

$L = c\sqrt{d} \text{ (cm)}$  .....(78)

$c = 90 \sim 120$ .....軸自重のみの場合

$c = 80 \sim 88$ .....数個のベルト車, 歯車を有する場合

$c = 64 \sim 72$ .....紡績その他製造工場

軸の推力を防ぐには軸受側面に接して銕を附る。

5. 軸の回転数 傳動軸の回転数は工場の性質により大體次の如く定める。

機械製作工場(親軸又は原軸, 重き仕事をなすもの)	100~300 rev/mn
" (中間軸, 軽き仕事をなすもの)	150~500 "
木工場	250~600 時には 1,000 "
紡績工場	300~800 "

工場用傳動軸は以上の諸計算から求め得られるがこの外, 船舶用プロペラ軸の如く振りモーメントと壓縮とが同時に作用する場合, 熱に基因する軸の變形する場合, 一般高速回転をなす軸に於ける曲げ及び振れ振動による振動の防止法を講ずる場合, 水車, ポンプ軸等の如く液體に接する軸に於ける防蝕法を講ずる場合等各目的に従ひそれぞれ適當な計算をする必要がある。

### 第 3 節 軸 接 手

二つの回轉傳働軸を連結するに用ひる機械部分を軸接手といふ。軸接手はなべく軸受に近く設ける方がよい。軸接手は目的に従ひ次の如く分類する。

#### A. 二軸一直線をなす場合

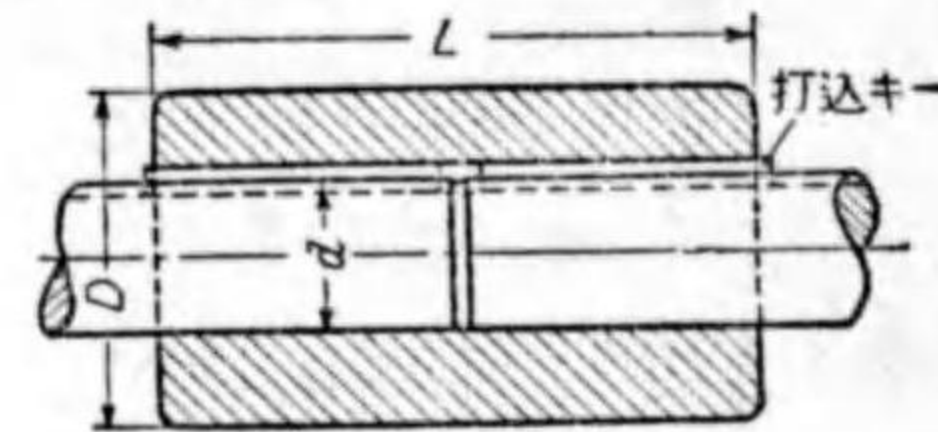
1. 固定接手: ボルト或はキー等を用ひて接合を行ひ兩軸間に少しの相互移動も許されぬ構造のもの。
2. 撓み接手: 兩軸間に多少相互の移動を許すもので温度の變化による軸の伸縮, 或は彈性變形等による軸心の不一致を緩和して平滑に運轉し得る構造のもの。

3. クラッチ: 軸の運動中又は停止中に於て必要により自由に着脱をなし得る構造のもの。

#### B. 二軸平行又は交叉する場合

4. オールダム接手: 平行な 2 軸の距離極めて小さい場合に適するもの。
5. 自在接手: 兩軸が互に交叉し, その間の角度が多少變化するも自由に運動を傳達し得る構造のもの。

C. 安全接手: 傳達される動力が一定の制限を超せば自動的に連結が遮断される構造のもので一名超荷軸接手ともいふ。



$L = 3d$ .....大形軸  
 $L = 4d$ .....小形軸  
 $D = 1.8d + 1 \sim 2 \text{ cm}$

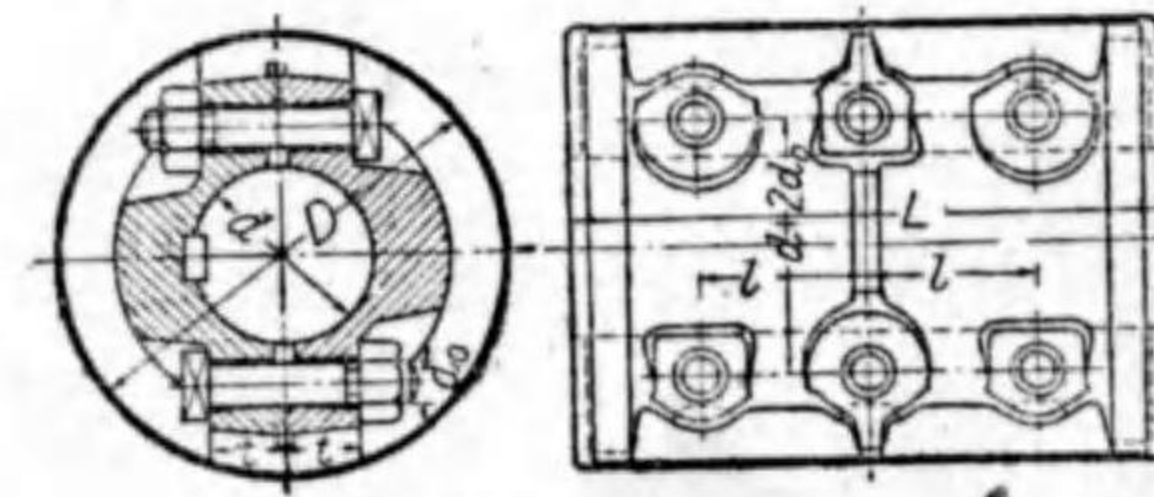
第 217 圖 筒形接手

#### 1. 固定接手

a. 筒形接手 固定接手中最も簡単なもので第 217 圖の如く鑄鐵製の筒を兩軸端に嵌め各々キーを打込み固定する。正確に軸心を一致させることが困難である。一般に傳達力の小さい場合に適す。

b. 割筒接手 第 218 圖に示すやうに 2 個の鑄鐵又は鑄鋼製の半圓筒を 2 列のボルトで締付たもので取外し

易く軸徑 200 mm 位までに用ひられる。筒の外周を薄板を以て被覆しボルトの突出による危険を防ぐ, 大略の寸法は第 24 表に示す。



第 218 圖 割筒接手

$L = (3.5 \sim 5.2)d$

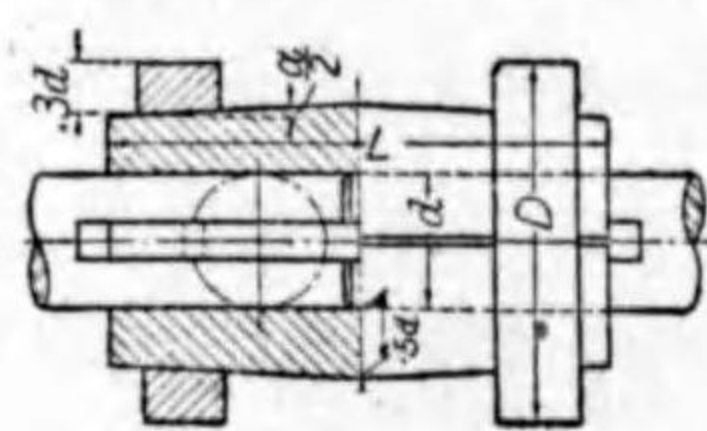
$D = (2 \sim 4)d$



第 24 表 割筒接手の寸法 単位 mm

軸径 $d$	$D$	$L$	$l$	ボルト の径 $d_0$	ボルト の 数 $n$	軸径 $d$	$D$	$L$	$l$	ボルト の径 $d_0$	ボルト の 数 $n$
25	82	90	40	3/8"	4	70	200	240	78	5/8"	6
30	100	110	52	3/8"	4	80	220	280	92	3/4"	6
40	125	145	68	1/2"	4	90	240	310	100	7/8"	6
50	155	180	85	1/2"	4	100	280	350	110	1"	6
60	185	220	65	5/8"	6	120	340	420	126	1"	6

第 219 圖は摩擦筒形接手にして外周を圓錐に仕上げた鑄鐵製分割筒で軸を挽き、2 個の鋼輪で締付け、摩擦により接手するもので安全のためキーを使用する。150 mm 以下の軸及び振動なき場合に用ひる。



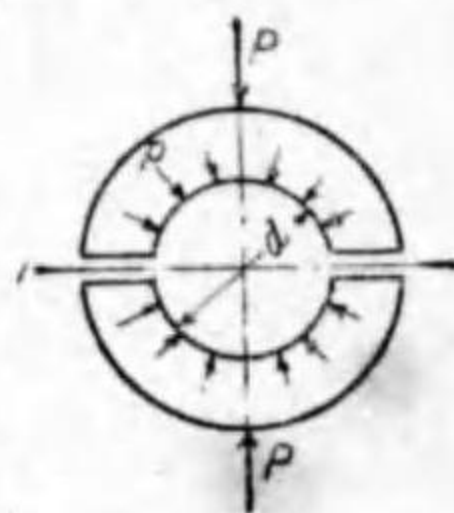
$$\begin{aligned} L &= 3.3d \\ D &= 2.5d \end{aligned} \left. \begin{array}{l} \text{大形軸} \\ \text{小形軸} \end{array} \right\} \begin{aligned} L &= 4d \\ D &= 3.7d \end{aligned}$$

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{20} \sim \frac{1}{30}$$

第 219 圖 摩擦筒形接手

いま割筒接手に於てキーの抵抗を省略し、筒と軸との摩擦のみにより軸の振りモーメントを受けるものとすれば次の計算を得る (第 220 圖)。

- $T$  = 軸の振りモーメント cm-kg
  - $p$  = 筒と軸との間に生ずる壓力 kg/cm<sup>2</sup>
  - $P$  = 筒を押す輪の力 (又はボルトの軸方向に働く合力) kg
  - $\mu$  = 摩擦係数 (0.2~0.25)
  - $L$  = 筒の全長 cm
  - $d_1$  = ボルトの谷の径 cm,  $N$  = ボルトの数
- とすれば



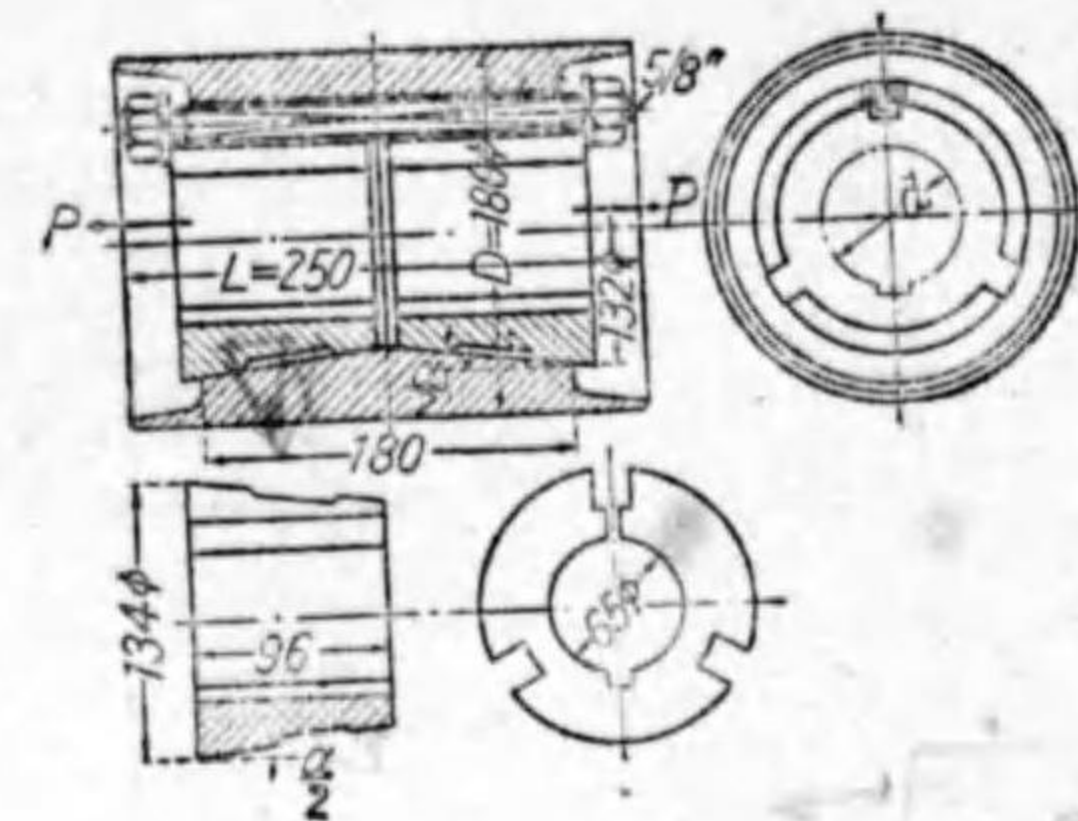
第 220 圖

$$P = p \cdot d \cdot \frac{L}{2} = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot f_t \cdot \frac{N}{2}$$

$$T = \frac{d}{2} \cdot \mu \int_0^{2\pi} p \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{d}{2} d\varphi = \mu \cdot \pi \cdot p \cdot \frac{L \cdot d^2}{4} = \frac{\mu \cdot \pi \cdot P \cdot d}{2} \dots \dots \dots (79)$$

c. セラーズ圓錐接手 Sellers' cone coupling 外筒の内面は圓錐形をなし (勾配は  $\frac{1}{6.5} \sim \frac{1}{10}$ ) 別に

2 個の圓錐キー状の内筒が 3 本のボルトで筒の中に両端から押込まれ、摩擦により接手せられる。この圓錐接手は鑄鐵製にして内筒はそれぞれ一ヶ所を割り、締付ボルトは幹部が角形にしてナットを回すもボルトは回らぬ (第 221 圖)。



大略の計算は次の通りである。  
軸の振りモーメント

$$T = 71,620 \frac{H}{n} \text{ cm-kg}$$

$R$  を軸線より圓錐面までの平均半径 cm とすれば

$$\text{圓周上の力 } Q = \frac{T}{R}$$

傾斜角  $= \frac{\alpha}{2}$ , 摩擦係数  $= \mu$  とすれば、軸線上の壓力  $P$  は

$$P = Q \frac{(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2})}{\mu} \text{ kg} \dots \dots \dots (80)$$

(d. フランジ接手 Flange coupling) 工場用傳動軸接手として最も廣く用ひられるもので鑄鐵製のフランジを軸の両端に打込み、キーを以て固定する (第 222 圖)。時には孔径を軸径より凡そ 1 cm につき 0.04 mm 小さくして焼嵌め、力嵌の方法でフランジを固定し更に安全のためキーを打込む。

兩フランジ面の中央に凹凸を設け軸心を一致させて、外周面を密着させ摩擦抵抗モーメントを増す。同圖 (1)

