

工作機械の設計手法の解析
－旋盤の回転機能部品の設計

井上 克己，永井 保夫，藤井 裕一（ICOT）
今村 聡，小島 俊雄（機械技術研究所）

1. はじめに

人間の行う設計という作業がどのような過程を経て実行されていくかを解析し、AI技術を適用した知的設計支援や自動化（機械化）を進めるために、設計対象として工作機械を選択し、その設計手法の解析を行った。具体的には、日立精機（株）によって設計製作された旋盤の回転機能部品群の設計手法の解析を設計演習という形式で行った。第2章では設計に際して要求される仕様と設計データが示される。第3章では設計手法の解析によって得られた設計手順について項目により示される。つまり、これは第2章で与えられた仕様とデータを入力として様々な設計計算が行われ、最後に仕様を満足するような形で、必要な緒元の決定・出力によって設計の終了を行う過程を解析し手順として項目により整理したものである。なお、本設計演習の結果はICOTと機械技術研究所の共同研究に反映されることを目的として実施されたものである。

2. 仕様と設計データ

仕様

対象ワーク材質	S 4 8 C
工具材質	超硬
最大ワーク径	165 mm
最高回転数	6000 rpm
切込	max 2mm
送り	max 0.5mm/rev
最大切込面積1mm ² は、最大ワーク径の1/2の径まで保障すること	
主軸貫通穴径	50mm
ドリル径	max 40mm
寿命	30,000h
モータ、プーリ軸間距離	500mm程度

設計データ（主にベアリング寿命計算用のもの）

加工時間配分

荒旋削	0.25
ドリル	0.1
仕上旋削	0.2
停止	0.45

ドリル

常用ドリル径（使用ドリル平均径）	最大ドリル径の1/2
ドリル切削速度	30m/min
送り速度	ドリル径の1/100（単位：mm/rev） （ex.ドリル径40mmの場合、送り速度0.4mm/rev）

荒旋削

回転数（寿命計算用）

切削速度100 m/min ÷ (π × 最大ワーク径)

切削力（寿命計算用）

6120 × モータ最大出力(kw) ÷ 切削速度(m/min)

仕上げ旋削

回転数（寿命計算用）

荒旋削回転数 × 2

切削力（寿命計算用）

荒旋削切削力 ÷ 20

3. 設計手順

- (1) 最適切削速度 ワーク材質：S48C, 工具材：超硬の条件より 100~150m/min とする。
- (2) 比切削抵抗：ワーク材料と送りが与えられることにより、図Aより求める。
ここでは、送り0.5mm/rev, 材料：炭素鋼抗張力60~70Kgという条件より200Kg/mm²とする。

(3) 切削力
$$F_r = \text{比切削抵抗} \times \text{最大切込面積} \quad (1)$$

$$= 200(\text{Kg/mm}^2) \times 1(\text{mm}^2) = 200\text{Kg}$$

(4) 切削動力
$$P_c = \text{切削力} \times \text{最高切削速度} / 6120 \quad (2)$$

$$= 200(\text{Kg}) \times 150(\text{m/min}) / 6120$$

$$= 4.9\text{kW}$$

表1 モータ仕様表（カタログより抜粋）

モータ標準仕様表							
形式 EEVA-51KM							
定格出力 (kW)	30分定格(50%ED)	5.5	7.5	11	15	18.5	22
	連続定格	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5
定格電流 (A)	30分定格(50%ED)	34	43	74	97	100	121
	連続定格	25	35	55	75	85	105
定格電圧		180V（最高速度、電源電圧200Vにて）					
定格速度 (rpm)	基底速度	1500（40~1500rpm：定トルク）					
	最高速度	6000（1500~6000rpm：定出力）					
出力トルク(kg.m) (連続定格トルク、基底速度)		2.40	3.57	4.86	7.14	9.7	12.0
モータ軸径(mm)		28	32	32	42	48	55

(5) モータ動力
$$P_m = P_c / \eta \quad (3)$$

$$= 4.9 / 0.75 \quad \eta : \text{機械効率}(0.75)$$

$$= 6.5\text{kW}$$

モータの定格出力には、断続的に使用するという条件の30分定格(50%ED)と連続使用を許される連続定格が定められている。ここで求めた値は、必要とされる最大の動力なので、この動力で連続して使用されることはない。従って30分定格(50%ED)で6.5kW以上という条件を満たせばよく、5.5/7.5kWのモータを選定する。（表1参照）

選定したモータの基底回転数 $N = 1500\text{rpm}$

最高速度	6000rpm
最大トルク	定格 3.57 Kg.■
	50%ED 4.86 Kg.■

(6) 荒旋削に必要な最大トルク

$$T_c = F_r \times (1/2) \times (\text{最大ワーク径の} 1/2) / 1000 \quad (4)$$

$$= 200(\text{Kg}) \times (1/2) \times (165(\text{mm})/2) / 1000$$

$$= 8.25\text{Kg.■}$$

F_r : 切削力

(7) ドリル加工における所要動力

$$d = 0.6 \times 0.75 \times 10^{-2} \times \text{送り速度}(\text{mm/rev})$$

$$\times \text{ドリル切削速度}(30\text{m/min}) \times \text{ドリル径}(\text{mm}) \times K \quad (5)$$

ドリル径 = 40mm (最大径) の場合について計算すると

$$d = 0.6 \times 0.75 \times 10^{-2} \times 0.4 \times 30 \times 40 \times 2.2 = 4.75\text{KW}$$

$0.6 \times 0.75 \times 10^{-2}$: 係数

k : 材料に依存した係数, 鋼の場合 2.2

ドリル最大送りはドリル径の 1/100 として計算する。

(8) ドリル回転数

$$N = \frac{\text{ドリル切削速度}(30\text{m/min}) \times 1000}{\pi \times \text{ドリル径}(\text{mm})} \quad (6)$$

ドリル径 = 40mm (最大径) の場合について計算すると

$$N = \frac{30\text{m/min} \times 1000}{\pi \times 40\text{mm}} = 239\text{rpm}$$

(9) ドリル加工に必要なトルク

$$T_d(\text{Kg.■}) = 974 \times \text{所要動力}(\text{kw}) / \text{回転数}(\text{rpm}) \quad (7)$$

$$= 974 \times 4.75 / 239$$

$$= 19.36 \text{ Kg.■}$$

(10) モータ軸／主軸の回転比決定

ブリー，ギアのトータル回転比の決定。

高速側回転比：主軸最高回転数とモータ最高回転数の比で決まる

$$\frac{\text{モータ最高回転数}}{\text{主軸最高回転数}} \quad (8)$$
$$= \frac{6000(\text{rpm})}{6000(\text{rpm})} = 1.0$$

低速側回転比：主軸で必要となる最大トルクを機械効率で除算した値と、モータの30分定格最大トルクの比で決まる

$$\frac{\text{主軸最大トルク} / \eta}{\text{モータ30分定格最大トルク}} \quad (9)$$
$$= \frac{19.36(\text{Kg.m}) / 0.75}{4.86(\text{Kg.m})} = 5.31$$

