

「機械設計・製図の実際」

(初版第2刷の訂正) 2013.02.15

【単位表記の変更】

p.5 下 L2 p.10 L5 p.10 下 L10 「Nmm」⇒「N・mm」

p.86 L7, 下 L7(2箇所), 下 L5 p.87 L4(2箇所), L7(4箇所) p.88 下 L5(2箇所)

p.114 下 L6 p.115 L4 p.116 L1, L5(2箇所), L6, L8(2箇所), L11(2箇所), L12

p.117 L1, L2

p.117 下 L14(2箇所), 下 L9(2箇所), 下 L3(2箇所)

p.160 モータ仕様のプルイントルクの図の縦軸の単位

p.161 ギヤードモータ許容トルクの単位

「Nm」⇒「N・m」

【その他】

p. vi 「まえがき」L1 と L2 の間に次の文章を挿入

なお、本書は、次のことがらに留意して進めて欲しい。

- (1) 歯車関連の寸法は μm (0.001mm) オーダまで表す。
- (2) 強度計算では、強度が保証されることが重要で、厳密な値は要求されない。したがって、有効数字 2 ～ 3 桁程度で結果が得られればよいとし、最小桁の数値の違いなどは問題にしない。
- (3) 本書の機械・器具では、高い精度を必要としないので、原則として機能部分(軸受が取り付けられる軸や穴など)寸法公差は IT8 とする。
- (4) 表面性状は、機能面で $Ra=1.6\mu\text{m}$ 、それ以外では $Ra=3.2\mu\text{m}$ とする^[1]。
実物が展示されれば……

目次 p. ix 付録 6 六角穴付きボルト用深座ざぐり ……………146

付録 11 玉軸受・転がり軸受用ローックナット・座金 ……………150

p.1 扉L7 [L7 以下を削除し次の文章にする] ~~この課題では、……コンパクトにすることを推奨する。~~

一般の減速歯車装置では、かみあう歯車の同じ歯同士のかみあい回数を少なくして歯面の当たりや摩耗が偏らないようにする。そのために、減速比を整数にしない。例えば、呼びの減速比 25 (2 段減速) の正確な減速比は、24.99 や 25.13 などである。ただし、本課題では、与えられた減速比で設計する。

p.2 図 1.3 の L2 : 「 α : 圧力角 (標準 20°)」 → 「 α : 基準圧力角 (標準 20°)」

p.4 NOTE 1.3 の図の上 : モジュールの原寸(基準圧力角は 20°)

p.4 NOTE 1.4 の L2 : 平歯車の法線方向バックラッシ(遊び) j_n は、...

p.4 NOTE 1.4 の L5 : ...めやすにする^[4 7]。はすば...

p.5 L7 転速度を n_l [min^{-1} または rpm] とおけば、...

p.5 NOTE 1.5 L4 ...歯厚 W は、歯車の歯数を z 、またぎ歯数を z_m とし、法線方向バックラッシ j_n をかみ合う歯に半分ずつ振り分けると、

$$W = m_n \cdot \cos \alpha_n \{ \pi (z_m - 0.5) + z \cdot \text{inv} \alpha_n \} - j_n / 2, \quad \text{inv} \alpha_n = \tan \alpha_n - \alpha_n$$

z_v	z_m
18~26	3

歯厚マイクロメータで測定できる歯幅 b は $b > W \sin \beta$ である。またぎ歯数 z_m は、式 (1.7) の...

p.8 L4 式 (1.8) の 「 Z_{HH} 」 → 「 Z_H 」

p.9 表 1.4 の 2箇所 「 Z_{HH} 」 → Z_H 領域係数 : $Z_H = \dots$

p.9 NOTE 1.6 下 L3 「 2_{tI} 」 ⇔ 「 2_{tI} 」

p.12 下 L4 ラジアル荷重 P_r [N] に換算し、それがラジアル方向に作用する...

p.12 下 L2 ...表 1.8 から荷重係数 X, Y を求め、...

p.14 L12 「 D_a, d_a 」 ⇔ 「 d_a, D_a 」

p.14 下 L9 [1.3.6 と 1.3.7 を全面削除し次の文章にする]