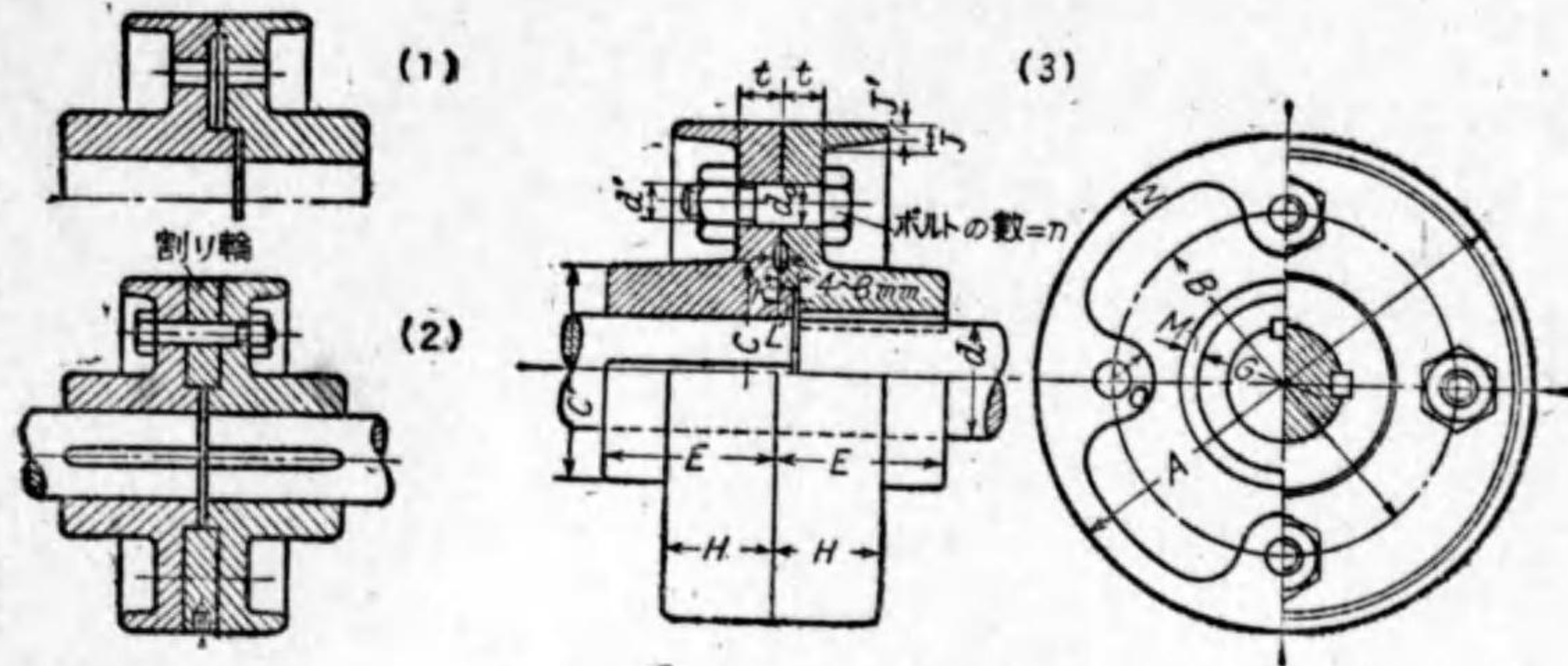
凹凸部を設けると軸を離す場合不便であるから、兩面とも同圖 (2) に示すやうに凹面に削りフランジの合せ面に二つに割つた輪を嵌める。ボルト及びその孔は正確に仕上げ各ボルトが平等に力を受けるやうにする。フランジの外周に

$$\begin{aligned} \text{締付ボルトの径 } 0.3d \text{ を } 3 \text{ 本} \\ L &= 3.3d \\ D &= 2.7d \end{aligned} \left. \begin{array}{l} \text{大形軸 } (d < 135 \text{ mm}) \\ \text{小形軸} \end{array} \right\} \begin{aligned} L &= D = 4d \dots \dots \text{小形軸} \\ \tan \frac{\alpha}{2} &= \frac{1}{6.5} \sim \frac{1}{10} \end{aligned}$$

第 221 圖 セラーズ圓錐接手



縁を附したのはボルトの突出による危険防止のためである。



第 222 図 フランジ接手

第 25 表 (第 222 図 3 参照) 単位 mm

d	A	B	C	C'	E	G	H	t	J	J'	K	L	M	N	O	d'	d <sub>0</sub>	n
25	145	80	55	50	58	50	30	14	6.5	5	2.5	2	—	—	—	3/8"	10	3
30	165	115	65	60	65	60	35	16	6.5	5	2.5	2	5	13	13	1/2"	13	3
40	190	130	75	70	75	68	40	18	7	5.5	3	2.5	7	18	18	5/8"	16	3
50	225	160	95	90	90	85	44	21	8	6.5	3	2.5	9	20	20	5/8"	16	4
75	290	210	140	135	120	120	55	28	10	8	4	3	10	22	22	3/4"	20	4
100	350	260	180	175	150	150	65	34	12	9.5	5	4	12	25	25	7/8"	23	4
125	410	310	220	210	185	190	75	38	14	11	6	5	15	28	28	1"	26	6
150	480	360	260	250	220	220	88	45	16	13	6	5	18	33	33	1 1/4"	34	6
175	540	410	300	290	250	270	92	50	19	16	8	6	18	36	36	1 1/4"	34	6
200	610	470	340	330	280	290	105	58	22	18	10	8	20	42	42	1 1/2"	40	8
250	710	560	430	420	340	360	120	70	27	22	11	8	22	42	42	1 1/2"	40	8
300	850	660	510	490	410	430	135	90	30	25	13	10	28	48	48	1 3/4"	46	8

一般の寸法は第 25 表に示す。鈔の接合面に於ける摩擦抵抗モーメント  $T_1$  に関しては次の通りである。

$$R = \text{摩擦面の平均半径 cm} \left( \frac{\text{接合面の外径} + \text{接合面の内径}}{4} \right)$$

$$P = \text{ボルト 1 本の締付る力 kg}$$

$N$  = ボルトの数

$\mu$  = 接合面の摩擦係数 (0.2~0.25)

$T_1$  = 摩擦抵抗モーメント cm-kg

$d$  = 軸径 cm

とすれば

$$T_1 = P \cdot \mu \cdot R \cdot N$$

となり  $R$  を大きくすれば  $T_1$  が大きくなるが  $R$  を大きくすることは限度があり、且つ摩擦抵抗を以て振りモーメントを十分に受けることは困難である。

次に締付ボルトは軸の振りによる剪断と、曲げによる引張とを受ける。故に接手はなるべく軸受近くに設けてこの曲げの影響を少なくする。剪断に関しては

$T_2$  = ボルトの剪断抵抗モーメント cm-kg

$d_0$  = ボルトの幹の直径 cm

$R_0$  = ボルトのピッチ円半径 cm

$f_s$  = ボルトの許し剪断応力 kg/cm<sup>2</sup>

$f_a$  = 軸の許し振り応力 kg/cm<sup>2</sup>

$$T_2 = \frac{\pi}{4} d_0^2 \cdot f_s \cdot R_0 \cdot N$$

次に  $T_2 = T$  とすれば

$$\frac{\pi}{4} d_0^2 \cdot f_s \cdot R_0 \cdot N = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot f_a \dots\dots\dots (81)$$

となる。

即ち前の  $T_1$  と後の  $T_2$  との和が最大抵抗モーメントと考へられる。然しこの種の軸接手では  $T_2 = T$  としてボルトの計算を行ふ方がよい。

次にフランジの厚さに関しては、

$t$  = フランジの根元に於ける厚さ cm

$C$  = フランジの根元の直径 (ボルトの外径) cm

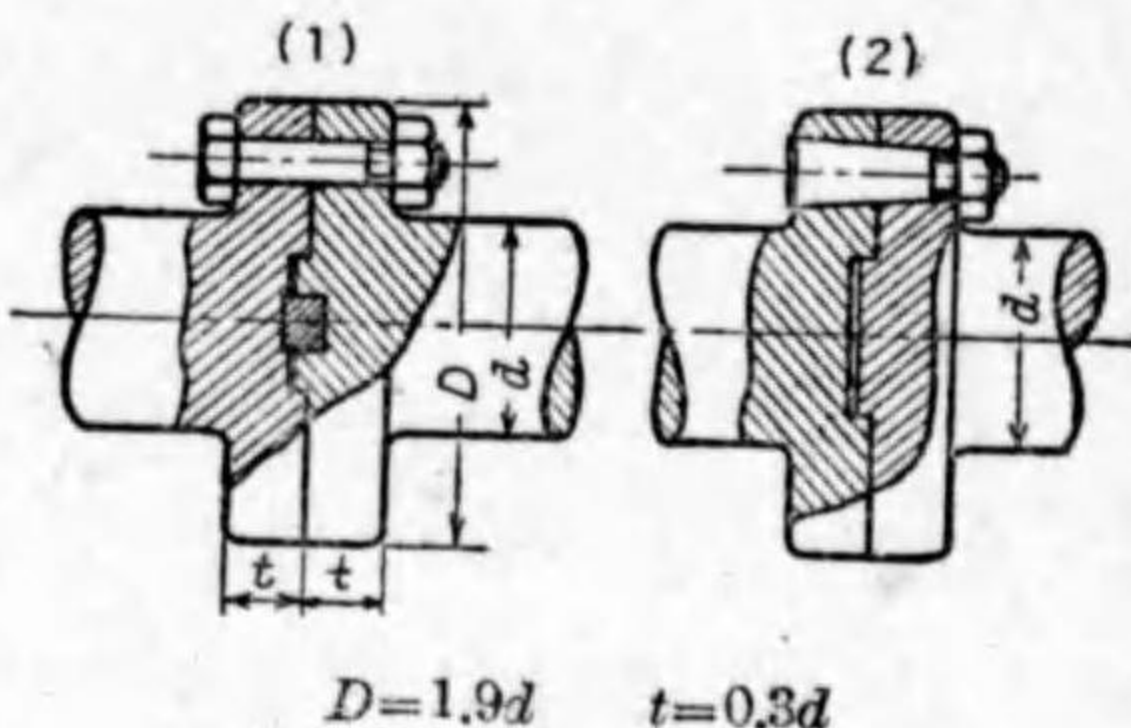
$f_s$  = フランジ材の許し剪断応力 kg/cm<sup>2</sup>

$$\frac{\pi}{16} d^3 \cdot f_a = \pi \cdot C \cdot t \cdot f_s \cdot \frac{C}{2} \dots\dots\dots (82)$$



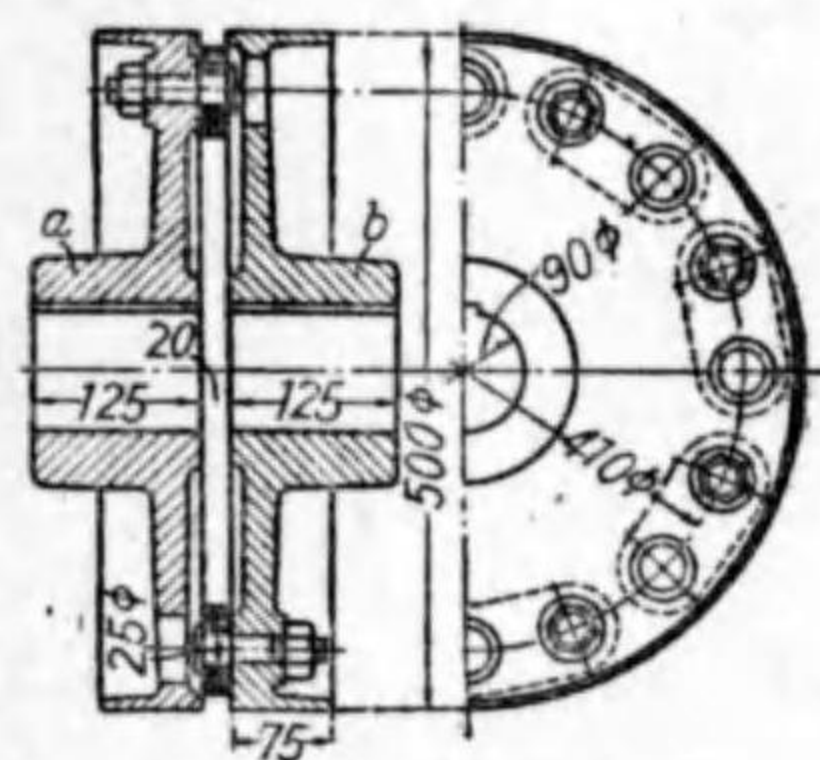
(e) **鍛造型フランジ接手** 直徑約 200 mm 以上の軸では軸と一體にフランジ

を作り出して接手とするのが普通で組合フランジ接手に比べて外徑小さく、重量を軽減される。第 223 圖 (1) の如くフランジの合面に直徑の方向に打込キーを用ふればボルトの負擔力が大いに減じる。接手用ボルトはリーマ又はテーパボルトを用ひ正しく孔に密着せしめる。

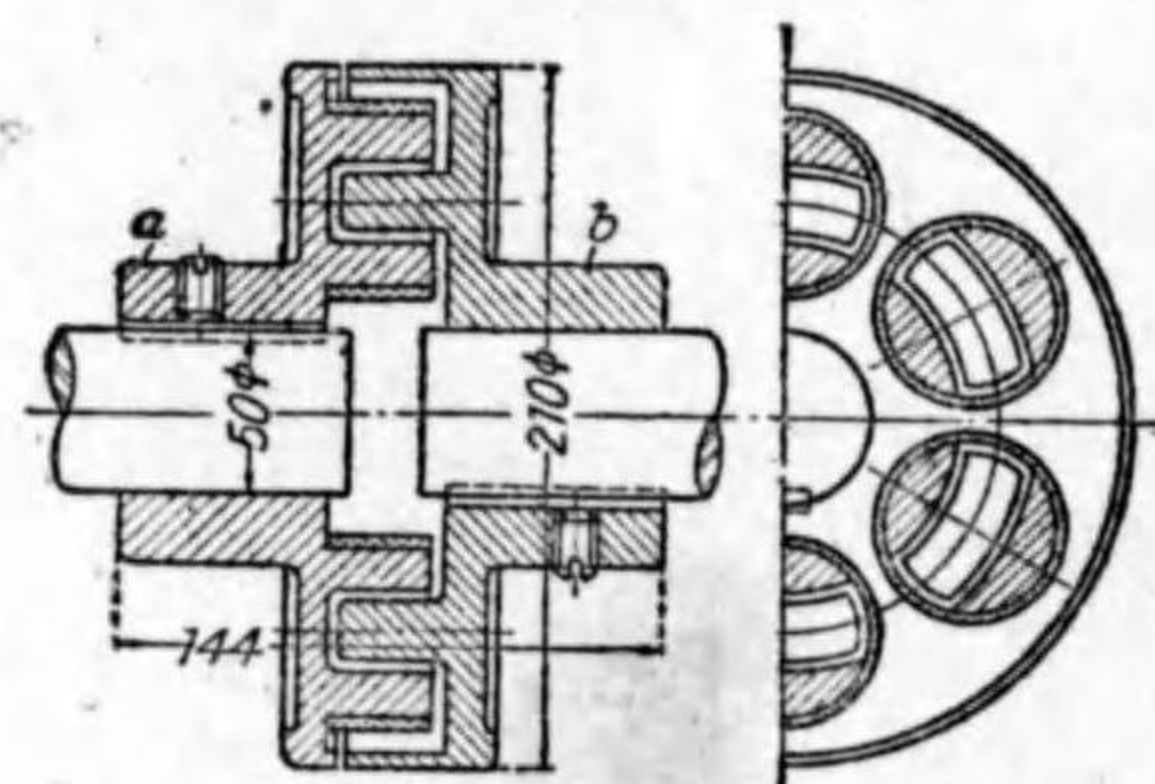


第 223 圖 鍛造型フランジ接手

(2) **撓み接手** この接手は 2 軸を一直線上に取付ることの困難な場合に用ひる。皮革、ゴム、金屬薄板、木材等の中間弾性物を入れて結合を行ふもので



第 224 圖 革リンク入撓み接手



第 225 圖 ゴム輪入撓み接手

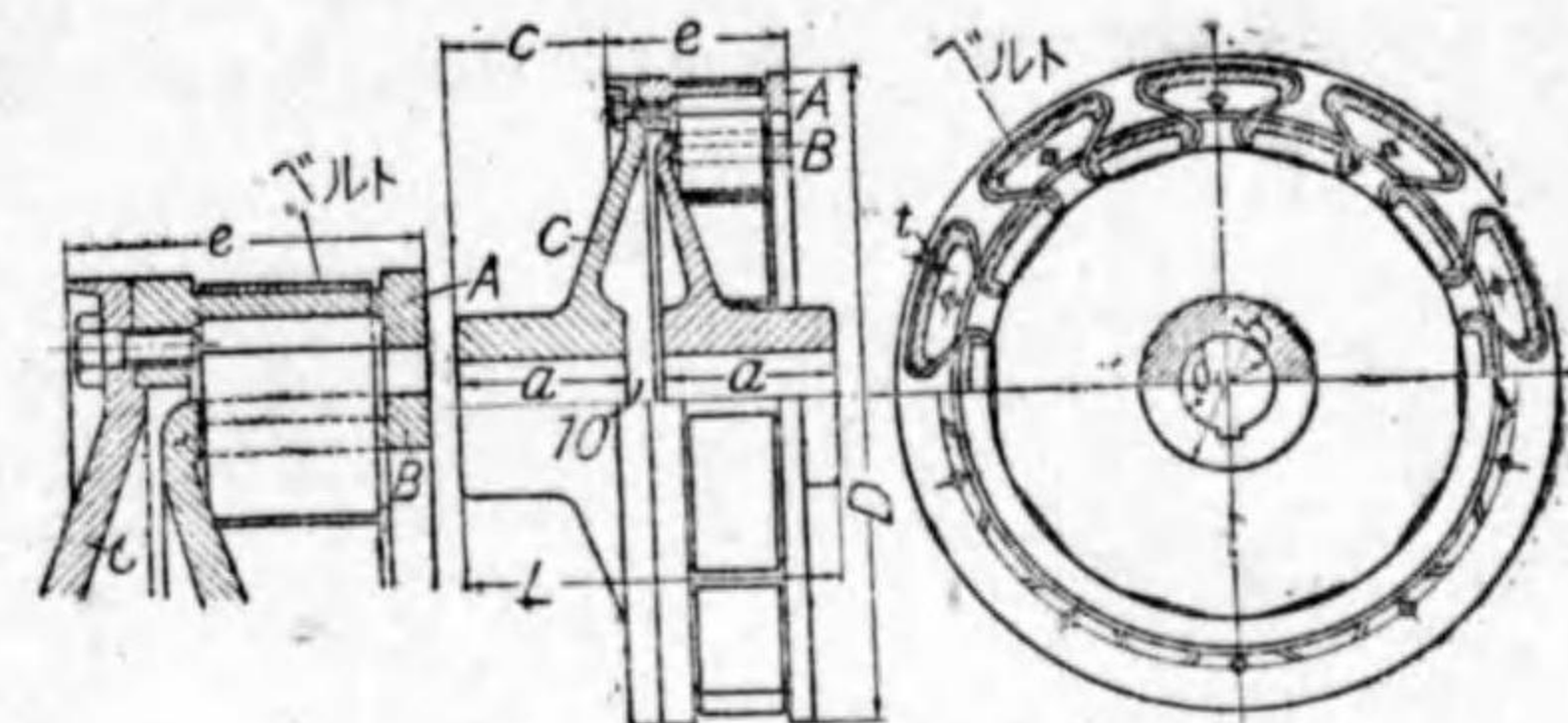
軸間に僅の移動を許すのみならず振動を防ぎ磨滅による軸心の狂ひを調整緩和し得る接手である。