主軸最大トルクは、荒旋削最大トルクとドリル加工最大トルクのいずれか大きい方をとる。ここではドリル加工最大トルクの方が大きいので、これをとる。

(11) 主軸平均外径

ねじり剛性の式

$$\theta / l = \frac{32T}{\pi (1-n^4)G \cdot D^4} \quad (10)$$

θ / l : 単位長さ当りねじれ角 (rad/mm)

T : ねじりモーメント (荒旋削最大トルクを適用する)

G : せん断弾性係数 (Kg/mm²)

D : 主軸の平均外径 (mm)

d : 主軸貫通穴径 (mm) $n : d/D$

この式において、主軸については

$$\theta / l \leq 1 / 40 \text{deg/mm} = \pi / (40 \times 180 \times 1000) \text{rad/mm} \quad (11)$$

となるように D を決定する。この条件を満たせば、主軸のねじり剛性は十分で、びびり振動などは起こさないと考えて良い。

荒旋削最大トルク $T = T_c = 8.25 \text{Kg.m} = 8250 \text{Kg.mm}$

鋼のせん断弾性係数 $G = 8200 \text{Kg/mm}^2$

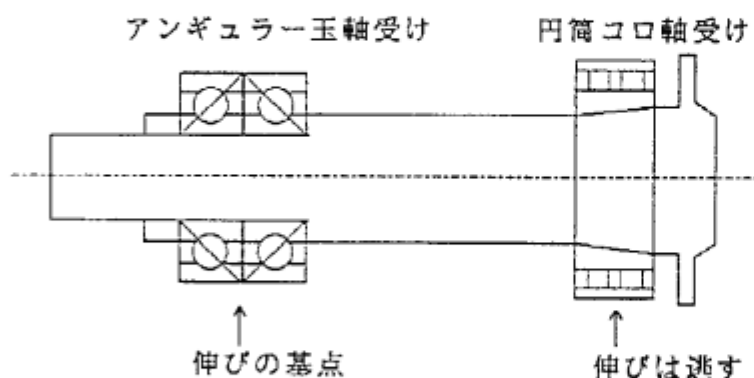
主軸内径 $d = 50 \text{mm}$

$$D^4 = \frac{32T \times 1000}{\pi \times \frac{\pi}{40 \times 180} \times G} + d^4 \quad (11-1)$$

$$= (73.85\text{mm})^4$$

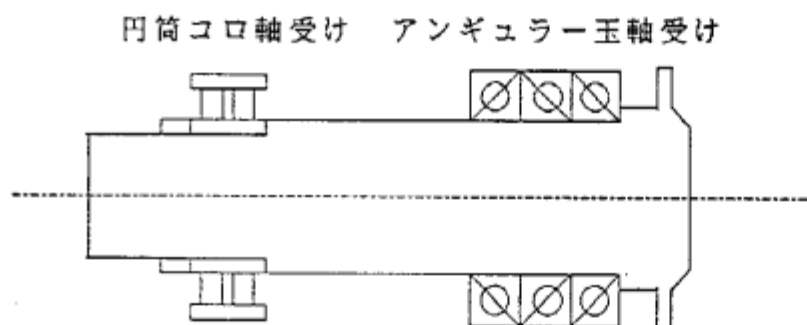
$$D = 73.85\text{mm}$$

→最も太いところで80mmとする



製作例は最も多い
高速回転向き
発熱(アンギュラー玉軸受けとワークで発生する)
のバランスが良い

図1 主軸のベアリングマウント例1



より高速回転に向く
スラスト力に強い

図2 主軸のベアリングマウント例2

主軸は組み付けの都合上、後ろ側(左)から前側(右)に向かって次第に太くなるように製作する。従って、普通は、前のベアリングは後ろのベアリングより内径が10mm大きいものを選択する。

(12) 主軸ベアリング

主軸のベアリングマウント方式には種々のものがあるが、ここでは図1, 図2の2種類から選択するものとする。

グリース潤滑で許容回転数6,000rpm以上のものは

前側-アンギュラー玉軸受(3個)

後側-複列円筒ころ軸受(内径65mm以下) (図2の組合せ)

しかない、よって次のベアリングを選択する。

前	75mm	7015C	許容回転数	6,000	基本定格荷重	4,900
後	65mm	NN3013K	"	6,000		7,850

(13) 軸受間距離

Schenkの動剛性計算モデルをもとにする

$$R = \frac{p}{\delta}$$

$$R = 530 \frac{D^4 - d^4}{l^3} \quad (\text{Kgf}/\mu\text{m}) \quad (12)$$

D: 主軸の平均外径 (cm)

p: 軸受け間中央部に置いて

d: 主軸貫通穴径 (cm)

軸に加わる荷重 (Kgf)

l: 軸受間距離 (cm)

δ: 軸の変形量 (μm)

この式において、 $R = 50 \sim 100 \text{Kgf}/\mu\text{m}$ を満たすように l を決定する
この条件から、 l の上限、下限値が決まるが、ここでは、10mm単位
で下限値 ($R = 100 \text{Kgf}/\mu\text{m}$ の場合) に最も近い値を採用することにする。

$$l = \left(\frac{53 \times (75^4 - 50^4)}{100} \right)^{1/3} = 237.9 \text{mm} \quad (12-1)$$

$l = 240 \text{mm}$ とする

(15) プーリー軸外径

ねじり剛性の式(11-1)をここでも使用するが、プーリー軸では主軸ほどねじり剛性を大きくとる必要はなく、

$$\theta / l \leq 0.3 \text{deg/mm} = (0.3 \times \pi) / (180 \times 1000) \text{rad/mm} \quad (13)$$

を満たせばよい。

貫通穴はないので、 $n = 0$ とする。

プーリー軸に加わるねじりモーメントはモータの定格トルクにプーリー比をかけた値を使用するが、プーリー比はまだ決定されていない。ここでは、仮にプーリー比 = 1 と置き、計算を進める。

$$D = \left(\frac{32T \times 1000}{\pi \times \frac{0.3}{180} \pi \times G} \right)^{1/4}$$

$$G = 8200 \text{ Kg/mm}^2$$

$$T = 3570 \text{ Kg.mm} \quad (13-1)$$

$$= 30.33 \text{mm}$$

最も太いところで 35mm とする

(16) ギア選定

最大ギアピッチ円径

ギアのピッチ円径の上限は、次式より決まる。

$$\text{最大ギア周速 (m/min)} \geq \frac{D(\text{mm})}{1000} \times \pi \times \text{最大回転数 (rpm)} \quad (14)$$

ギア周速は、歯の表面処理（焼き入れ、侵炭等）を行った上で、2000m/minを上限とする。表面処理コストを小さくするため、ギア周速の最大値は小さい方が望ましい。

主軸ギアについては

ギア周速上限 2,000m/min, 最大回転数 max6,000rpm の条件より

$$2000 \geq \frac{D}{1000} \times \pi \times 6000 \quad D \leq 106\text{mm} \quad (14-1)$$