1.3.6 歯車箱とオイルゲージ

歯車箱は、一品生産であるとして、鋼板ボルト締め構造とする。潤滑は、はねかけ方式とし、注入・排出口やオイルゲージを設ける。油面が大歯車の歯先円の最下点より歯たけ $h = 2.25m_n$ の 2 倍(推奨値は 1~3 倍)以上高くなるように、オイルゲージの下限ラインを設定する^[47]。大歯車の軸の高さ H 、歯先円直径 d_{a2} 、付録 16 の上下限ラインの間隔 F から、オイルゲージ中心の高さ H_g は、

$$H_g = (H - d_{a2}/2) + 2h + F/2 = (H - d_{a2}/2) + 4.5m_n + F/2 \quad (1.22)$$

なお、歯車箱は、油漏れしないように接触面にシール剤を塗布する。

p.15 要求仕様 (5) 歯車 : 基準圧力角 α_n ... 歯形基準平面 : 歯直角方式, 歯形 : 並歯, ...

p.15 下 L5 (a) 材料 : S45C とする。付録 1 から $G = 82 \text{ GPa}$, $\sigma_B = 570 \text{ MPa}$ 。許容せん断応力 τ_a は、NOTE 1.6 (3) の関係から $\tau_a \approx \sigma_B / 10 = 57 \text{ MPa}$ 。

(c) ...として、式 (1.10), (1.13), (1.14), (1.15) から求めた...

p.15 表 1.9

	駆動軸	被動軸
トルク T : 式 (1.3)	5.043 N·m	7.565 N·m
ねじり剛性による直径	18.0 mm	19.9 mm
せん断強さによる直径	8.4 mm	9.6 mm
...	...	...

p.16 L2 (a)材料と歯の強さ：S43C(構造用炭素鋼焼きならし，160HBW)とし，強度計算は・・・

・・・
 step3 ・・・大きいほうの値をとって， $b \geq 11.77 \text{ mm}$ とする。
 step4 **K, t の検定**：歯幅は余裕をもたせて $b=15 \text{ mm}$ とする。式(1.16)は $K=10$ となって表 1.7 を満たす。また，式(1.18)は $t_s=17.1 \text{ mm} \geq 2.2m_n (=3.3 \text{ mm})$ となって，必要条件を満たす。もし，step4 で不都合があれば，step1 に戻って m_n や z_1 を変更する。
~~step5 設計解：歯幅に余裕をもたせて $b=15 \text{ mm}$ とする。~~

p.16 下 L7 「 F_A 」 ⇨ 「 K_A 」

p.16 表 1.10 歯の曲げ強さによる歯幅

step1	$\beta = 19.3^\circ$, $\alpha_n = 20^\circ$, $m_n = 1.5 \text{ mm}$, $z_1 = 40$, 表 1.1 から $d_1 = 63.577 \text{ mm}$, $\alpha_t = 21.09^\circ$, 式(1.7)から $z_v = 47.6$
step2	$S_F = 1.5$, 表 1.3 から $\sigma_{Flim} = 173 \text{ MPa}$, 式(1.2)から $F_t = 154.3 \text{ N}$, 図 1.7 から $Y_F \div 2.35$
step3	$Y_\epsilon = 1$, $K_A = 1.1$, $K_V = 1.2$, $K_\beta = 1$, $K_S = 1$ として $b \geq 2.77 \text{ mm}$
step4	式(1.16)から $K=1.9$ ・・・

p.17 L2 (c) **またぎ歯厚** : $\text{inv} \alpha = 0.01758$, $z_{v1} = 47.6$, $z_{v2} = 71.4$ であるので $z_{m1} = 6$, $z_{m2} = 8$ として，NOTE1.5 により計算した結果を表 1.12 に示す。 ~~$z_m = 8$, $W = 834.648 \text{ mm}$~~

p.17 L3 (d) 歯車のハブ長さ : 式(1.7)で $l_h = 1.4d'_{o1}$ とする。・・・

p.17 表 1.11 歯面強さによる歯幅

step2	・・・
step3	表 1.1 から $\beta_b = 18.10^\circ$, 表 1.4 から $Z_H = 2.380$, 表 1.5 から ・・・
step4	式(1.16)から $K=$

p.17 表 1.12 下 L2 ~~回転~~歯車軸の高さ

p.18 L9 (3) ~~回転~~歯車軸とオイルゲージ中心の高さ H_g [(3)の説明文を削除し次の文章にする]