第 224 圖は革リンク、第 225 圖はゴム輪の引張應力を以て傳動するもので何れも高速度には不適當である。

第 226 圖はベルト式撓み接手 (Zedel-Voith 製造所) にして革又はゴムの一連のベルトで綴つてある。フランジは鑄鐵又は鑄鋼製にして外周には數個の突

起がある。ベルトの弾性が減ずるから時々これを取替へる必要がある。

振り振動を防ぐと共に電氣的絶緣體があるから水力原動機と發電機直結の接手に用ひられる。



第 226 圖 ベルト式撓み接手

第 26 表はその寸法割合を示す。

第 26 表 革ベルト撓み接手 寸法單位 mm

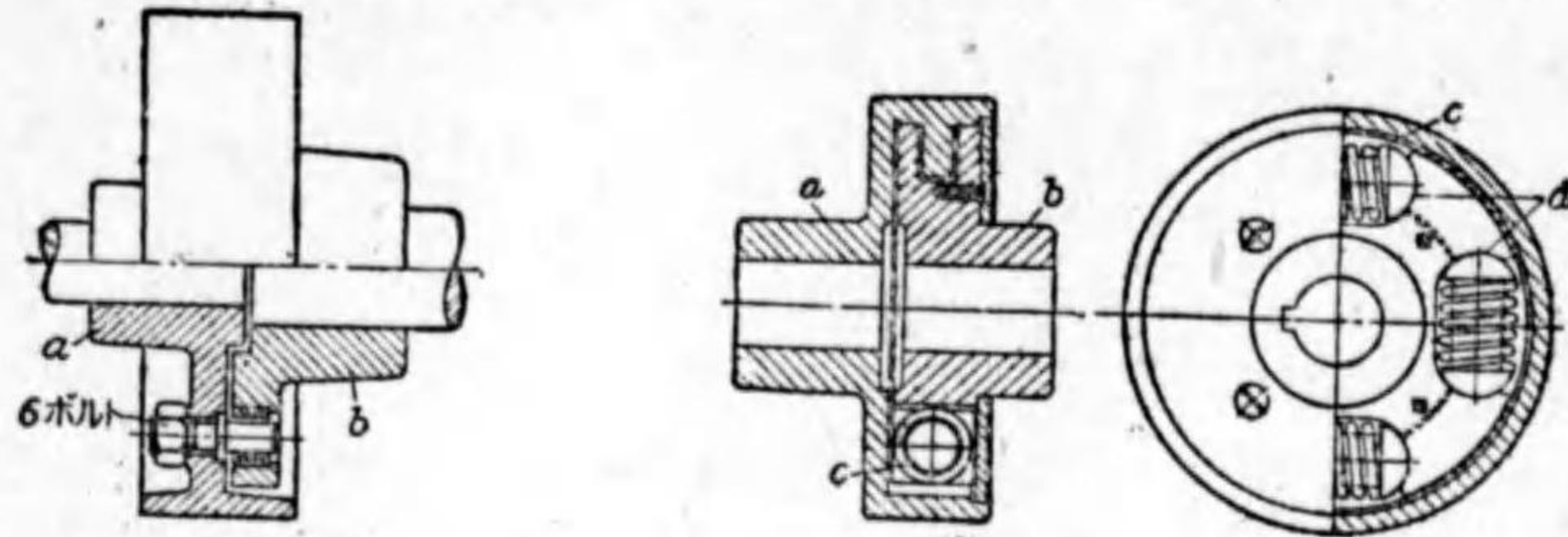
軸徑 <i>d</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	傳動力/rev*		最大 回轉數 rev/m
							kw	H	
25	130	78	34	50	18	65	0.0032	0.0043	1800
50	250	130	60	90	34	100	0.0258	0.0346	1500
75	400	150	70	130	42	130	0.1196	0.160	1200
100	480	200	95	175	66	150	0.207	0.277	900
125	640	250	120	220	90	180	0.490	0.657	750
150	800	300	145	260	115	200	0.957	1.283	600
175	970	350	170	300	135	220	1.654	2.218	450
200	1100	400	195	340	155	240	2.630	3.520	350
225	1300	450	220	400	180	260	3.920	5.260	300
250	1300	500	245	440	205	260	3.920	5.260	300
275	1450	550	270	480	230	280	5.580	7.480	250
300	1450	600	295	520	255	280	5.580	7.480	250

\* 革ベルトが 28 kg/cm<sup>2</sup> の引張應力を受けてあるものとする。

第 227 圖は受動側 *b* のフランジ・ボルト孔に硬質ゴム又は革を固着しその弾性により 2 軸を連結さす。軸心の狂ひを調整し併せて振り振動を防止するに効果があり電動機とポンプ直結の接手等に廣く用ひられる。



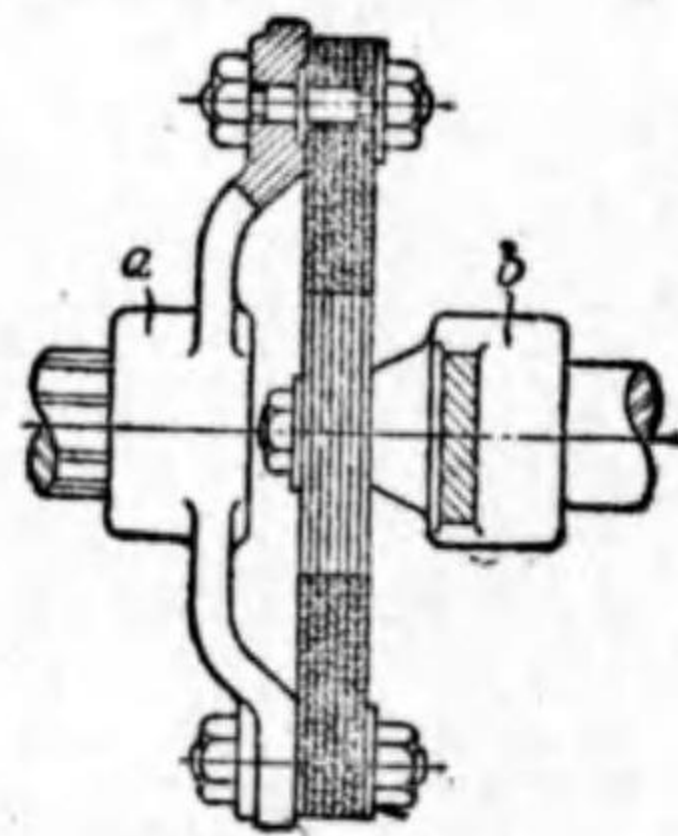
第 228 圖はナツタル接手にして鑄鋼製の  $a$  及び  $b$  のフランジ内に鋼製蔓巻ばね  $c$  及び鋼製ばね押へ  $d$  を介して連結したもので運轉の撓み性がある。



第 227 圖 撓み接手

第 228 圖 ナツタル接手

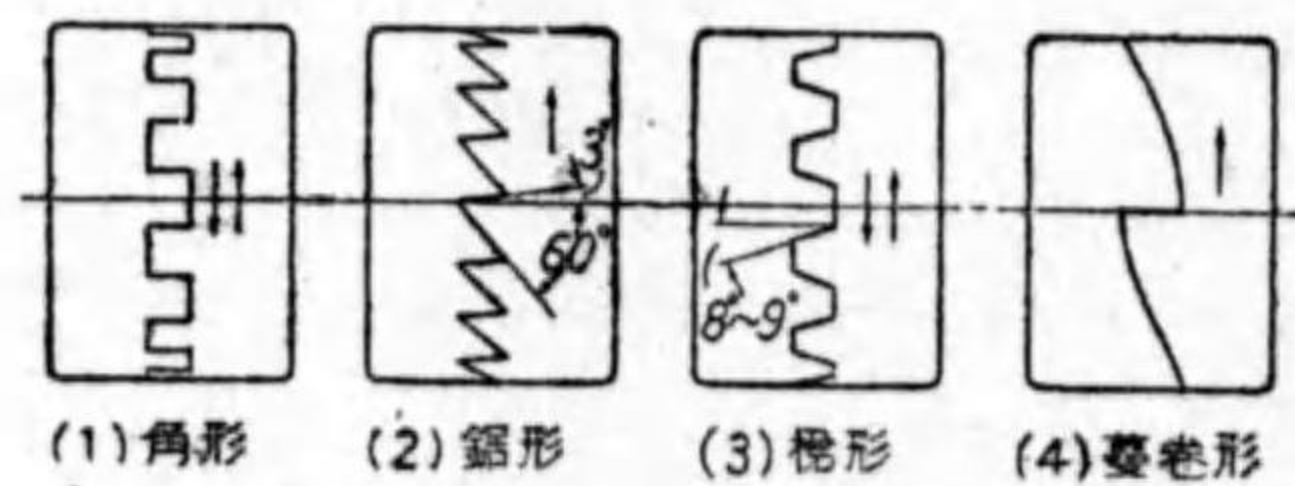
第 229 圖はハーデー接手と稱へ輪形薄鋼板と革又は強靱布織物を重ね合せて作ったものを、ボルトを以て 2 個のスパイダに結合したもので油を要せず磨滅の虞れが少ない。自動車の軸接手として用ひられてゐる。



第 229 圖  
ハーデー接手

3. クラッチ クラッチを大別して、  
i. 咬合クラッチ ii. 摩擦クラッチに分ける。

(i) 咬合クラッチは確實クラッチとも稱し第 230 圖にそれぞれ示す如く (3) は (1) よりも咬合及び咬外しが容易にして回轉の方向は兩者とも何れでも差支へはないが (2) 及び (4) は一方向のみに限られる。このクラッチは静止時及び運動時共に咬外し自在にして咬合は静止時又は速度の極めて低い時のみに可能なるものである。



第 230 圖 咬合クラッチの爪の種類

主動側のクラッチは軸にキーにより固着せしめ、受動側はフェザー・キーにより取付

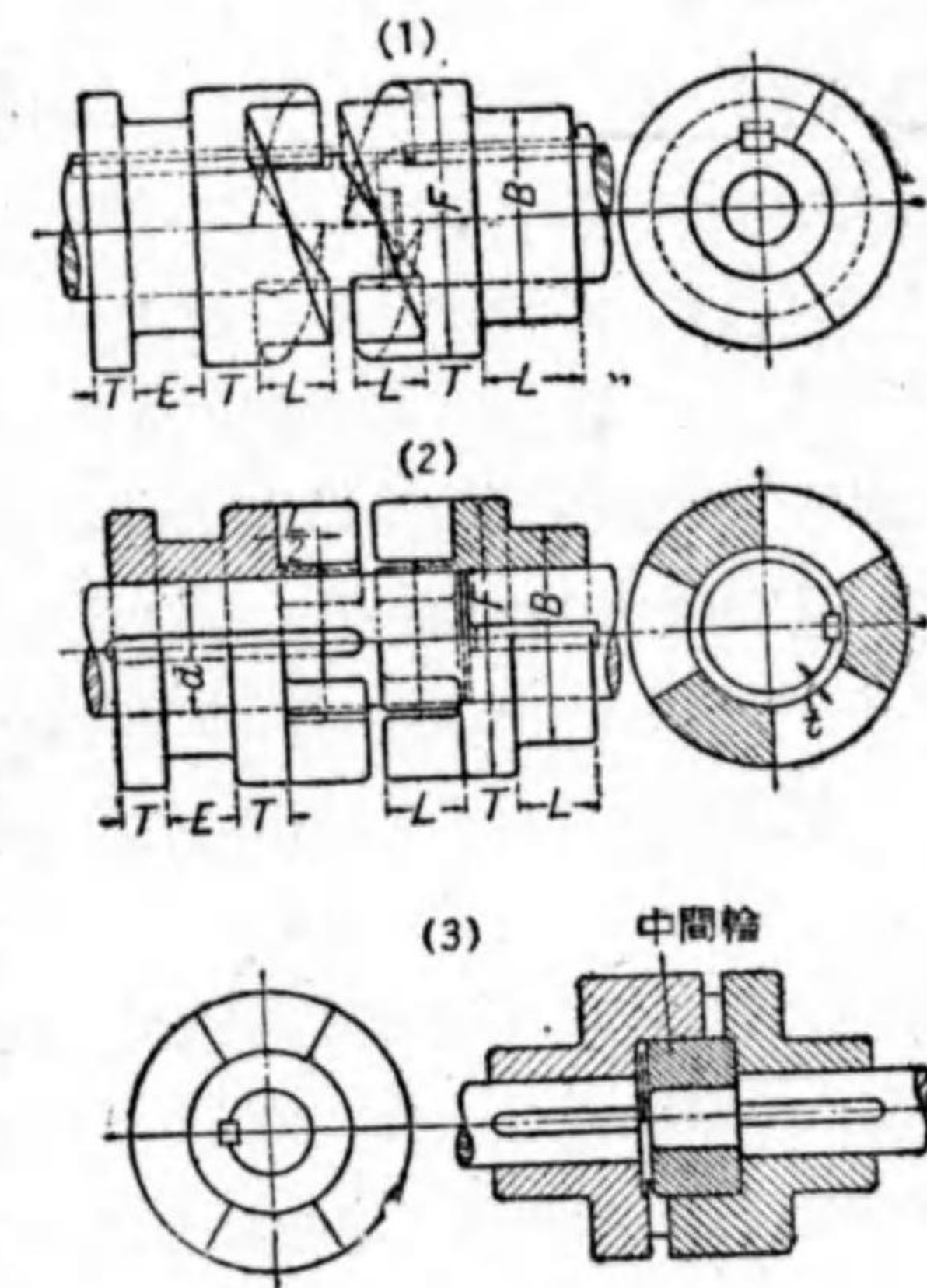
け、クラッチ寄せ装置により軸方向に移動させ断続せしめる。

速度の變化が頻繁であれば爪の接觸面が早く磨滅し騒音を發する缺點がある。一般にこれ等のクラッチは傳達力の餘り大きいものには適しない。爪の強さは圓周に作用する傳達力が爪の先端に働くものと假定する。この際鑄鐵製クラッチでは、 $f_0=150\sim 200\text{ kg/cm}^2$  にとる。又爪の側面の許し壓力を  $50\text{ kg/cm}^2$  位に制限するを可とする。