最小ギアピッチ円径

同時にギアのピッチ円径は次式を満たす必要がある。

$$D \geq \text{軸径} + \text{キー高さ} + \text{肉厚} (2.5M \times 2) + \text{歯高} (M \times 2.5) \quad (15)$$

キーの高さは、表2に示すように、軸径によって標準値がある。主軸については、軸径75だからキー高さ15となる。よって

$$D \geq 75 + 15 + 7.5M = 90 + 7.5M \quad (15-1)$$

M:モジュール (D/Z)

但し D:ピッチ円直径

Z:ギア歯数

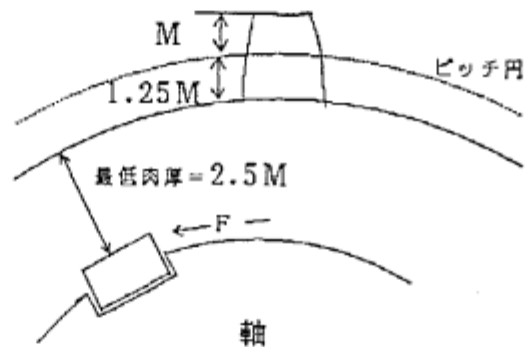


図3 軸径とピッチ円径の関係

表 2 軸径とキーサイズの関係(JIS B 1301)

キーの呼び寸法 b (幅) × h (高さ)		適応する軸径 (以上) d (未満)		キーの長さ l	
5	5	13	20	10	~ 56
7	7	20	30	14	~ 90
10	8	30	40	18	~ 112
12	8	40	50	22.4	~ 140
15	10	50	60	28	~ 160
18	12	60	70	35.5	~ 200
20	13	70	80	45	~ 224
24	16	80	95	56	~ 250
28	18	95	110	63	~ 315
32	20	110	125	80	~ 355
35	22	125	140	100	~ 400
38	24	140	160	112	~ 400

$$90 + 7m \leq 106 \quad \therefore m \leq 2.29 \quad \begin{matrix} (14-1), (15-1) \text{より} \\ (15-2) \end{matrix}$$

工作機械で使われる歯車モジュールは
 $m = 2, 2.5, 3, 4, 5, 8, 12$
 から選択するという制約がある

(16)

よってモジュール $m=2$ とする
 主軸側のギアのピッチ円径 D は(14-1)、(15-1)より
 $104 \leq D \leq 106$

(16-1)

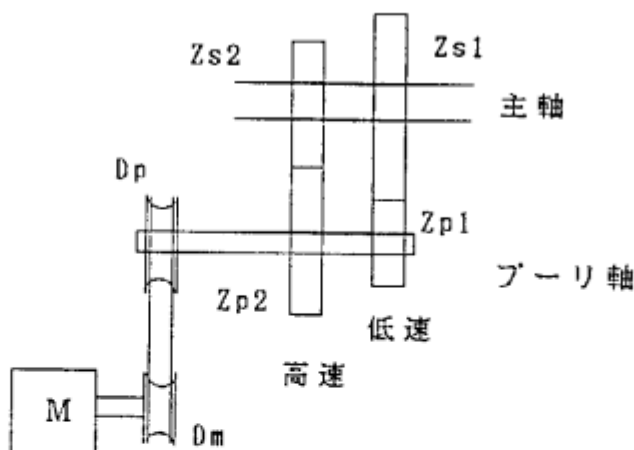
$$\begin{aligned} 52 &\leq Z_{s1} \leq 281 & -① \\ 52 &\leq Z_{s2} \leq 53 & -② \\ 29 &\leq Z_{p1} \leq 53.0y & -③ \\ 29 &\leq Z_{p2} \leq 53.0y & -④ \\ Z_{s1} + Z_{p1} &= Z_{s2} + Z_{p2} & -⑤ \\ Z_{s1} / Z_{p1} &\geq 5.31/y & -⑥ \\ Z_{s2} / Z_{p2} &\leq 1/y & -⑦ \\ \{2(Z_{s1} + Z_{p1}) &\geq 115 + 62 + 10 = 187\} & -⑧ \end{aligned}$$

①, ②のZの最小値(52)は主軸側ギヤの最小ピッチ円径をモジュールで割った値である。すなわち

$$104 \div 2 = 52$$

③, ④のZの最小値(29)は同様にブーリ軸側ギヤの最小ピッチ円径をモジュールで割った値である。すなわち

$$(35 + 8 + 7\text{mm}) \div 2 \\ = 57 \div 2 = 28.5$$



Zs1, Zp1, Zs2, Zp2: 歯車歯数
Dp, Dm: ブーリピッチ円径
y: ブーリ比(Dp/Dm)

図 5

①, ②, ③, ④のZの最大値は最大ギア周速=2000m/minの条件から求まる。

⑤は主軸, ブーリ軸間距離一定の条件から出る。

⑥は主軸低速運転時の主軸とモータの回転比の条件

⑦は主軸高速運転時の主軸とモータの回転比条件

⑧はベアリングのすきまを10mm以上とる条件。(115, 62はそれぞれ仮に選択したベアリング径で、後に変更される可能性がある)

以上の方程式を満たす解は多数存在するが、次に示すものをここでは採用し、以降の計算を進めることにする。

$$y = 2.0, \quad Z_{s2} = 53, \quad Z_{p2} = 106, \quad Z_{p1} = 43, \quad Z_{s1} = 116$$

ブーリ軸外径再計算

ブーリ比を2.0とおいたので、再計算する必要がある。

$$D = \left(\frac{32 \times 2 \times 3570 \times 1000}{\pi \times 0.3 / 180 \times \pi \times 8200} \right)^{1/4} = 36.07\text{mm} \quad (13-2)$$

→最も太いところで40mmとする。

なお、ギア選定に影響はない。

(17) 歯幅の計算

モジュール m の 5~15 倍の大きさにとるのが普通とされているが、歯元許容応力と歯面の面圧許容応力の条件を満たしていなければならない。

平歯車歯元応力計算式 (Niemann 氏の式) ⁴⁾

$$\sigma = q_v \cdot \frac{P_u}{b \cdot m} \quad (17)$$

$$q_v = \frac{m}{s} \left\{ \left(\frac{6h}{s} - \tan \mu \right)^2 + 6.25 \right\}^{1/2}$$

σ : 歯元応力 (比較応力) kg/mm^2

P_u : ピッチ円上の円周力 kg

b : 歯幅 mm

m : モジュール

歯元応力 σ は表 3 に示される歯元許容応力より小さくしなければならない。
なお q_v については図 B よりもとめる。

平歯車の歯面の強さの式 (Niemann 氏の式) ⁴⁾

$$K_e = \frac{P_u}{b \cdot d \cdot y_e} \quad (18)$$

K_e : 歯面の転がり接触応力 kg/mm^2

P_u : ピッチ円上の円周力 kg

b : 歯幅 mm

d : 小歯車のピッチ円直径 mm

y_e : 相対曲率半径に関する係数 (図 C 参照)