大歯車歯先円とベースのすき間を約 10mm，ベースの厚さを 10mm とすれば，歯車軸の高さ $H = d_{a2}/2 + 10 + 10 \div 69.2 \text{ mm}$ 。付録 4 から $H = 71 \text{ mm}$ (接続機器に合わせることもある)。付録 16 の KD-0A を用いると $F = 5 \text{ mm}$ 。式(1.22)から， $H_g = (H - d_{a2}/2) + 4.5m_n + F/2 \div 31 \text{ mm}$ 。

p.18 表 1. 1 3 軸受 6904DDU の寿命と静定格荷重の検討

作用平面上の力 F_{Nt} : 式(1.4)	0.1654 kN
軸受のラジアル荷重 F_r : ($=F_{Nt}/2$)	0.0827 kN
β_b : 表1.1	18.f
アキシアル荷重 F_a : 式(1.5)	0.0541 kN
基本静定格荷重 C_{0r} : 付録11	3.70 kN
$f_0 F_a / C_{0r}$, e : 表1.8, F_a / F_r	$f_0=14.7$, $f_0 F_a / C_{0r}=0.215$, $e=0.197$, $F_a / F_r=0.654$
X , Y : 表1.8	$F_a / F_r > e$ の欄から, $X=0.56$, $Y=2.22$
...	...
静等価荷重 P_{0r} : 式(1.21)	$P_{0r}=0.079 \text{ kN} < F_r$ であるので, $P_{0r}=F_r=0.0827 \text{ kN} < C_{0r}$.

p.19 L2 潤滑油の排出~~孔~~口と注入~~孔~~口には, ...

p.32 L4 以上の手順をまとめると次のようになる。 削除

かさ歯車による差動歯車機構の“のり付け法”の手順

step1 ... step2 ... step3 ...
step4 ... step5 ...

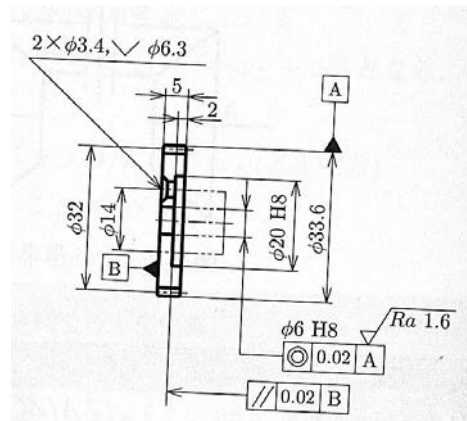
全面削除

p.32 NOTE2.5 歯車などの^{つい}追加工

歯車などの機械要素は, 市販品(付録 12,13,20)を利用し追加工する(加工を加えて目的の形にする)とよい。追加工の指示は, 次のいずれかにする。

- (1) 加工前の形を, 図のように細い二点鎖線によって表す(JIS B 0001:2010)。
- (2) 追加工前の形状と寸法を参考として示す。
- (3) 誤解が生じなければ, 製品記号(商品記号)などを適切な場所(表題欄など)に付記し, 最終形状のみを示す。

ハブや穴などの追加工では, 図のように歯先円や端面などをデータム(基準)にするとよい。



p.38 L4 (b) 歯車 Z6~Z8 : 式(2.1)から $Z_6=Z_8$ であり, 式(2.2)は $\omega = -\omega_R$ となる. ...

p.38 L7 $\omega_4 = (\omega_L + \omega_B) / 2 = (\omega_L - \omega_R) / 2$

p.38 下 L10 式(2.2)から $\omega_5 = \dots \rightarrow$ 式(2.3)から...

p.38 下 L1 ...追加工する (Note2.5).

p.67 L6 「 $i_s \cdot i_G$ 」 ⇔ 「 $i_s \cdot i_{GS}$ 」, 「 $i_E \cdot i_G$ 」 ⇔ 「 $i_E \cdot i_{GE}$ 」

p.70 下 L5,L4 「子ねじ」⇨「小ねじ」, 「多様一葉」⇨「多品一葉」

p.70 NOTE3.3 ~~組立工程~~ → テンションプーリ

p.83 図 3.30 と 図 3.31 は最後に.