爪の数は荒い取扱ひのもの例へば、剪斷及び打貫機等には 2~4 個、屢々掛け外しをなし且つ何れの位置でも掛け得るものでは 24 位までにする。

第 231 圖 (1) 及び (2) は鑄鐵製咬合クラッチの各部の割合を示す。兩軸の中心を一致させ易くするため同圖 (1), (2) の如く、一方の軸を延ばして相手の軸或はボスの中に嵌め込むか、或は同圖 (3) の如く中間輪を抱かす。

(ii) 摩擦クラッチは接觸面の摩擦力により兩軸の連結をなすもので即ち回轉中の動力側へ、静止せる受動軸を運動の打撃なく自由に接続さすもので咬合時に幾分の滑りを生ずるが、その際の摩擦力により受動圓板を徐々に加速し、静止摩擦力を以て密着し、大きい振りモーメントを傳達するものであるが磨滅と加熱とを避け難い。



第 231 圖 咬合クラッチ

$$\begin{aligned} F &= 2d + 50 \text{ mm} & T &= 3d + 8 \text{ mm} \\ B &= 1.7d + 25 \text{ mm} & E &= 4d + 10 \text{ mm} \\ L &= 5d + 12 \text{ mm} & t &= 1d + 2 \text{ mm} \end{aligned}$$



一般動力傳達用、工作機械、自動車等に於て進歩せる型が多数考案されてゐる。

摩擦クラッチは接觸面に作用する壓力の方向により次の二つに分ける。

1) 軸向きクラッチ  
Axial clutch

2) リムクラッチ又は心向きクラッチ  
Rim clutch Radial clutch

軸向きクラッチには圓板クラッチ(單板, 多板式), 錐クラッチ(單式, 多式), 及びこれ等二者の組合せクラッチがあり主として軸方向に力を受けるもので輕回轉力高速度用に, リムクラッチには枕クラッチ, 割輪クラッチ, 帶クラッチ, コロクラッチがあり主として軸と直角の方向にリム又はシープを壓する場合にして重回轉力低速度に使用される。

**摩擦面の材料** 摩擦材料としては, 摩擦係數の大なること, 磨耗の少なきもの, 高温度に耐えるもの, 長時間の使用に對し變質せざるものを必要とする。

普通使用せられる材料としては,

- a) **木材** 樺, 楓, 山毛櫨等で堅く密な木材をよしとする。卷上機等の低速度用に適すが耐熱性に乏しい。
- b) **皮革** 牛皮の鞣をヒマシ油又は牛脂等に浸し, 又はその中で煮沸したものを用ひる。乾固したもの, 摩擦熱のために焦げたものは効果がない。
- c) **壓搾纖維板** 低速度, 輕荷重用に適し, これにはファイバ, 壓搾藁板を用ふ。
- d) **石綿織物** 石綿の纖維に黄銅又は銅の針金を入れて織つた帶狀のもので種々な處理を施して作つたもので, 厚さ 3~8 mm, 幅 25~100 mm 位にして, 摩擦係數大きく, 濕氣の影響少なく耐熱性に富み自動車用クラッチ又はブレーキ裏張として近來盛んに使用せられる。普通用ひられる商品名には "Raybestos", "Thermoid" 又は "Non-Burn" 等がある。
- e) **コルク** 金屬面同志のクラッチの一方の面に木栓状のコルクを挿入することがある。コルク栓の直径は 15~25 mm で, これが占める面積は摩擦

面の 10~40% で, 摩擦面に壓力が加はらないときはコルクは金屬面より僅か突出しており, 十分壓力が加はれば縮少して面一様となり摩擦係數を増すと共に摩擦面に適度に潤滑する油を含む作用をなす。

f) **金屬** 上記非金屬材料及接觸する相手は通常, 鑄鐵, 鑄鋼, 鋼及び青銅等で, この外, 鑄鐵と鑄鐵, 鑄鐵と鑄鋼, 鋼と青銅或はアルミニウム(コルク挿入のもの多し)等の組合で, 普通潤滑材を與へ金屬の直接々觸を避ける。鑄鐵と鑄鐵との組合せのものは工作機械に用ひられる。

次に摩擦係數  $\mu$  は接觸面の材料, 仕上の程度, 油及び温度等により變化するが大體次のやうな値を用ふればよい。

鑄鐵と鑄鐵又は青銅(少量のグリース)	$\mu=0.1\sim0.15$
同 上(乾いたとき)	$\mu=0.2$
鑄鐵と革	$\mu=0.15\sim0.3$
鑄鐵と木	$\mu=0.2\sim0.5$
金屬と石綿織物又はコルク挿入金屬面	$\mu=0.2\sim0.3$

接觸面に於ける單位壓力  $p$  を制限することは加熱に對する安全を期すると同時に磨耗を減ずるために必要である。Kutzbach は次の如く制限してゐる。

金屬と革又は石綿織物	$p=0.7\sim1.3 \text{ kg/cm}^2$ (少量潤滑)
金屬と木材	$p=3\sim6 \text{ kg/cm}^2$
鑄鐵と鑄鐵	$p=2\sim5 \text{ kg/cm}^2$

尙摩擦クラッチに於ては一般に軸心を正確に合はすことが肝要にして, 僅かの狂ひのために著しく磨耗を増し振動を起し易い。

a. **圓板クラッチ** 圓板を摩擦面としたもので圓板の數によりこれを二つに分ける。  
Disc clutch

- 1) **單板式 (Single-disc type)** は主動圓板 1 枚, 受動圓板 2 枚よりなるもの, 或はこれが逆になるものもある。



2) 多板式 (Multiple-disc type) は主、受動圓板を 1 枚宛交互に入れ敷組よりなるもので、圓板数の多い程大きな回轉力を傳へ得る。

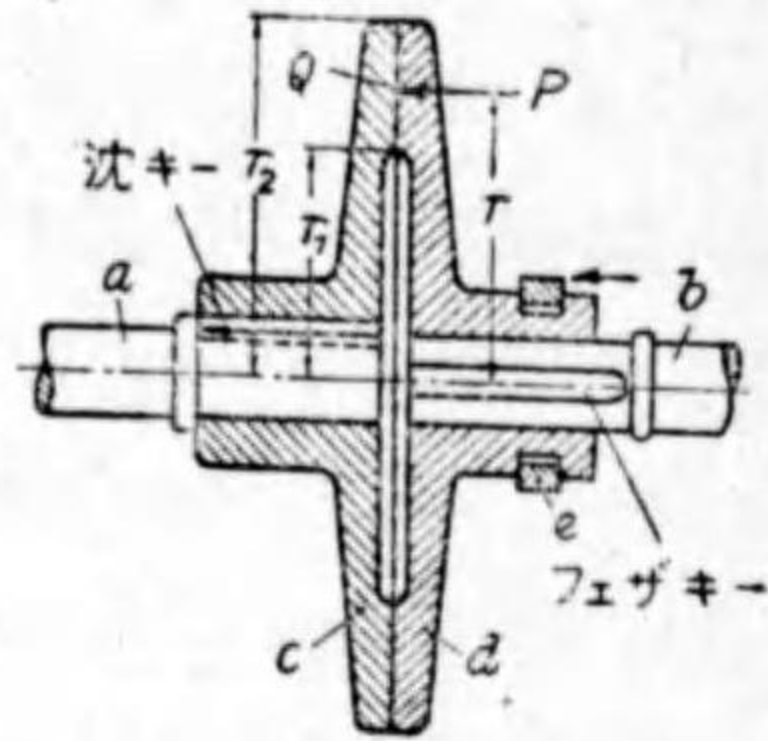
第 232 圖は圓板クラッチにして、 $c$  は軸  $a$  に、 $d$  は軸  $b$  にそれぞれキーにより取付けられ、クラッチ寄せ  $e$  で  $c$  板に押しつける。いま  $P$  = 軸方向の力  $kg$ ,  $Q$  = 中心より  $r$  の距離に集中して働く回轉力  $kg$ ,  $\mu$  = 摩擦係數,  $M_a$  = 回轉モーメント  $cm\text{-}kg$ ,  $r_1$  及び  $r_2$  を接觸面の内及び外半徑  $cm$ ,  $N$  = 摩擦面の數(總圓板數より 1 を減じたもの)とすれば

$$M_a = \mu \cdot P \cdot r \cdot N = Q \cdot r \cdot N = \frac{\mu \cdot P (r_2 + r_1) N}{2} \dots\dots\dots (88)$$

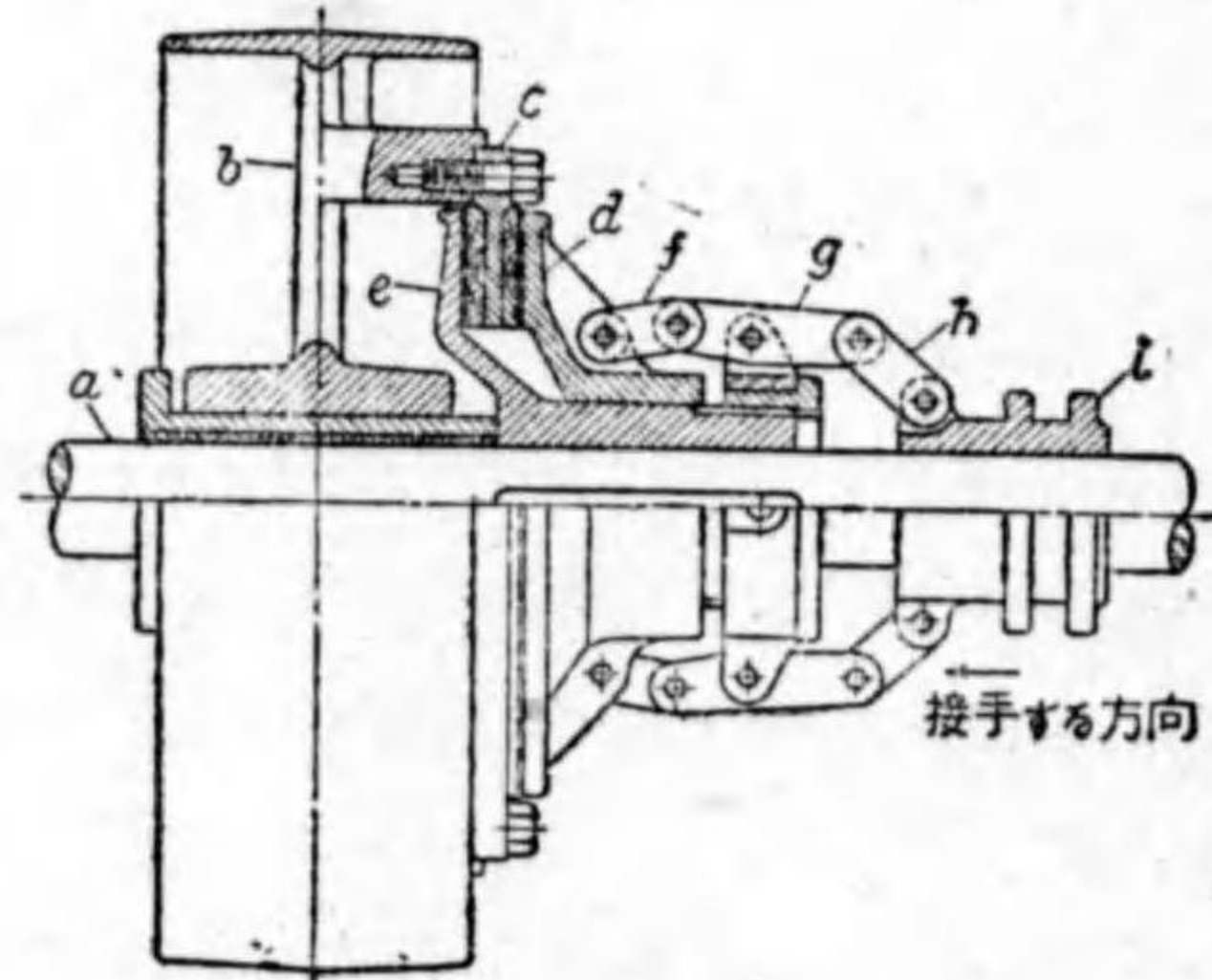
即ち接觸摩擦面が 1 個で所要の  $M_a$  を得られない場合にはこれを多板式にする。又單位面積に於ける軸方向の力を  $p$  とすれば  $P = \pi(r_2^2 - r_1^2)p$  となる。但し摩擦面が 1 個の場合。

この種のクラッチに於ては、受動軸  $b$  が原動軸  $a$  と等しき速度で回轉するに至れば、 $c$  及び  $d$  間の滑りはなくなり連結は完成する。

第 233 ~ 235 圖は工作機械傳動用の圓板クラッチにして摩擦片として多く木材、ファイバ、石綿織物等を用ふ。この種のクラッチの掛け外しは肘張機構を應用して増大された力が摩擦圓板を押し且つ回轉中に逆戻りしないやうになつてゐる。



第 232 圖 圓板クラッチ



第 233 圖 單板式クラッチ

第 236 圖は壓縮空氣使用のクラッチを示す。

第 237 及び 238 圖は自動車用圓板クラッチを示す。何れも摩擦面には石綿織物を用ひられてゐる。

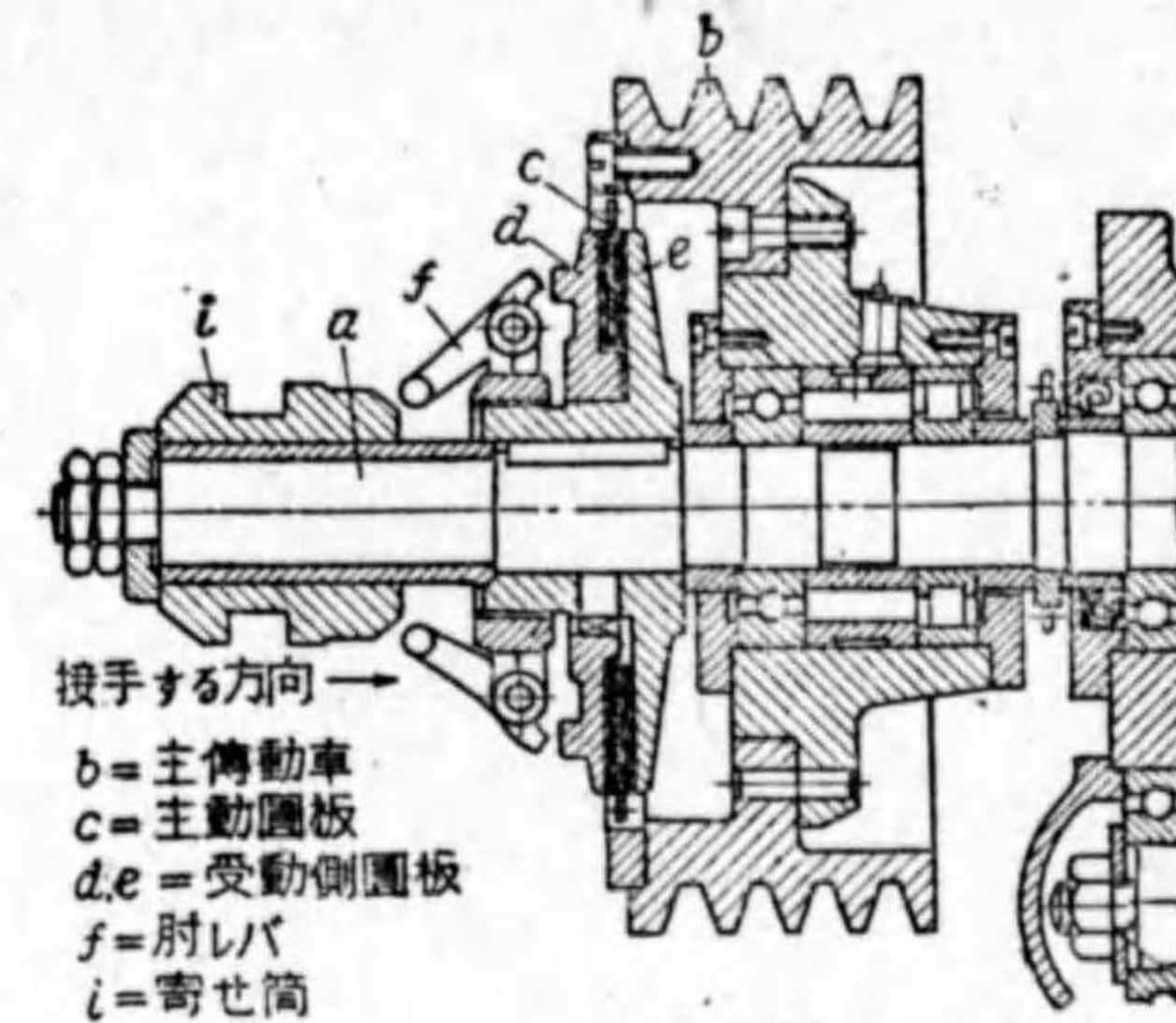
この種のクラッチでは摩擦圓板を押し出す力はばねによる。よつてクラッチは常時かゝつてをり、クラッチを切るときには、ペダルを踏みばねを更に押し縮めて圓板を浮かせる構造にする。