歯面の転がり接触応力 K_e は、表 3 に示される面圧許容応力より大きくなければならない。

表 3 平歯車歯元許容応力及び面圧許容応力

種 類	歯元許容応力 (kg/mm^2)			面圧許容応力 (kg/mm^2)
	単純荷重	疲労破壊	交番荷重	
S48C 生	20	12	7.5	0.25
S48C 高周波	35	21	13	3.8
SCM3H 焼入れ	33	20	12	3.0
SCM4H 焼入れ	35	21	13	3.0
SCM21H 浸炭	38	23	14	4.5
SNCM23H 浸炭	43	26	18	4.5

常用切削時は、歯元許容応力の疲労破壊を適用する。

安全を見て最大モータ出力の2倍の力がかかった場合で計算すると、
 $m = 2.0$ 、 $Z = 116$ なので

$$T_{\max} = \frac{974 \times 7.5}{1,500} = 4.87 \text{ kgm (モータトルク)}$$

$$P_u = \frac{2 T_{\max} \times 1000}{Z_{pl} \times m / 2}$$

$$= 2 \times 4.87 \text{ kgm} \times 1000 \div (43 \times 2.0 / 2)$$

$$= 226.5 \text{ kg}$$

$$q_v = 1.59 \quad (\text{図 B より})$$

(17)式より

$$b = (1.59 \times 226.5) / (2.0 \times \sigma)$$

歯元許容応力として $\sigma = 20 \text{ kg/mm}^2$ を選択した場合で

$$b = 9 \text{ mm}$$

減速比は $116/43 = 2.70$ なので図 C より、 $y_e = 0.23$

(18)式より

$$b = 226.5 / (43 \times 2 \times 0.23 \times K_e)$$

$K_e = 3.0 \text{ kg/mm}^2$ を選択した場合で、

$$b = 3.8 \text{ mm}$$

以上の計算により、焼き入れ処理をする前提で $b = 15 \text{ mm}$ もとれば、強度は十分であることがわかる。

(18) 主軸荷重計算

	加工 時間比	平均回転数 (RPM)	平均ラジアル力 (kg)	平均スラスト力 (kg)	平均歯車 ラジアル力 (kg)
荒旋削	0.25	193	459	0	328
ドリル	0.1	406	0	803	65
仕上旋削	0.2	386	23	0	10
停止	0.45	0	0	0	0

この表は、工作機械の各加工ごとの時間比，平均回転数，平均ラジアル力などを計算したもので、次にベアリングの寿命計算に用いるデータとなるものである。計算手順は以下に示す通り。

加工時間比 本来工作機械の使用状況に関する統計データより求められるべきものである。ここでは設計データとして与えられた数値をそのまま使う。

荒切削回転数 最大ワーク径と切削速度100m/minの条件から計算する。

$$\boxed{\text{平均切削速度(m/min)} \div \frac{\pi \times \text{最大ワーク径(mm)}}{1000}} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} &= 100 \div \frac{\pi \times 165}{1000} \\ &= 193(\text{rpm}) \end{aligned}$$

ドリル平均回転数 最大ドリル径及び常用ドリル径とドリル周速30m/minの条件から計算する。

ドリル回転数は次式で求める

$$\boxed{\text{ドリル周速(m/min)} \div \frac{\pi \times \text{ドリル径(mm)}}{1000}} \quad (20)$$

常用ドリル径では $30 \div \frac{\pi \times 20}{1000} = 477\text{rpm}$

最大ドリル径では $30 \div \frac{\pi \times 40}{1000} = 239\text{rpm}$

常用7、最大3の割合と仮定すると、平均ドリル回転数は

$$\frac{477 \times 7 + 239 \times 3}{10} = 406\text{RPM}$$

仕上旋削回転数

$$\boxed{\text{荒旋削回転数} \times 2} \quad (21)$$

$$= 193\text{rpm} \times 2 = 386\text{rpm}$$

荒旋削切削力

$$\boxed{6120 \times \text{モータ最大出力} / \text{切削速度}} \quad (22)$$

$$= 6120 \times 7.5\text{KW} / 100\text{m/s} = 459\text{Kg}$$

仕上旋削切削力

$$\boxed{\text{荒旋削切削力} \div 20} \quad (23)$$

$$= 459\text{Kg} \div 20 = 23\text{Kg}$$

平均ドリルスラスト力

$$T = 80 \cdot F \cdot D \cdot K \times 0.6$$

(24)

F: ドリル1回転当りの送り(mm/rev)

D: ドリルの直径(mm)

K: ワーク材質による係数 スチールで K=2.2

0.6: 式の補正係数

Dに常用ドリル径(20mm), Fに送り(0.2mm/rev)を代入すると
 $0.6 \times 80 \times 0.2 \times 20 \times 2.2 = 423 \text{ Kg}$

Dに最大ドリル径(40mm), Fに送り(0.4mm/rev)を代入すると
 $0.6 \times 80 \times 0.4 \times 40 \times 2.2 = 1690 \text{ Kg}$

常用7最大3の割合と仮定

平均ドリルスラスト力

$$\frac{423 \times 7 + 1690 \times 3}{10} = 803 \text{ kg}$$

ドリル動力

$$N = 0.6 \times 0.75 \times 10^{-2} \cdot F \cdot V \cdot D \cdot K$$

(25)

N: ドリル所用動力(KW)

V: 切削速度(m/min)

F, D, K: (17-5)式と同じ

$$0.6 \times 0.75 \times 10^{-2} \times 0.2 \times 30 \times 20 \times 2.2 = 1.19 \text{ KW} \quad (\text{常用})$$

$$0.6 \times 0.75 \times 10^{-2} \times 0.4 \times 30 \times 40 \times 2.2 = 4.75 \text{ KW} \quad (\text{最大})$$

ドリルトルク

$$\begin{aligned} & 974 \times \text{ドリル動力(Kw)} / \text{回転数(rpm)} \\ & = 974 \times \text{ドリル動力} \div \frac{\text{ドリル周速(m/min)}}{\text{ドリル周長さ(m)}} \end{aligned}$$

(26)

$$= 974 \times 1.19 \times \frac{0.02 \pi}{30} = 2.43 \text{ Kg.m} \quad (\text{常用})$$

$$= 974 \times 4.75 \times \frac{0.04 \pi}{30} = 19.38 \text{ Kg.m} \quad (\text{最大})$$

ドリル歯車

ドリル加工時に主軸が歯車から受けるラジアル力を計算する。歯車半径は低速運転用のものを使う。

$$\begin{aligned} & \boxed{\text{ドリルトルク} / \text{歯車半径 (m)}} & (27) \\ & = 2.43\text{Kg} / (0.232/2) = 21\text{Kg} & (\text{常用}) \\ & = 19.38\text{Kg} / (0.232/2) = 167\text{Kg} & (\text{最大}) \end{aligned}$$

