \quad T_3 = T_{ML} - T_M \quad (9 \cdot 25)$$

式(9・24)より得られた T_{rms} は、モータの定格トルクよりも小さいことが必要である。

9・6・3

モータの選定方法

selection method of motor

モータの選出は、以下のような手順に従って行うことになる。

- ① モータ軸換算の総合負荷慣性モーメント J_{MT} を求める。
- ② J_{MT} には、モータロータの慣性モーメントが含まれているため、モータ選定

の目安として、 $3J_{Mr} > J_M$ であるとし、 J_{MT} を求める。なお、 $3J_{Mr} > J_M$ は、一般的な目安であり、ステッピングモータでは5倍程度にとることもある。

③ T_{MX} , T_{rms} を求め、モータ特性表を用いてモータを選定する。

④ 選定したモータの実際のロータ慣性モーメントと、仮定したロータ慣性モーメント ($J_{Mr} = J_M/3$) とが大きく違っている場合には、再度、 T_{MX} , T_{rms} を計算し、新たにモータを選定する。

設計例題

駆動アクチュエータと軸継手の選定

4

selection of actuator and coupling

(1) 慣性モーメントの計算

① 可動部負荷

$$J_T = m \times \left(\frac{l}{2\pi} \right)^2 = 63.44 \times \left(\frac{20 \times 10^{-3}}{2\pi} \right)^2 = 6.43 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

② ボールねじ

$$J_B = \frac{\pi \cdot \gamma}{32} D^4 \cdot L = \frac{\pi \times 7.8 \times 10^{-3}}{32} \times (20 \times 10^{-3})^4 \times 1.22 = 1.5 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

③ 軸継手

偏心、傾きなどの取付け誤差吸収、小型かつ高ねじり剛性、等速性、価格などを考慮して、ここでは、種類をヘリカルビームカップリングとする。ヘリカルビームカップリングの性能諸元を表9・13に示す²⁾。ボールねじの軸端直径が15 mmであるので、最大穴径が15 mm以上のカップリング（外径38.1 mmか50.8 mm）が選定対象となる。慣性モーメントは、安全を考慮して外径の大きい軸継手の値とする。9.38 × 10⁻⁵ kgm²であるが、1 × 10⁻⁴ kgm²と仮定する。

表9・13 ヘリカル ビーム カップリング性能諸元抜粋表

外径 (mm)	19.1	25.4	28.6	38.1	50.8
最大穴径 (mm)	6.35	10	12.7	15	19
常用トルク (Nm)	0.8	1.8	2.7	6.3	19.5
最大トルク (Nm)	1.6	3.6	5.4	12.6	39
最高回転速度 (r/min)	25000	25000	25000	25000	25000
慣性モーメント × 10 ⁻⁴ (kgm ²)	0.007	0.029	0.052	0.22	0.94

三木プーリ (株) 総合カタログより。

$$J_C = 1.0 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

④ モータロータ

この時点では決まらないので、 $J_{Mr} > J_M/3 = 2.64 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ を目安に仮決定する。今回は、

$$J_{Mr} = 3.0 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

と仮決定する。以上を合計すると、総合負荷慣性モーメントになる。

$$J_{MT} = 11.93 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

(2) モータトルクの計算

本課題では、伝達効率を90%と仮定して計算する。

① 定速時トルク

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{F_2 \times l}{2\pi \times \eta_1} + T_{Brg} = \frac{6.2 \times 20 \times 10^{-3}}{2\pi \times 0.9} + 2.3 \times 10^{-2} \\ &= 4.5 \times 10^{-2} \text{ Nm} \end{aligned}$$

ここで、 T_{Brg} ：固定側サポートユニット（呼び15）の最大起動トルク。

② 加速時

$$T_1 = T_2 + J_{MT} \times \frac{2\pi \times n_M}{t_1} = 1.42 \text{ Nm}$$

③ 減速時

$$T_3 = T_2 - J_{MT} \times \frac{2\pi \times n_M}{t_3} = 1.33 \text{ Nm}$$

よって、最大トルクは加速時の1.42 Nmとなる。

④ トルク実効値

$$\begin{aligned} T_{\text{rms}} &= \sqrt{\frac{T_1^2 \times t_a + T_2^2 \times t_b + T_3^2 \times t_c}{t}} \\ &= 0.90 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(3) モータの選定

モータの最大トルク > 最大トルク = 1.42 Nm

モータの定格トルク > トルク実効値 = 0.90 Nm

ロータ慣性モーメント < $3.0 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$

となるようなACモータを選定する。表8・4に示すモータ定格表から選定するならば、定格出力400Wが選定対象となる。

(4) 軸継手の再確認

仮選定したヘリカルビームカップリングが使用条件に適合するかを確認する。

① 軸穴径 (diameter of hole)

ボールねじ軸径 15 mm, 定格出力 400 W のモータ軸径 14 mm であり, 最大穴径 15 mm のカップリングが適用できる。仮選定においては, 安全を考慮して, 慣性モーメントの大きな外径 50.8 mm を選んだが, モータロータの慣性モーメントが小さいので, 外径 38.1 mm の軸継手も適用可能である。小型化・省スペースを考えると, 軸継手も小型を用いるほうがよいので, 外径 38.1 mm の軸継手で他の項目を確認する。

② 最高回転数 (maximum speed)

最高回転数は 25000 rpm であり, モータ定格回転数 3000 rpm よりも大きいので, 適用できる。

③ トルク (torque)

通常トルク 6.3 Nm, 最大トルク 12.6 Nm であり, 装置の最大トルク 1.42 Nm を大幅に上回っている。表 9・12 の補正係数を掛け合わせても余裕があるので, 外径 38.1 mm のヘリカルビームカップリングでも十分に適用できる。