ばねは中央に用ふるものと、數個を圓周に分配する場合とがあり、何れも鋼製巻巻ばねが用ひられる。

圓板クラッチにはこの外、電磁石を一方に收め、相手の圓板を吸引する構造になる電磁力軸接手もある。

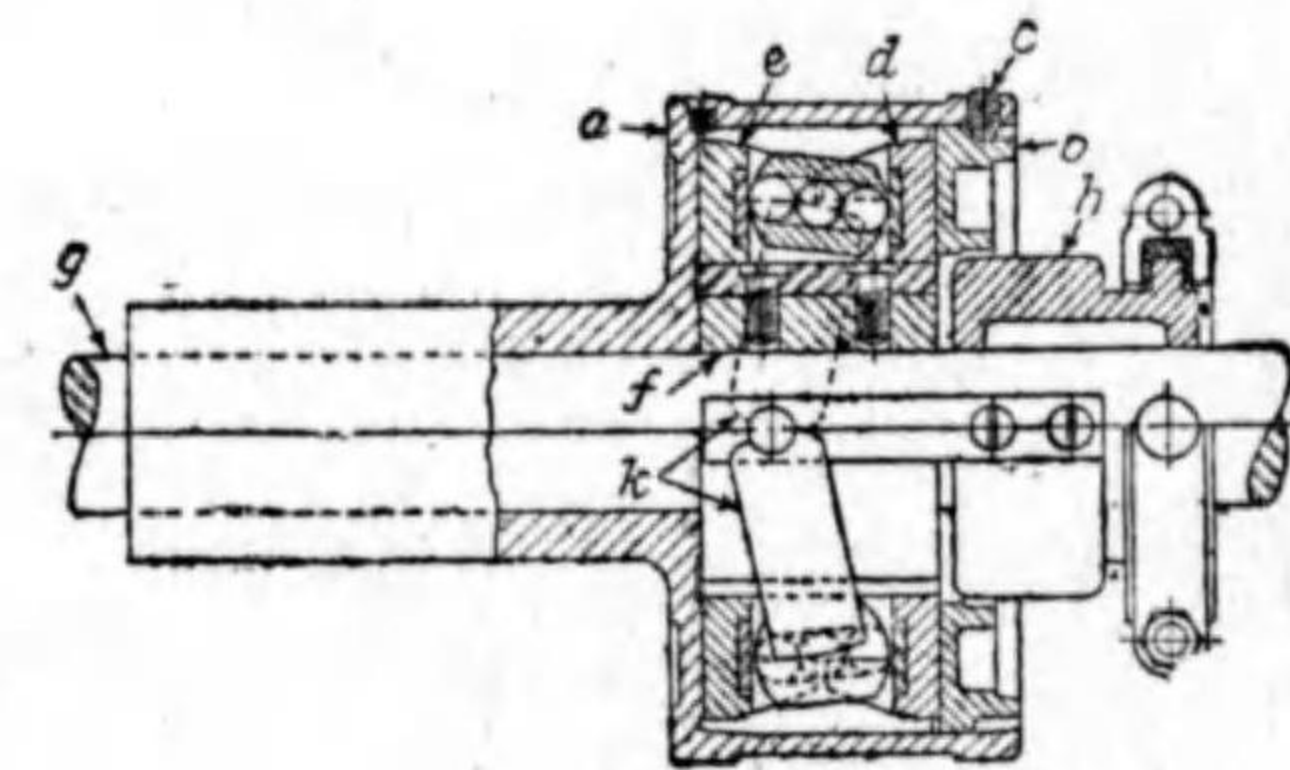
(b. 圓錐クラッチ 第 239 圖) Cone clutch に於て

$$\begin{cases} M_a = \text{回轉モーメント } cm\text{-}kg \\ R = \text{圓錐接觸面の平均半徑} \end{cases}$$

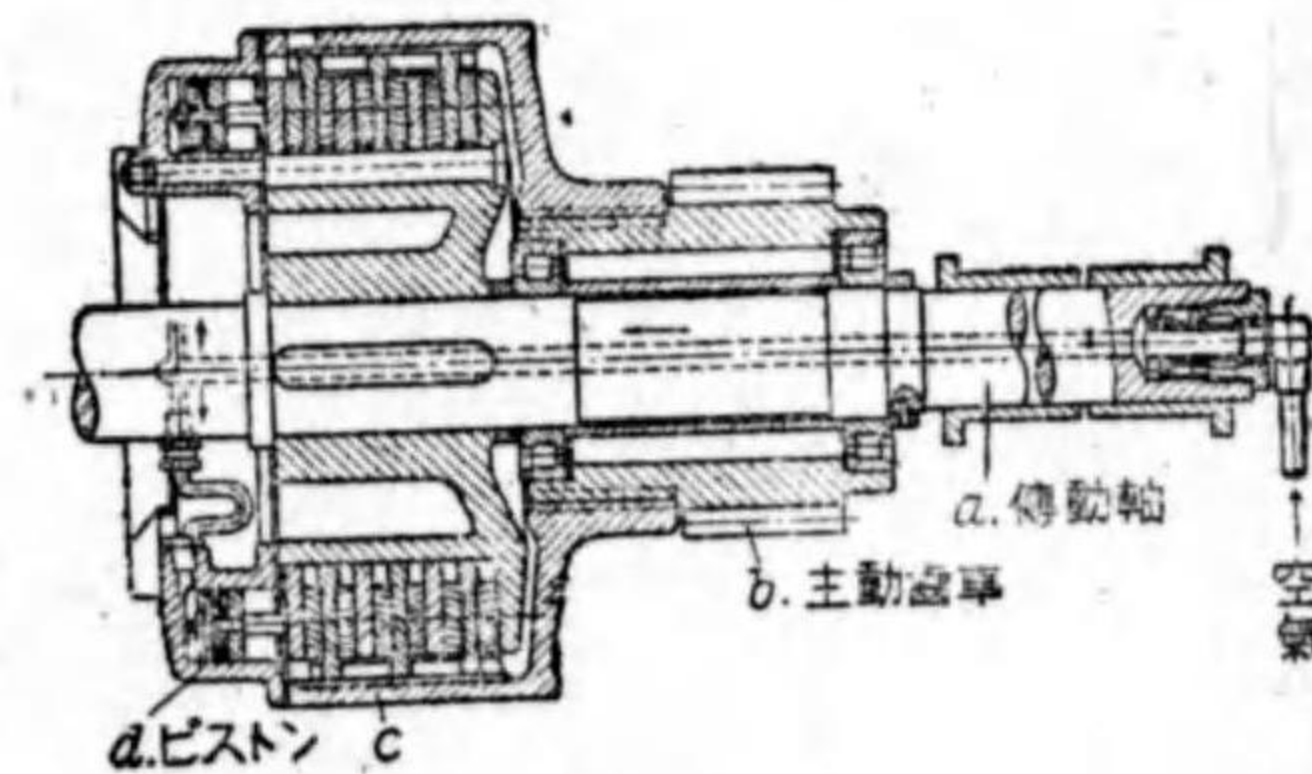


接手する方向 →  
b = 主傳動軸  
c = 主動圓板  
d, e = 受動側圓板  
f = 肘レバ  
i = 寄せ筒

第 234 圖 單板式主傳動クラッチ

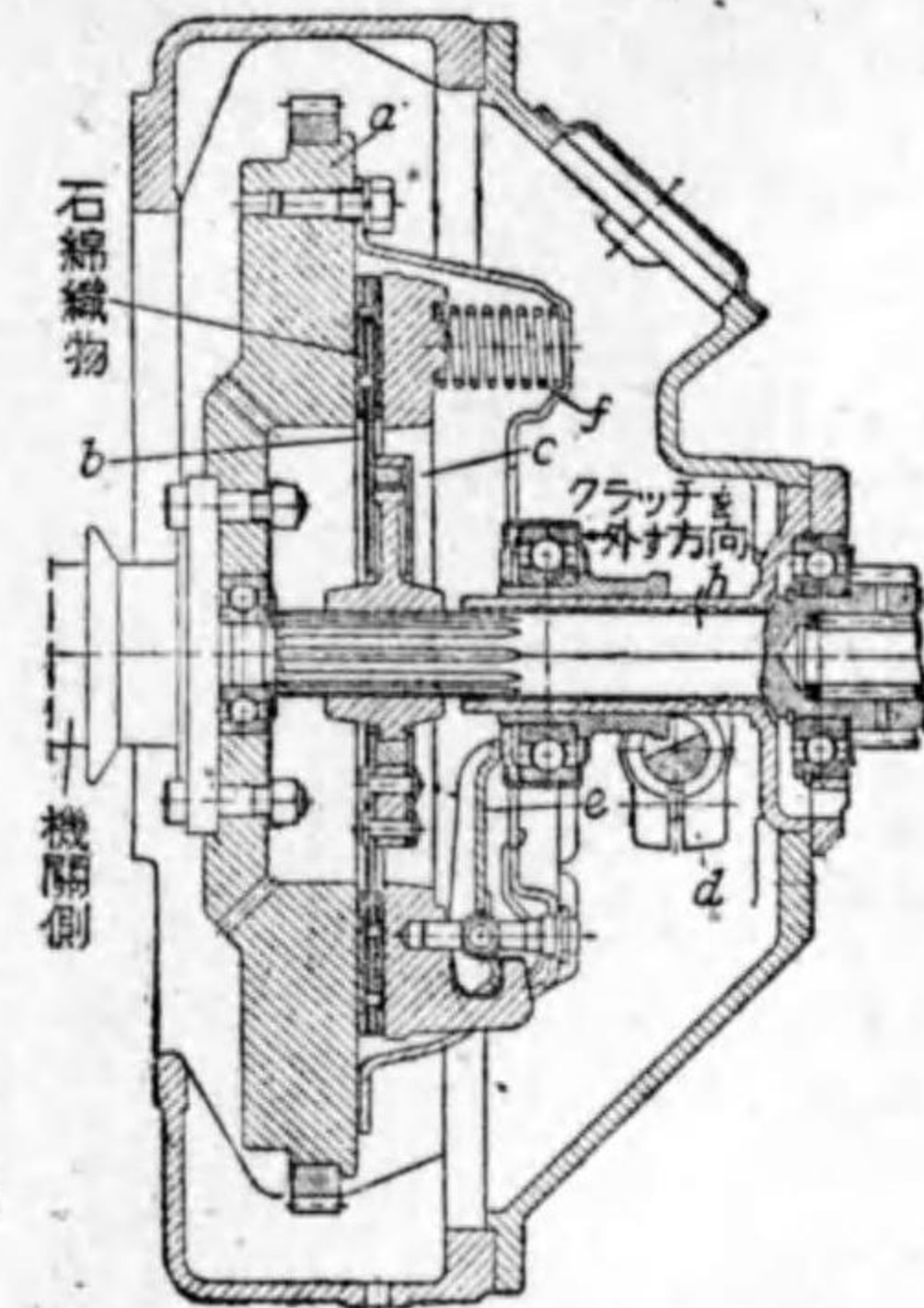


第 235 圖 圓板クラッチ(多板式)

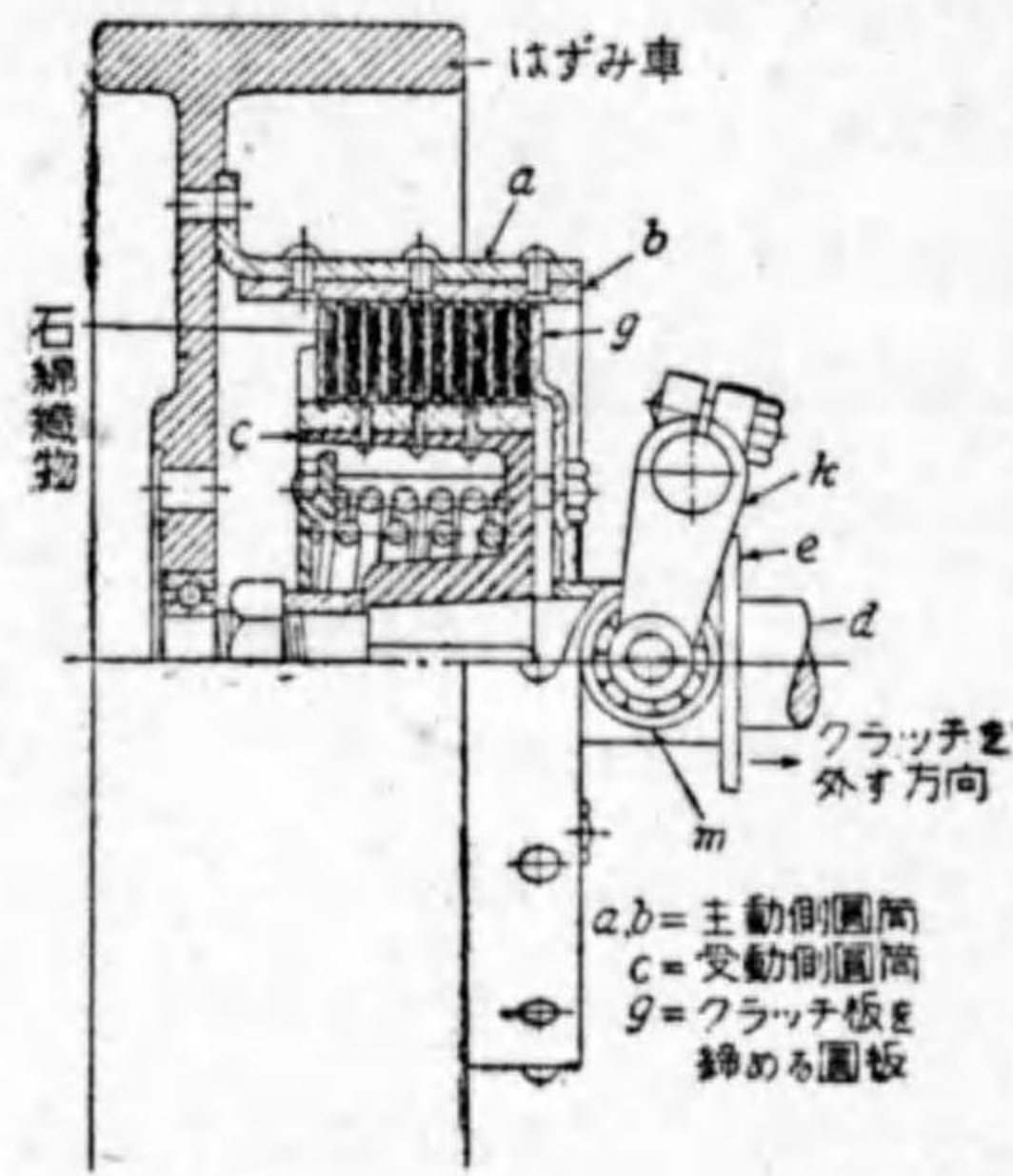


第 236 圖 壓縮空氣使用圓板クラッチ(多板式)