平均

$$\frac{21\text{kg} \times 7 + 167\text{kg} \times 3}{10} = 65\text{kg}$$

荒旋削歯車

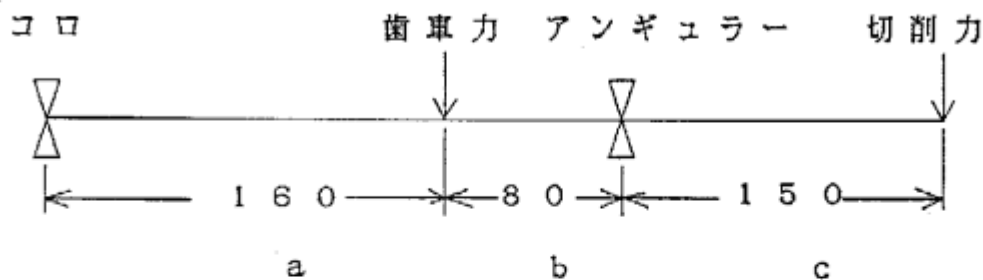
荒旋削加工時に主軸が歯車から受けるラジアル力を計算する。歯車径は低速運転用のものを使う。

$$\begin{aligned} & \boxed{\text{荒旋削切削力} \times \frac{\text{ワーク最大直径}}{\text{歯車直径}}} & (28) \\ & = 459\text{Kg} \times \frac{165}{232} = 326\text{Kg} \end{aligned}$$

仕上旋削歯車

仕上旋削加工時に主軸が歯車から受けるラジアル力を計算する。歯車径は高速運転用のものを使う。

$$\begin{aligned} & \boxed{\text{仕上切削力} \times \frac{\text{ワーク最大直径}}{\text{歯車直径}}} & (29) \\ & = 23\text{Kg} \times \frac{165}{106} = 36\text{Kg} \end{aligned}$$



- b: 歯車と前側(右)のベアリングとの距離。過去の設計例より80mmとおく。(設計図を描いたのちでないと、正確な値は決まらない)
- c: 切削力の加わる位置と前側(右)のベアリングとの距離。切削状態により変動するが、平均値として150mmとおく。

図6 主軸に加わる荷重の位置

荷重配分

		アングュラ玉軸受	円筒コロ軸受
荒旋削切削力	459	746	287
荒旋削歯車力	326	216	110
仕上旋削切削力	23	37	14
仕上旋削歯車力	36	25	11
ドリル歯車力	65	43	22

コ軸受けにかかる切削力 = 切削力 $\times (c / (a + b))$

7ンキ17-玉軸受けにかかる切削力 = 切削力 $\times (1 + (c / (a + b)))$

コ軸受けにかかる歯車力 = 歯車力 $\times (b / (a + b))$

7ンキ17-玉軸受けにかかる歯車力 = 歯車力 $\times (a / (a + b))$

(19) ベアリング寿命計算

N S K 転がり軸受総合カタログ²⁾に従って、計算する。

平均回転数公式

$$N_m = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3 + \dots + N_n t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n} \quad (30)$$

$$= 193 \times 0.25 + 406 \times 0.1 + 386 \times 0.2 = 166$$

N_m : 平均回転数 (rpm)

$t_1 \sim t_n$: 加工時間配分割合

$$t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n = 1$$

平均荷重公式

$$F_m = [(F_1^p N_1 t_1 + F_2^p N_2 t_2 + F_3^p N_3 t_3 + \dots + F_n^p N_n t_n) / N_m]^{1/p}$$

F_m : 平均荷重 (Kg)

(31)

ただし $p=3$ (玉軸受), $p=10/3$ (ころ軸受)

アングュラ玉軸受平均ラジアル荷重

$$[(746 + 216)^3 \times 193 \times 0.25 + (37 + 25)^3 \times 386 \times 0.2 + 43^3 \times 406 \times 0.1] / 166^{1/3} = 637 \text{ Kg} \quad (31-1)$$

アンギュラ玉軸受平均スラスト荷重

$$[803^3 \times 406 \times 0.1 / 166]^{1/3} = 502 \text{ Kg} \quad (31-2)$$

円筒コロ軸受平均ラジアル荷重

$$[(287 + 110)^{10/3} \times 193 \times 0.25 + (14 + 11)^{10/3} \times 386 \times 0.2 + 22^{10/3} \times 406 \times 0.1] / 166]^{3/10} = 274 \quad (33-3)$$

7015C (φ75アンギュラ) 寿命計算

$$\frac{C_o}{i F_a} = \frac{7800}{2 \times 502} = 7.77 \rightarrow e = 0.47 \quad (\text{この式についてはカタログを参照})$$

動等価ラジアル荷重

$$P = X V F + Y F_a$$

(32)

P: 動等価ラジアル荷重 (Kg)

Fr: ラジアル荷重 (Kg)

Fa: スラスト荷重 (Kg)

X: ラジアル係数

Y: スラスト係数

V: 回転係数 内輪回転1.0
外輪回転1.2

$$F_a / F_r = 502 / 637 = 0.79 > 0.44 \rightarrow X = 0.72, Y = 2.08$$

$$P = X F_r + Y F_a = 0.72 \times 637 + 2.08 \times 502 = 1503$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \times \frac{10^6}{60 N}$$

(33)

C: 基本動定格荷重 (Kg)

P: 等価荷重 (Kg)

Lh: 定格寿命時間 (hour)

N: 回転数 (rpm)

p: 3(玉軸受け)、10/3(コロ軸受け)

DB (2列) の場合 (C=7950) で計算すると

$$L_h = \left(\frac{7950}{1503} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 166} = 1.5 \times 10^4 \text{ hour} \quad (33-1)$$

3列の場合 (C=11800) で計算すると $L_h = 4.9 \times 10^4 \text{ hour}$

NN3013K (φ65円筒コロ) 寿命

$$L_h = \left(\frac{7850}{274} \right)^{10/3} \times \frac{10^6}{60 \times 166} = 7.2 \times 10^6 \text{ hour} \quad (33-2)$$

(20) ベルト設計

バンドーパワーエース設計マニュアル³⁾に従って行う。

設計動力

$$P_d = P_t \times (K_o + K_i + K_c)$$

(34)

$$= 5.5 \text{KW} \times (1.2 + 0.0 + 0.2)$$

$$= 7.7 \text{KW}$$

P_d : 設計動力(KW)

P_t : 伝動動力(KW)

K_o : 過負荷係数

K_i : アイドラ使用による付加補正係数

K_c : 環境補正係数

ベルト型選択

マニュアル9頁、図1より、

設計動力7.7KW、プーリ回転数max6000rpmの条件から、3V型選択

プーリ、ベルト選択

最大プーリピッチ円径

ベルト速度の上限=40m/sの条件より、次式を満たす必要がある。

$$D \leq \frac{40,000}{\pi} \times \frac{60}{N_{\max}}$$

(35)

D : プーリピッチ円径(mm)

$N_{\max}$: プーリ最大回転数(rpm)

最小プーリピッチ円径

強度を持たすため、次式を満たす必要がある。

$$D \geq 40.0 + D_m$$

(36)

D_m : プーリを取り付ける軸の径(mm)