p.84 下L5 すべて同じギヤードモータ (減速比 i_G) を用いることにする。・・・

p.85 L6 ……位置決め誤差 Δ_{ZH} は式(3.7)から…… → ……位置決め誤差 Δ_{ZH} は式(3.8)から……

p.108 図 3.39 「基本計画図」⇨「基本設計図」

p.109 L7 $z_1=z_2=40$, $d_{p1}=d_{p2}=25.87\text{mm}$

p.109 下 L5 ……ウェストの回転とシヨルダの上下動には, ……

p.110 図 3.41 「基本計画図」⇨「基本設計図」

p.112 下 L3 (3) シヨルダの回転用: 要求仕様に余裕をもたせて $-8f \leq \theta \leq 8f$ としたときのリミッタとターゲットを図 3.46 に示す。……

p.133 図 3.52 (b) は最後に.

p.134 図 3.53, 図 3.54 (a) は最後に

p.135 図 3.55 (a) は最後に.

p.139 図 3.60 は最後に.

p.141 図 3.64 垂直多関節ロボットアーム制御回路例は最後に.

p.142 図 3.65 水平多関節ロボットアーム制御回路例は最後に.

p.143 目次 「付録 6 六角穴付きボルト用深~~座~~ざぐり」
「付録 11 玉軸受・転がり軸受用~~コック~~ナット・座金」

p.144 付録1 主な材料

名称	記号	引張強さ	密度	縦弾性係数	横弾性係数
・・・					
機械構造用炭素鋼 (焼ならし)	S35C	510～630			
	S45C	570～630			
	S50C	610			
	S55C	650～790			
・・・	・・・	・・・	・・・	・・・	・・・

p.145 付録4 「JIS B 0903」 ⇨ 「JIS B 0902」

p.146 付録6. 六角穴付きボルト用深座ざぐり(単位: mm)

p.150 付録11. 玉軸受・転がり軸受用 ~~ロックナット~~・座金(長さ単位: mm)

p.151 L6 注3) 両側シール付き: DDU・・・

p.161 (2)ギヤードモータ仕様

p.163 ねじ部硬さ: 58～64HRC ~~58～64~~

ねじ部軸端硬さ: 22～27HRC ~~22～27~~

全長: 設計者が指定. ~~剛性の高い望ましい。~~

HRC: ロックウェル硬さ(JIS Z 2245)

p.165 [1]塚田忠夫, ~~小泉忠中~~ 著「機械設計・製図の基礎」, 数理工学社, 2010.

~~[12]JIS Z 8601, 『標準数』, 1954.~~ [12]JIS B 0001, 『機械製図』, 2010.

p.166 [28]JIS B 0002-1, 『ねじ及びねじ部品一第1部:通則』, 1998.

[29]JIS B 0002-3, 『ねじ及びねじ部品一第3部:簡略図示方法』, 1998.

~~[36]JIS D 2101~~ [36]JIS B 6164, 「工作機械用圧縮式管継手」 1996.

~~[45]『転がり軸受総合』~~ [45]『NSK転がり軸受(カタログ)』, 日本精工(株).

a.169 右L11 深座ざぐり 146

以上

p.83

図 3.30

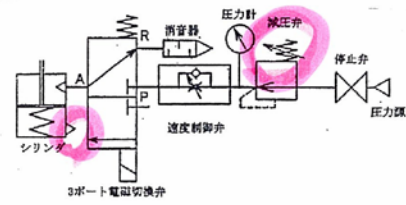
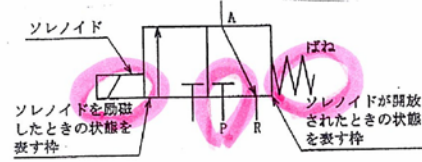


図 3.31



p.133 図 3.52 (b)

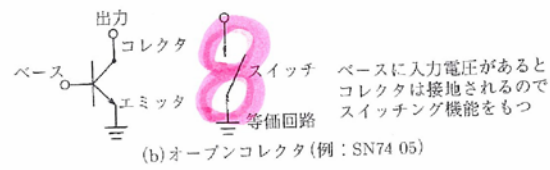
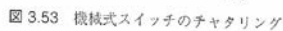


図 3.52 オープンコレクタの機能

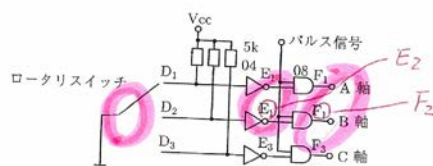
D.