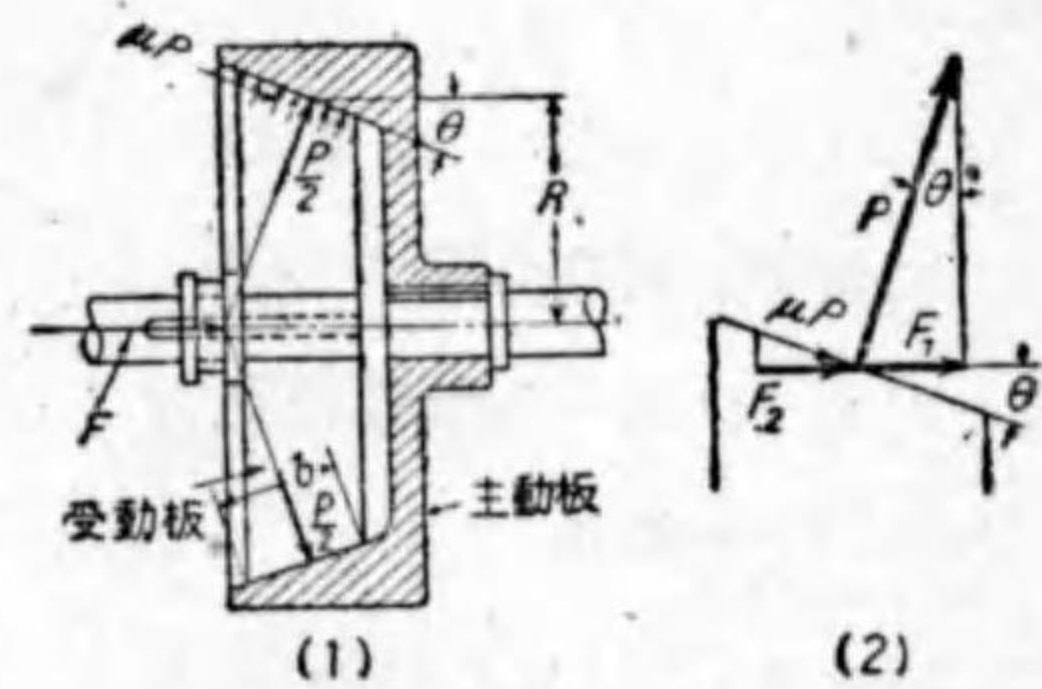


第 237 圖 自動車用單板式クラッチ



第 238 圖 自動車用多板式クラッチ

cm (摩擦はこの圆周上に集中するものと假定する)  
 $P$  = 圓錐接觸面に垂直な力の總合力 kg  
 $F$  = 咬合せの爲め軸方向に加ふべき力 kg  
 $F'$  = 咬合を外す爲め軸方向に加ふべき力 kg  
 $\mu$  = 摩擦係數  
 $\theta$  = 圓錐頂角の半分



第 239 圖 圓錐クラッチに働く力

$$F = F_1 + F_2 = P \sin \theta + \mu \cdot P \cos \theta$$

$$= P(\sin \theta + \mu \cos \theta) \dots\dots\dots(84)$$

$$M_a = \mu \cdot P \cdot R \quad \therefore P = \frac{M_a}{\mu \cdot R}$$

$$F \cong \frac{M_a}{\mu \cdot R} (\sin \theta + \mu \cos \theta) \dots\dots\dots(85)$$

$$F' = \frac{M_a}{\mu \cdot R} (\sin \theta - \mu \cos \theta) \dots\dots\dots(86)$$

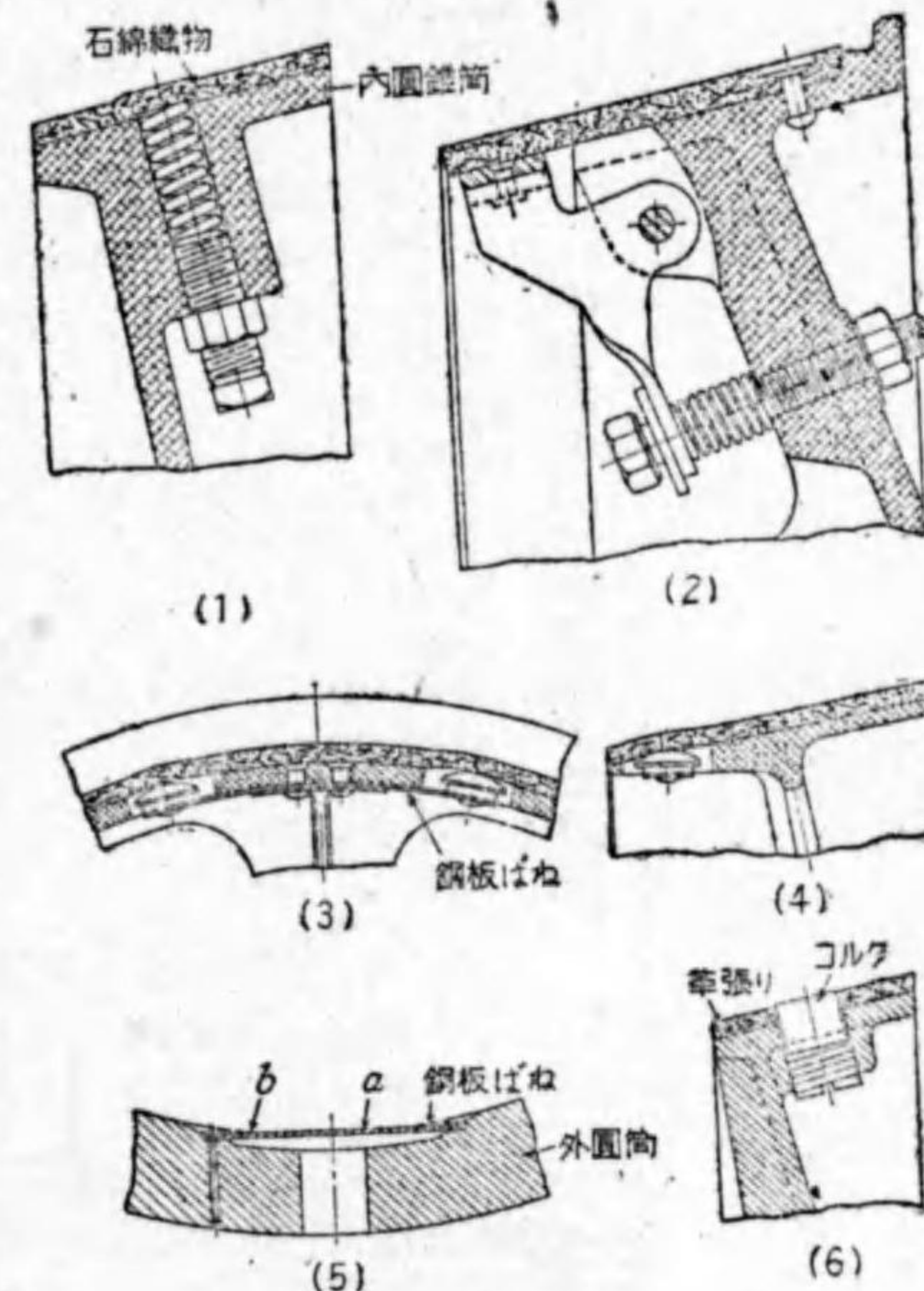
$$M_a = 71,620 \frac{H}{n} = \frac{F \cdot \mu \cdot R}{(\sin \theta + \mu \cos \theta)}$$

$$\therefore F = \frac{71,620 H (\sin \theta + \mu \cos \theta)}{n \cdot \mu \cdot R} \dots\dots\dots(87)$$

$$P = \frac{71,620 H}{n \cdot \mu \cdot R} \quad \text{又は} \quad P = 2\pi \cdot R \cdot b \cdot p \dots\dots\dots(88)$$

但し  $b$  = 圓錐接觸面の幅 cm,  $p$  = 圓錐接觸面間の單位直壓力  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 一般に  $\tan \theta \leq \frac{1}{6} > \mu$  にして外し易くする。通常  $\theta = 12^\circ \sim 15^\circ$  とし  $10^\circ$  位迄は許し得る。

$\theta$  を小にする程同じ  $F$  に對して傳へ得る回轉力は大になるが、これと反對に接手が圓滑に行はれ難く、外すに困難となる。一般にこの種のクラッチは適度の加速時期を必要とする場合は掛り方が急激すぎる傾向がある故にクラッチを掛ける場合は圓滑な咬合ひが肝要にして、これには第 240 圖に示すやうに接觸面に