モータ軸のプーリについては、 $N_{\max}=6,000\text{rpm}$, $D_m=32\text{mm}$ なので

$$62.0 \leq D \leq 127.3$$

を満たさねばならない。

プーリ比 1:2, 軸間距離 500mm程度の条件から、

プーリ 90mm:180mm

ベルト 3V560

軸間 497mm

補正係数 $K_f=1.0$

伝動動力容量

$$P_{rs} = d_o \cdot n [C_1 - C_2/d_o - C_3(d_o \cdot n)^2 - C_4 \cdot \log(d_o \cdot n)] + C_2 n (1 - 1/C_5)$$

P_{rs} : 伝動動力容量 (KW) (37)

d_o : 小プーリピッチ径(mm)

n : 小プーリ回転数 (rpm)

ベルト形	C_1	C_2	C_3	C_4
3 V	6.2624×10^{-5}	1.5331×10^{-3}	9.8814×10^{-18}	5.9904×10^{-5}
5 V	1.8045×10^{-4}	8.6789×10^{-3}	3.0208×10^{-17}	1.5705×10^{-5}
回転比	1.00~1.01	1.02~1.05	1.06~1.11	1.12~1.18
C_5	1.0000	1.0098	1.0266	1.0473
回転比	1.27~1.38	1.39~1.57	1.58~1.94	1.95~3.38
C_5	1.0805	1.0956	1.1089	1.1198

$$P_{rs} = 90 \times 6000 [6.2624 \times 10^{-5} - 1.5331 \times 10^{-3}/90 - 9.8814 \times 10^{-18} \times (90 \times 6000)^2 - 5.9904 \times 10^{-5} \log(90 \times 6000)] + 1.5331 \times 10^{-3} \times 6000(1 - 1/1.1198) = 6.74 \text{KW} \quad (37-1)$$

ベルト本数の計算

次式によりベルト本数を計算する。但し、小数点以下は切り上げて整数にする。

$$N = \frac{P_d}{P_{rs} \times K_r} \quad (38)$$

N : ベルト本数 (本)

P_d : 設計動力 (KW)

P_{rs} : 伝動動力容量 (KW/本)

K_r : 補正係数

$$N = 7.7 \text{KW} / (6.74 \text{KW} \times 1.0) = 1.14$$

ベルト本数 = 2本とする。

(20) ベルト動軸荷重

$$F_d = \frac{2.5 - K\phi}{K\phi} \times \frac{102Pd}{V} \times \sin \frac{\phi}{2} \quad (39)$$

F_d : 動軸荷重 (kgf)

P_d : 設計動力 (kW)

V : ベルト速度 (m/s)

ϕ : 小プーリでの接触角度 (度)

$K\phi$: 小プーリ接触角度補正係数 (マニュアル58頁、図3参照)

$$\phi = 180 - \frac{57(D_o - d_o)}{C} \quad (40)$$

D_o : 大プーリ径 (mm)

d_o : 小プーリ径 (mm)

C : 軸間距離 (mm)

$$= 180 - \frac{57(180 - 90)}{497} = 169.7$$

$$K\phi = 0.98$$

$$\begin{aligned} \text{荒旋削時ベルト速度 } V &= \frac{d_o \times n}{19180} \\ &= \frac{d_o}{19180} \times N_s \times \frac{Z_s}{Z_o} \end{aligned} \quad (41)$$

V : ベルト速度 (m/s)

N_s : 主軸回転数 (rpm)

d_o : プーリピッチ径¹⁾ (mm)

Z_s : 主軸歯車数

n : プーリ回転数 (rpm)

Z_o : プーリ軸歯車歯数

$$= \frac{180}{19180} \times 386 \times \frac{116}{43}$$

$$= 9.8 \text{ (m/s)}$$

$$\text{荒旋削時動軸荷重 } F_a = \frac{2.5 - 0.98}{0.98} \times \frac{102 \times 7.7}{9.8} \times \sin 85^\circ = 124 \text{ Kg}$$

$$\text{仕上旋削時同軸荷重 } 124 \text{ Kg} \div 20 = 6.2 \text{ Kg}$$

$$\begin{aligned} \text{ドリル加工時ベルト設計動力 } &0.75 \times 10^{-2} \times 0.2 \times 30 \times 20 \times 2.2 \times 0.6 \times 1.4 \\ &= 1.86 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{ドリル加工時ベルト速度 } \frac{477}{60} \times \frac{116}{43} \times 0.18\pi = 12.1 \text{ m/s}$$

$$\text{ドリル加工時動軸荷重} = \frac{25 - 0.98}{0.98} \times \frac{102 \times 1.66}{12.1} \times \sin 85^\circ = 22.6 \text{Kg}$$

(22) プーリー軸ベアリング寿命計算

	時間比	回転数 (rpm)	歯車から加わる 平均ラジアル力(Kg)	プーリーから加わる 平均ラジアル力(Kg)
荒旋削	0.25	1042	80	124
ドリル	0.1	1287	21	23
仕上旋削	0.2	386	10	7

プーリー軸平均回転数

$$\text{主軸平均回転数} \times \frac{\text{主軸側歯車歯数}}{\text{プーリー軸側歯車歯数}} \quad (42)$$

$$\text{荒旋削時プーリー軸平均回転数} \quad 386 \times 116/43 = 1042$$

$$\text{ドリル加工時プーリー軸平均回転数} \quad 477 \times 116/43 = 1287$$

$$\text{仕上旋削時プーリー軸平均回転数} \quad 772 \times 53/106 = 386$$

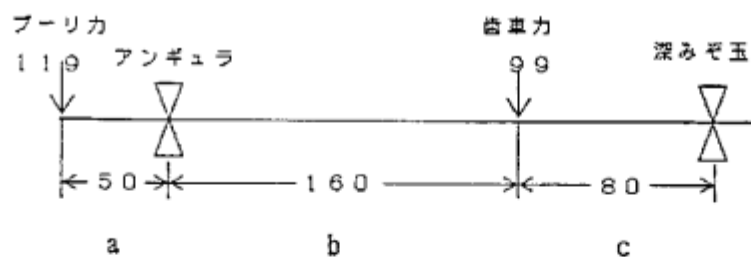
$$\text{平均回転数} \quad 1042 \times 0.25 + 1287 \times 0.1 + 386 \times 0.2 = 467$$

歯車平均ラジアル力

$$\{(80^3 \times 1042 \times 0.25 + 21^3 \times 1287 \times 0.1 + 10^3 \times 386 \times 0.2)/467\}^{1/3} = 66$$

プーリー平均ラジアル力

$$\{(124^3 \times 1042 \times 0.25 + 23^3 \times 1287 \times 0.1 + 7^3 \times 386 \times 0.2)/467\}^{1/3} = 107$$



a: プーリーと後ろ側(左)ベアリングの距離。過去の設計例より
50mmとおく。(可能な限り短くとるのが良い)

図7 プーリー軸荷重位置

深溝玉軸受けに加わる力

$$= \text{プーリー力} \times (a / (b + c)) + \text{歯車力} \times (b / (b + c))$$

$$= 115 \times \frac{50}{240} + 66 \times \frac{160}{240} = 68$$

$$\begin{aligned}
 & \text{アングュラー玉軸受けに加わる力} \\
 & = \text{ブーリ力} \times (1 + a / (b + c)) + \text{歯車力} \times (c / (b + c)) \\
 & = 115 \times (1 + \frac{50}{240}) + 66 \times \frac{80}{240} = 161
 \end{aligned}$$