(a) 回路

図 3.54 チャタリング防止

D.



(a) 回路

P.

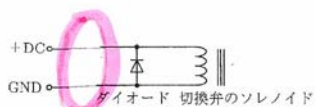
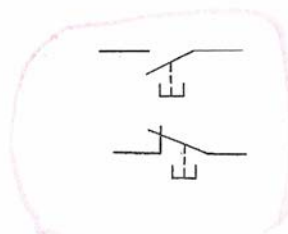
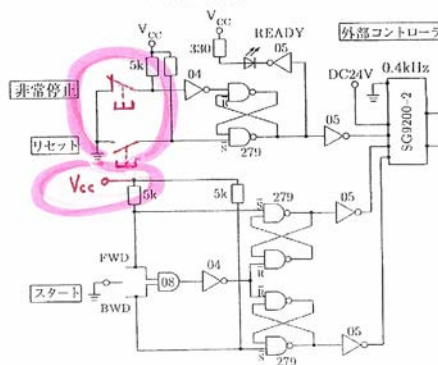
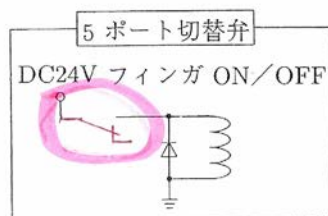


図 3.60 逆起電力対応

D.

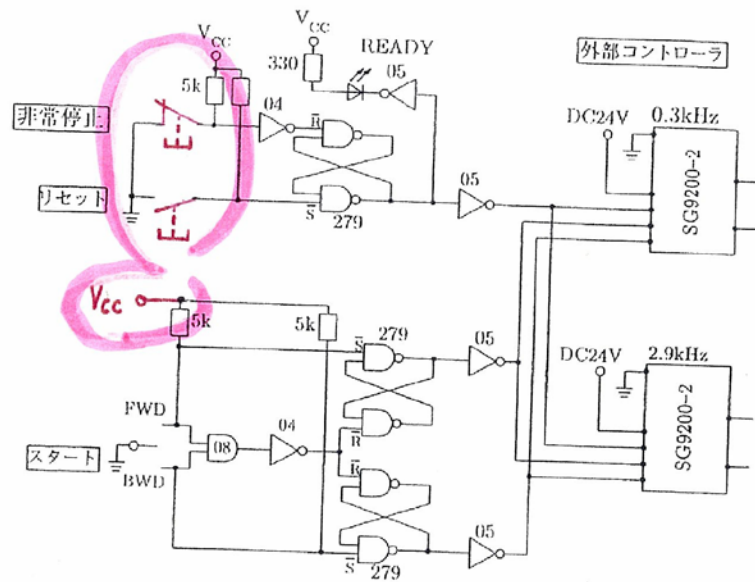
図 3.64 垂直多関節ロボットアーム制御回路例



作國
參考

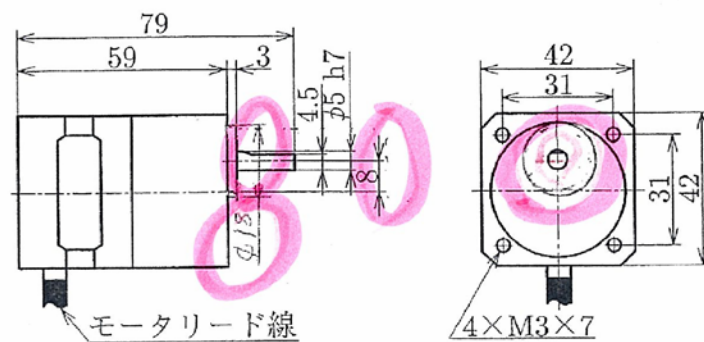
p.142

図 3.65 水平多関節ロボットアーム制御回路例



p.161

(2)ギヤードモータ仕様



CSK243AP-SG の寸法 (質量 0.35kg)