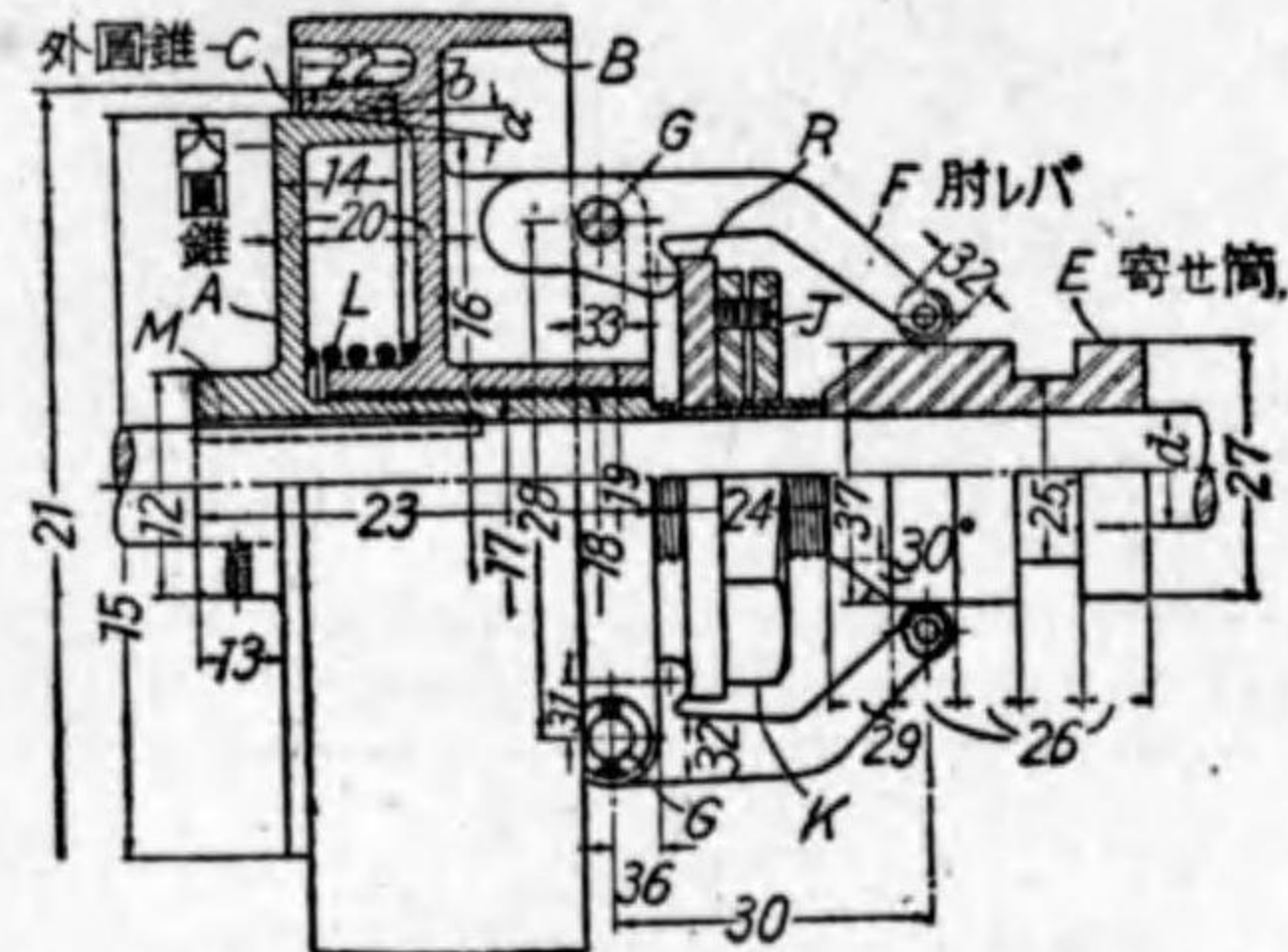


第 240 圖 摩擦張物押上げ装置

摩擦張物を數ヶ所ばね等で押上げ、回轉力の急變に對する緩衝の作用を圓滑にする。

第 241 及び 242 圖は工作機械類に用ひられる單式圓錐クラッチにして第 243 及び 244 圖は何れも自動車用單式圓錐クラッチを示す。

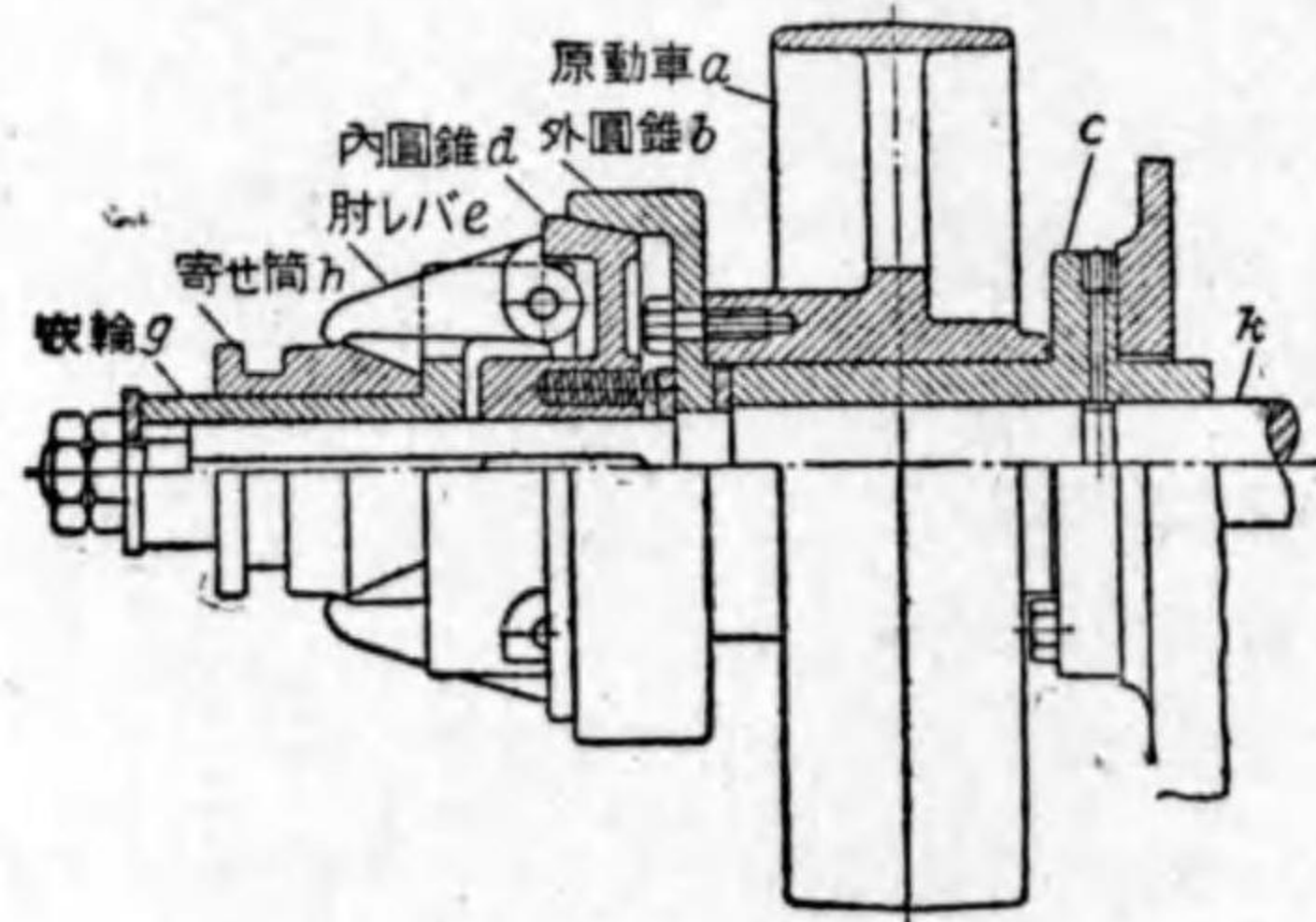




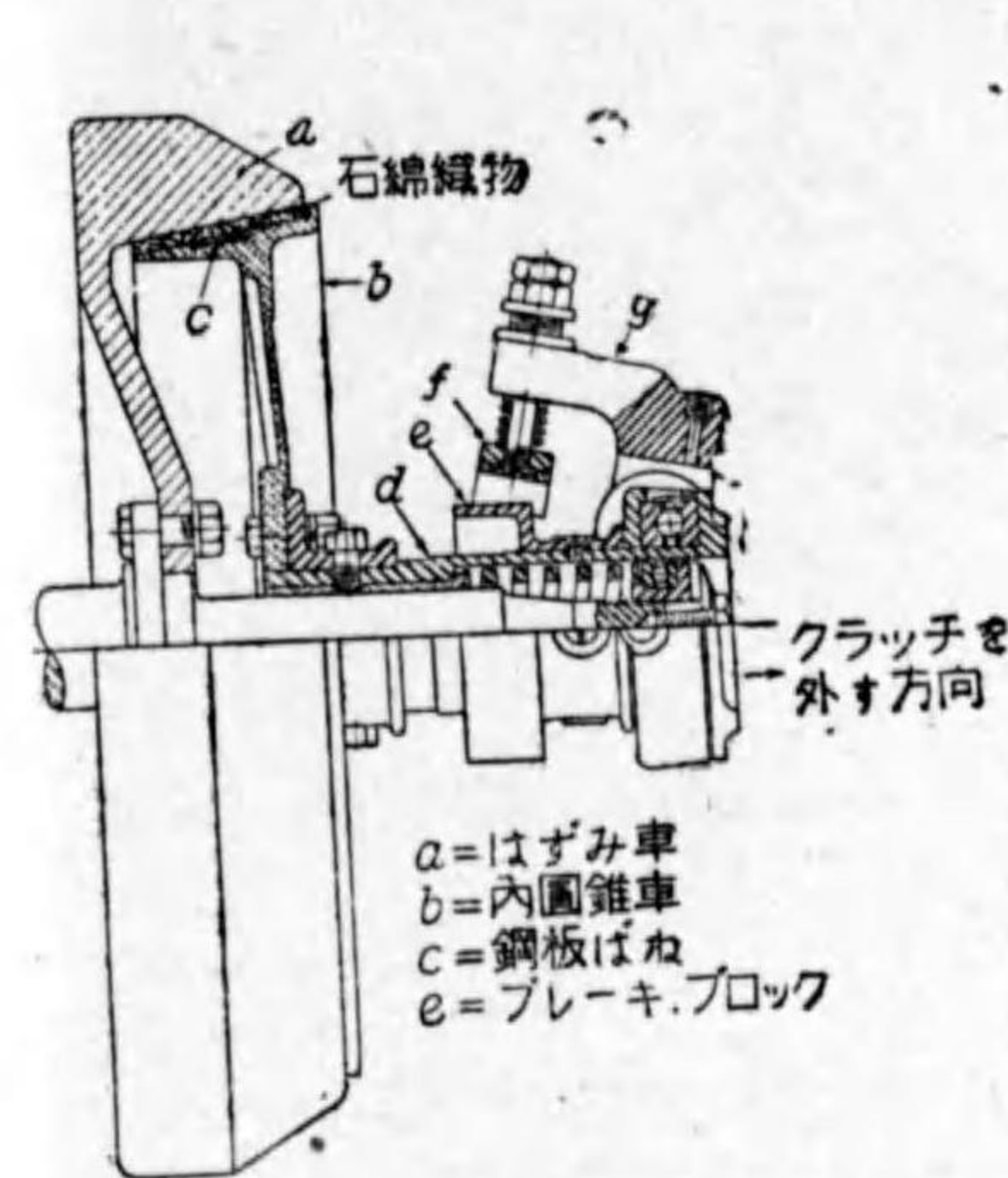
第 241 圖 單式圓錐クラッチの各部割合

$d$  = 軸の直径 mm  
 $D$  = 圓錐の平均直径 mm

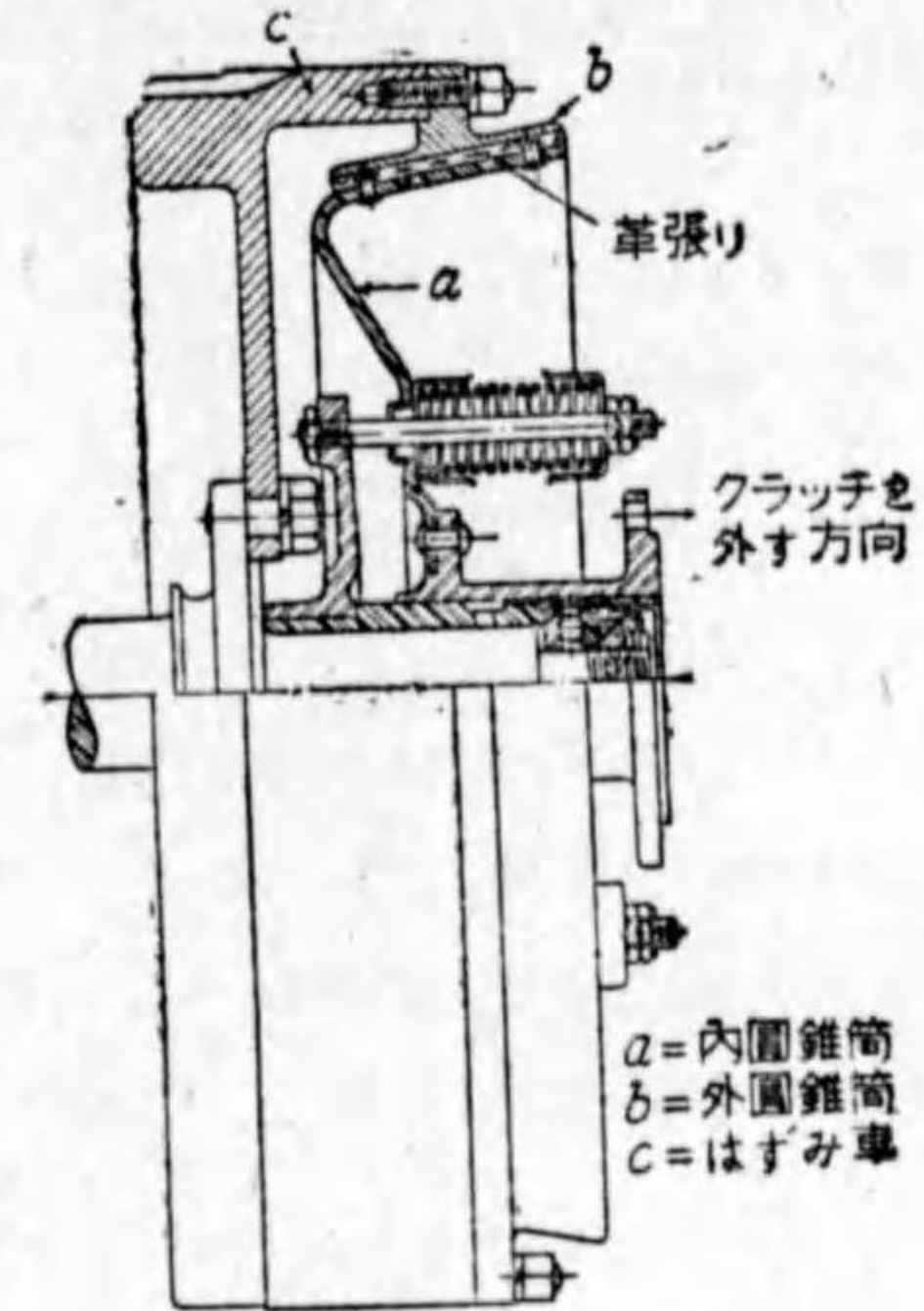
(12) $2d$	(25) $1.4d + 6$ mm
(13) $0.75d$	(26) $0.4d + 8$
(14) $b + 6$ mm	(27) $1.55d + 16$
(15) $D + b \sin \alpha$	(28) $3.9d + 38$
(16) $D - b \sin \alpha - 12$	(29) $0.26d + 18$
(17) $1.5d$	(30) $2.36d + 21$
(18) $1.5d + 6$	(31) $0.5d + 4$
(19) $2d + 3$	(32) $0.5d$
(20) $0.125d + 3$	(33) $0.3d$
(21) $D + b \sin \alpha + 12$	(34) $0.25d$ (F の厚き)
(22) $b + 3$	(35) $0.25d + 3$ (ピン G 部蝶番の厚き)
(23) $1.6d + 2b + 22$	(36) $0.4d$
(24) $1.5d$	(37) $1.55d + 18$



第 242 圖 單式圓錐クラッチ



第 243 圖  
自動車用單式圓錐クラッチ



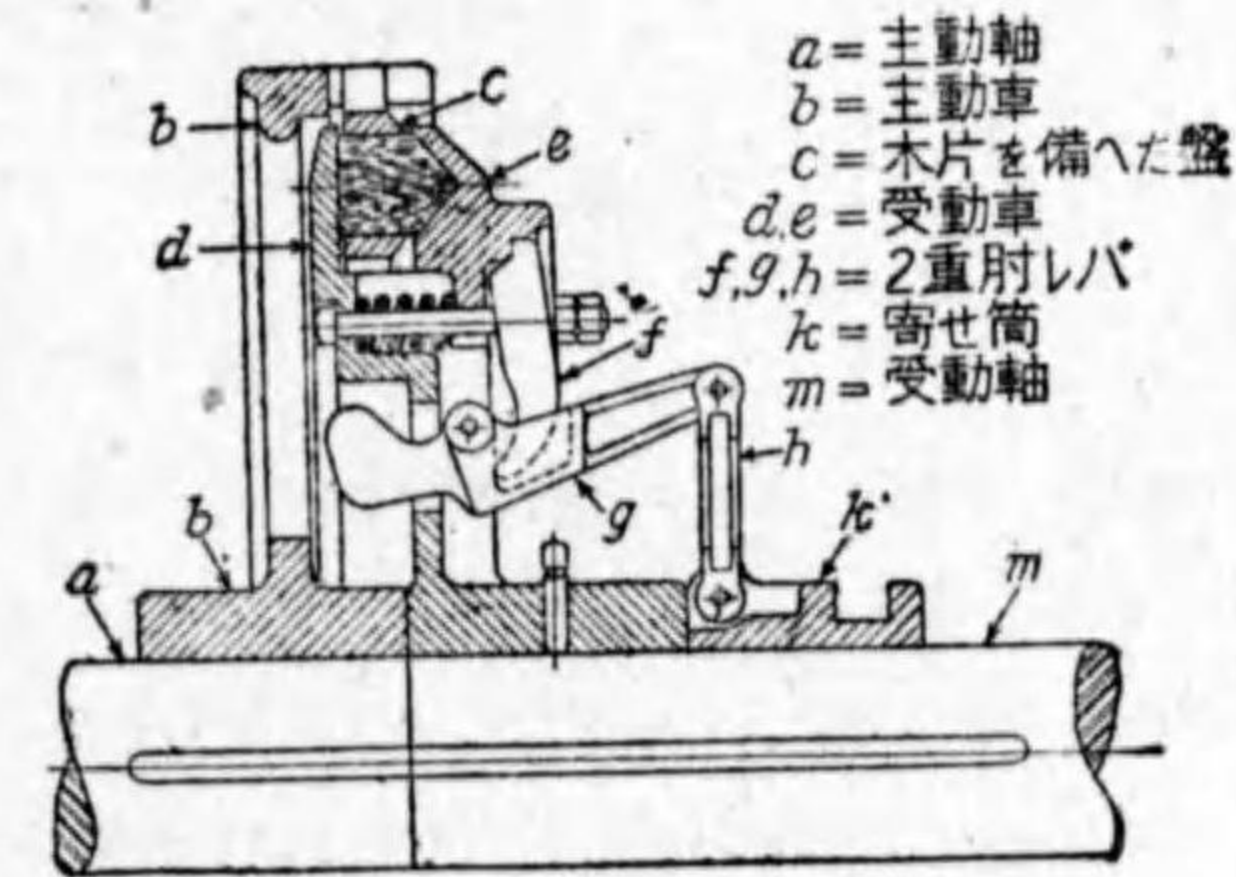
第 244 圖  
自動車用單式圓錐クラッチ

第 245 圖はムーア・ホワイト混成クラッチを示すもので摩擦片は硬き木材を用ふ。  
 Moore and White Combined conical-disc clutch

c. 枕クラッチ リムクラッチに屬しリム面を用ひたもので圓周外面、内面又は内外兩面へ數個の摩擦片(枕)を半徑方向に押しつけるもので、從て軸方向に壓力を加へる手数が省ける。接觸面には V 形及び平坦なものなどがある。

第 246 圖は枕クラッチの摩擦枕を示すもので (1) は  $2\beta$  なる V 形溝に嵌る。

この場合傳へ得る回轉モーメント  $M_d$  は次式で示される。



第 245 圖 混成クラッチ



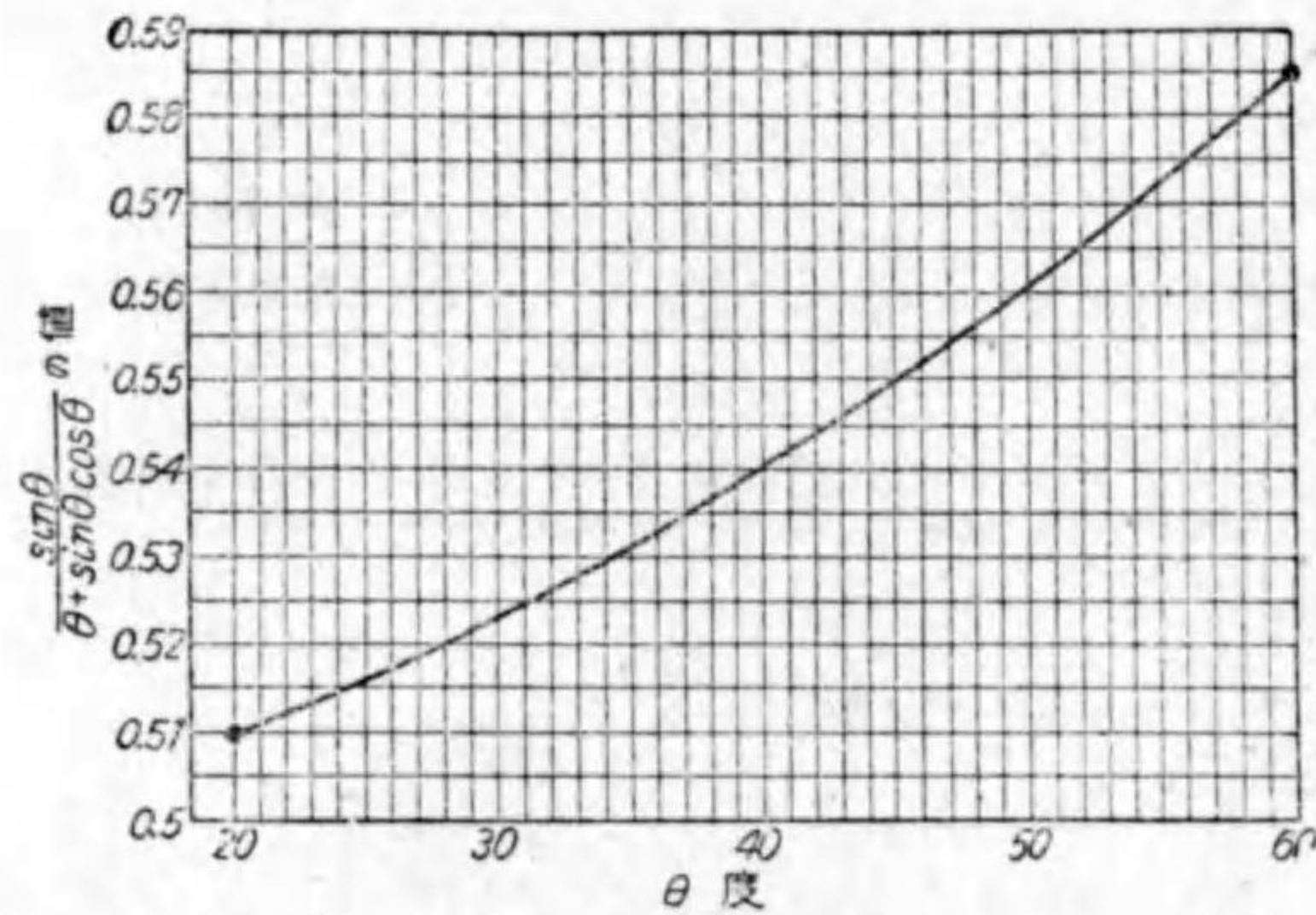
$$M_a = \frac{\mu \cdot P_1 \cdot D \cdot N}{\sin \beta} \left( \frac{\sin \theta}{\theta + \sin \theta \cdot \cos \theta} \right) \dots\dots\dots (89)$$