アングュラー玉軸受寿命 7008CDB (d = 40, D = 68)

$$L_h = \left(\frac{3400}{161} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 467} = 3.36 \times 10^5 \quad \text{ok}$$

深みぞ玉軸受寿命

$$16008(d=40, D=68)L_h = \left(\frac{1290}{68} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 467} = 2.4 \times 10^5 \quad \text{ok}$$

$$6008(d=40, D=68)L_h = \left(\frac{1710}{68} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 467} = 5.7 \times 10^5 \quad \text{ok}$$

4. おわりに

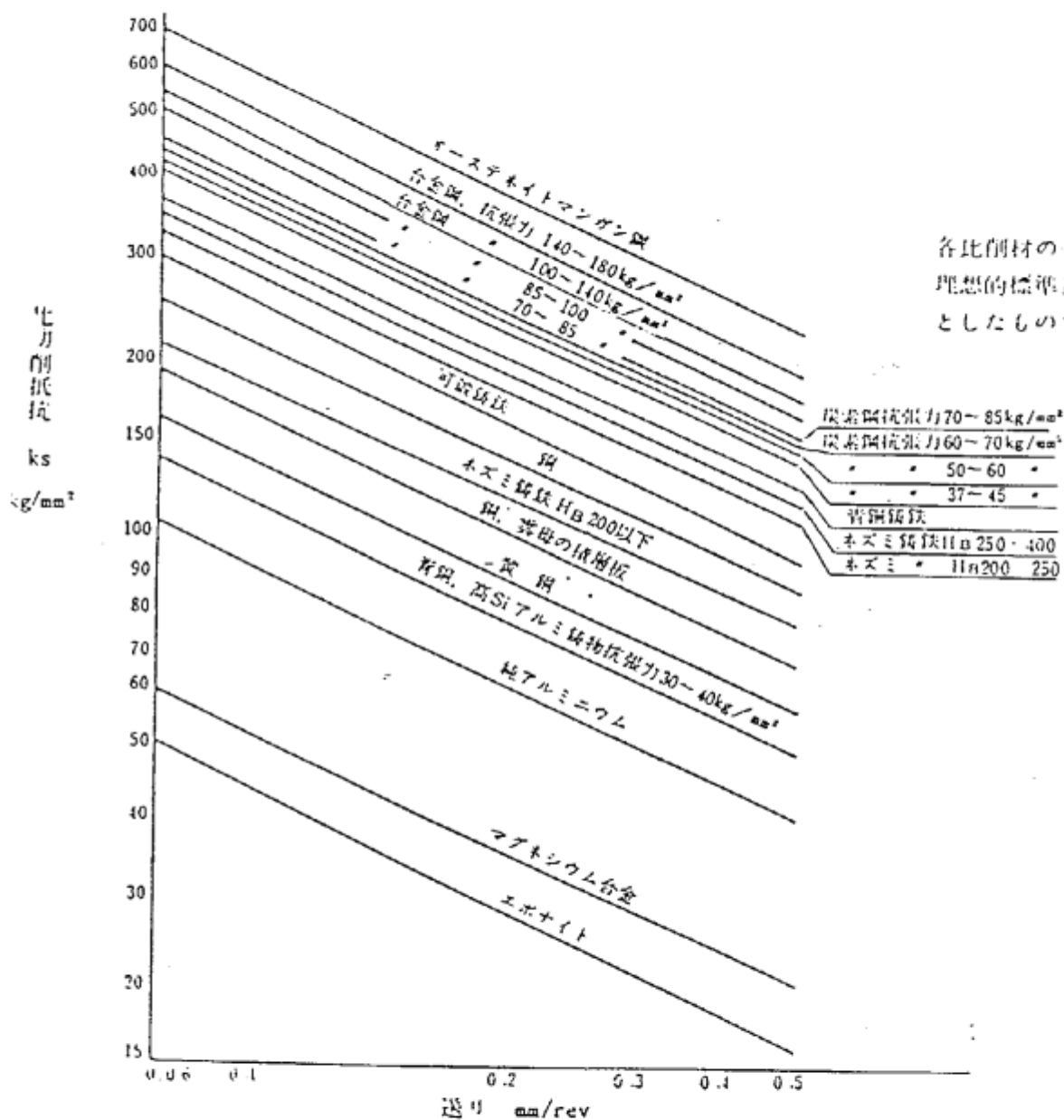
我々は実際に日立精機（株）にて実際の設計専門家2名から例題を与えられて、その自分達で解きながら、その都度不明な点をインタビューすることにより、設計作業を分析および整理していった。最初に設計のアウトラインを教えられて、その知識を基にして例題の設計を行い、仕様が厳しく与えられたりしてうまくできなかった場合には、設計手法を見直しながら進めた。この演習を通して、設計制約式、設計フローを明確にし、各パラメータの依存関係を図式化した。本報告書はこの設計演習の最終結果をまとめたものである。実際の設計ではこのような最終結果のみならず、それを導いた過程も非常に重要であり、我々が実際にこの演習を通して行った作業の自動化についてAI技術が適用できるのではないかと考えられる。この点は今後の設計自動化の大きな課題の一つである。

謝辞

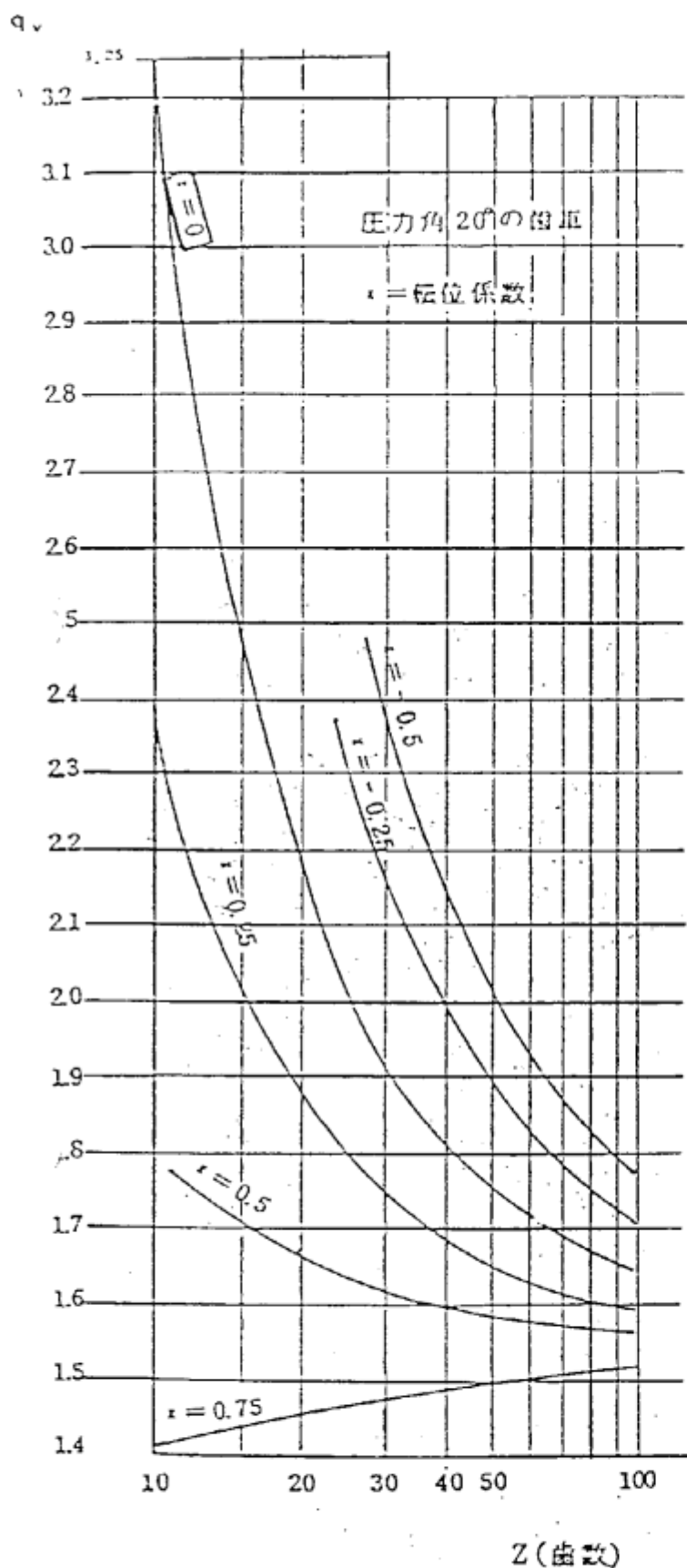
本研究を進めるにあたり、実際に設計演習の指導をしていただいた日立精機（株）開発本部技術開発部の高下二郎部長ならびに大塚健三システム設計課長に深く感謝します。

参考文献

- 1). 三菱金属工業（株） テクニカルマニュアル(1976)
- 2). 日本精工（株） 転がり軸受総合カタログ Pr. No. 130a (1986)
- 3). バンドー化学（株）
バンドーパワーエース設計マニュアル T-PA-002012 (1986)
- 4). 仙波正荘「歯車」第3巻 日刊工業新聞社



図A 各種材料の比切削抵抗と送りの関係



q_v のグラフは
次の仮定による。

- 1) 歯の最弱断面は基準ラックの歯先線上にある。
- 2) 基準ラックの歯形中心線と歯の中心線の交点に荷重が加わり、この点を通る円上の歯厚が $1.5m$ (モジュール) に等しい。

また、転位係数が 0 のとき角 ρ は圧力角 20° に等しい。

(日立精機提供資料)

図 B

$$K_e = \frac{P_u}{b \cdot d \cdot y_e}$$

K_e : 歯面の転がり接触応力 kg/mm^2

P_u : ピッチ円上の円周力 kg

b : 歯 巾 mm

d : 小歯車のピッチ円直径 mm

y_e : 相対曲率半径に関する係数
(下のグラフに示す)

(日立精機提供資料)

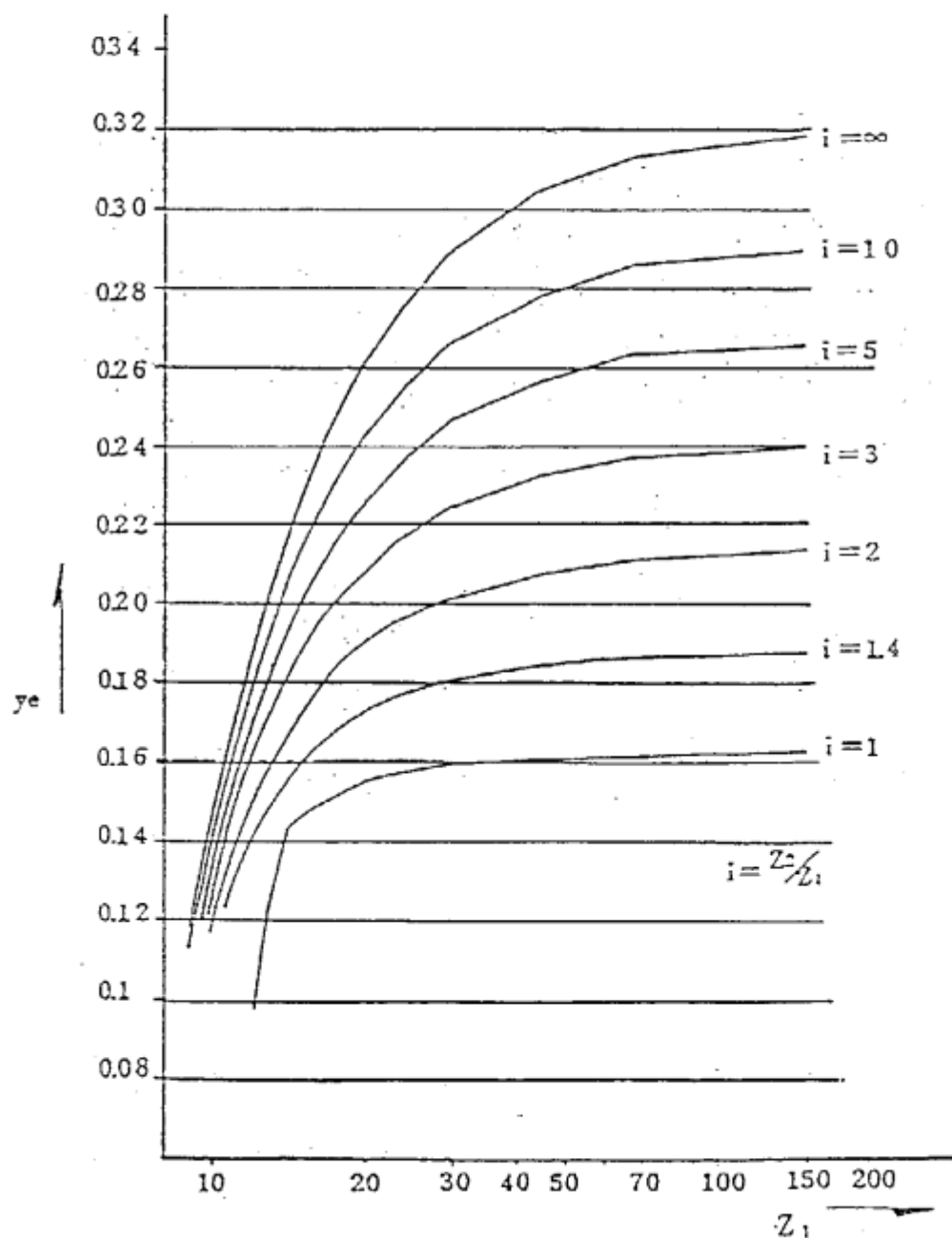


図 C