若しリムが (2) の如く平な時は  $\beta = 90^\circ$  であるから

$$M_a = \mu \cdot P_1 \cdot D \cdot N \left( \frac{\sin \theta}{\theta + \sin \theta \cdot \cos \theta} \right) \dots\dots\dots (90)$$

但し  $P_1 =$  枕 1 個に加はる半径方向の力 kg,  $N =$  枕の数とする。

第 247 圖は  $\theta$  度に対する  $\sin \theta / (\theta + \sin \theta \cdot \cos \theta)$  を表はした曲線である。

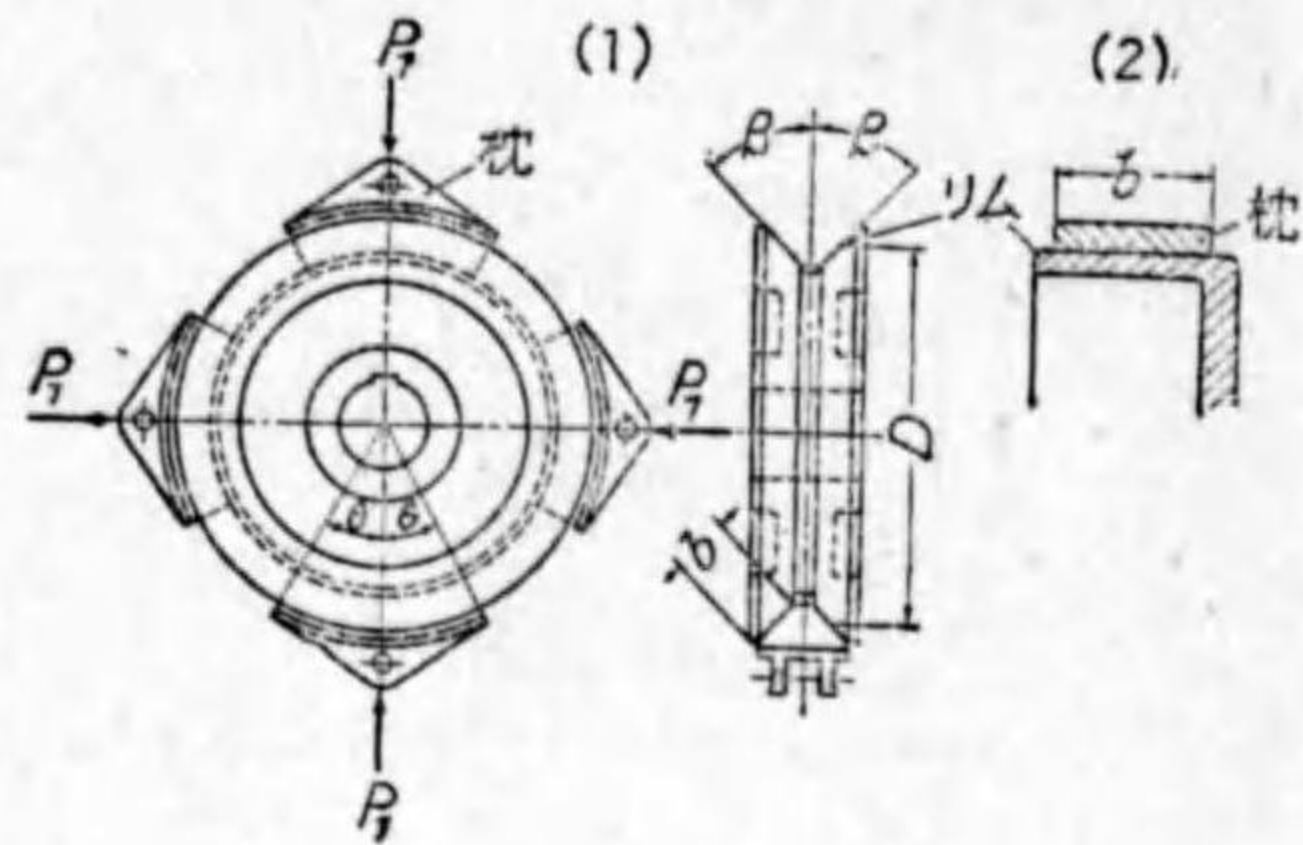


第 247 圖

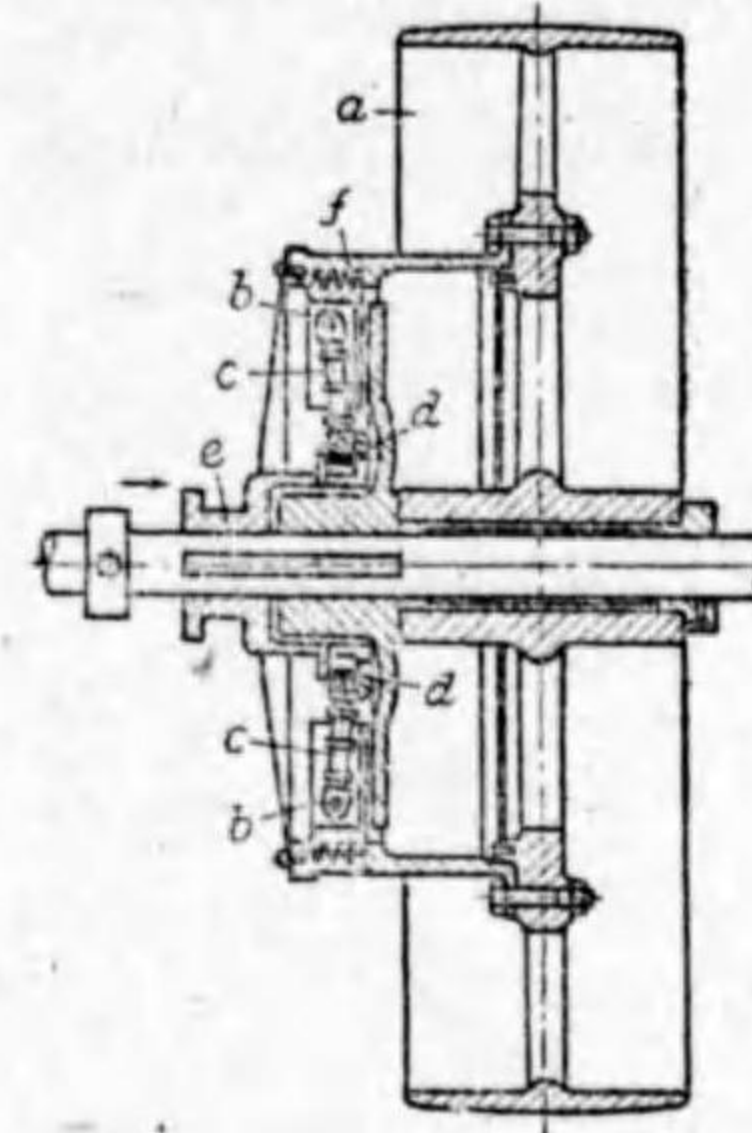
第 248 圖は V 形ブロック・クラッチにして  $a$  は主傳動車にして寄せ筒  $e$  を右方へ移動し、調節用突棒  $c$  により V 形摩擦枕  $b$  を押し、ベルト車  $a$  に固定した筒  $f$  の内面の V 形溝に壓力を加へその摩擦により回轉力を傳へる。

第 249 圖は平な接觸面を有する枕クラッチにして摩擦枕  $f$  及び  $g$  は圓周の内外兩面からリム  $a$  を押しつける構造のものである。

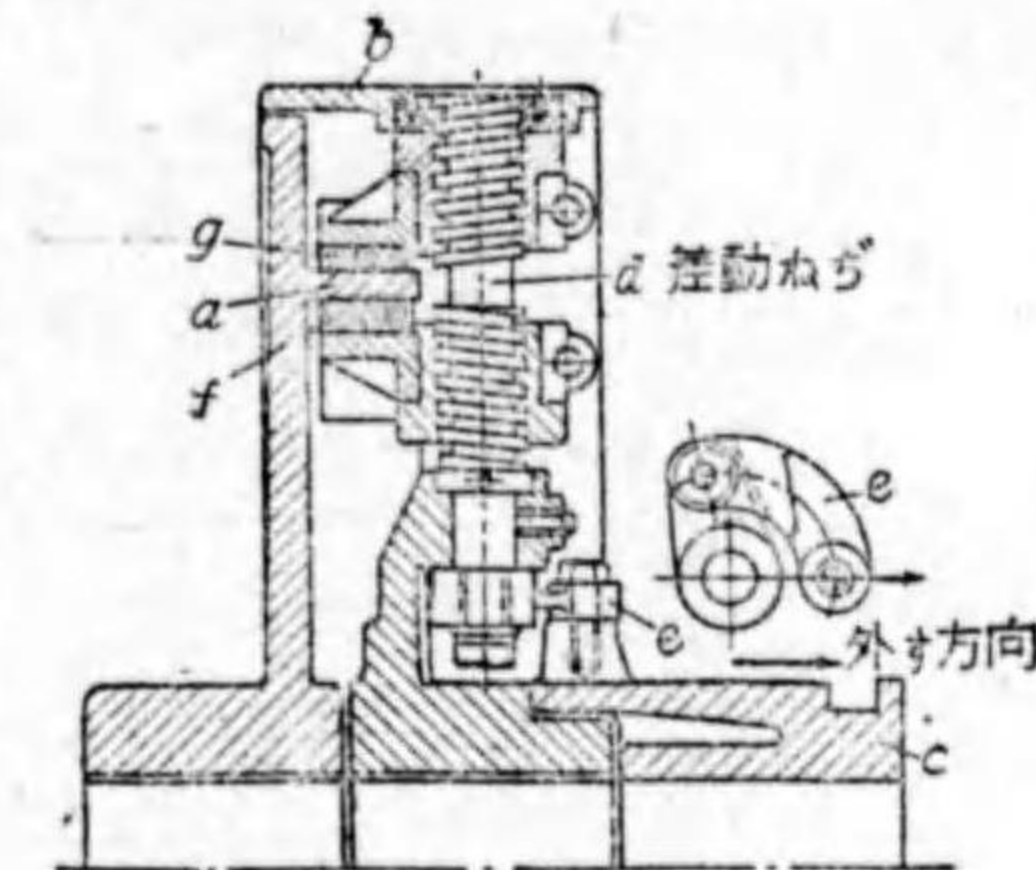
d. **割輪クラッチ** (Split-ring clutch) 弾力性ある鋼又は鋳鐵の輪を一ヶ所切り、その切目を押し開いて外圓筒を壓して力を傳へるものである。



第 246 圖 枕クラッチ



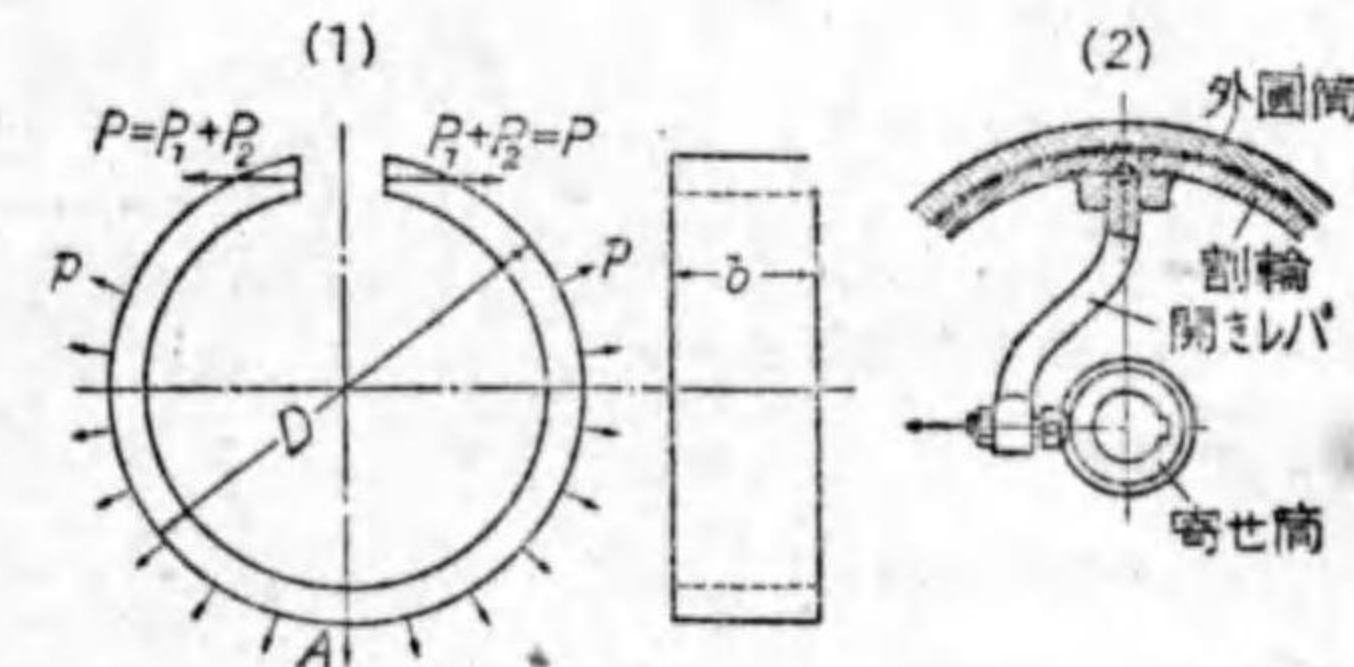
第 248 圖 V 形ブロック・クラッチ



第 249 圖 枕クラッチ

いま第 250 圖に於て

- $D =$  摩擦外圓筒の内徑 cm
- $b =$  輪の幅 cm
- $p =$  單位面積上の直壓力 kg/cm<sup>2</sup>
- $\mu =$  摩擦係數
- $n =$  毎分回轉數



第 250 圖 割輪クラッチ

とし、輪の接觸角を假りに  $360^\circ$

とし、 $\mu$  を一定とすると傳へる總摩擦モーメント  $M$  は

$$M = \frac{\mu \cdot \pi \cdot p \cdot b \cdot D^2}{2} \dots\dots\dots (91)$$

$$\text{傳達馬力 } H = \frac{n \cdot \mu \cdot \pi \cdot p \cdot b \cdot D^2}{2 \times 71,620} \dots\dots\dots (92)$$

次に第 250 圖 (1) に於て輪を開く力  $P$  を求めるに、いま  $P_1$  は輪を開いて外筒内徑に接する迄開くに要する力、 $P_2$  は外筒を壓して摩擦を生ずるに必要な力とする。

- $r_1 =$  開かぬ前の輪の半径 cm
- $r_2 =$  開いた後の輪の半径 cm
- $E =$  輪の材料の縦弾性係數 kg/cm<sup>2</sup>



$I$  = 輪の断面の慣性モーメント  $\text{cm}^4$

$$P_1 = \frac{E \cdot I}{2r_1} \left( \frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_1} \right) \text{ kg} \dots\dots\dots (93)$$

圖に於て A 點のモーメント  $M_A$  は

$$M_A = \frac{p \cdot b \cdot D^2}{2}$$

このモーメントは、力  $P_2$  による A 點の曲げモーメントと等しい筈である。

即ち  $P_2 \cdot D = \frac{p \cdot b \cdot D^2}{2}$ ,  $P_2 = \frac{p \cdot b \cdot D}{2} \dots\dots\dots (94)$

この  $P_2$  と式 (91) の  $M$  とより

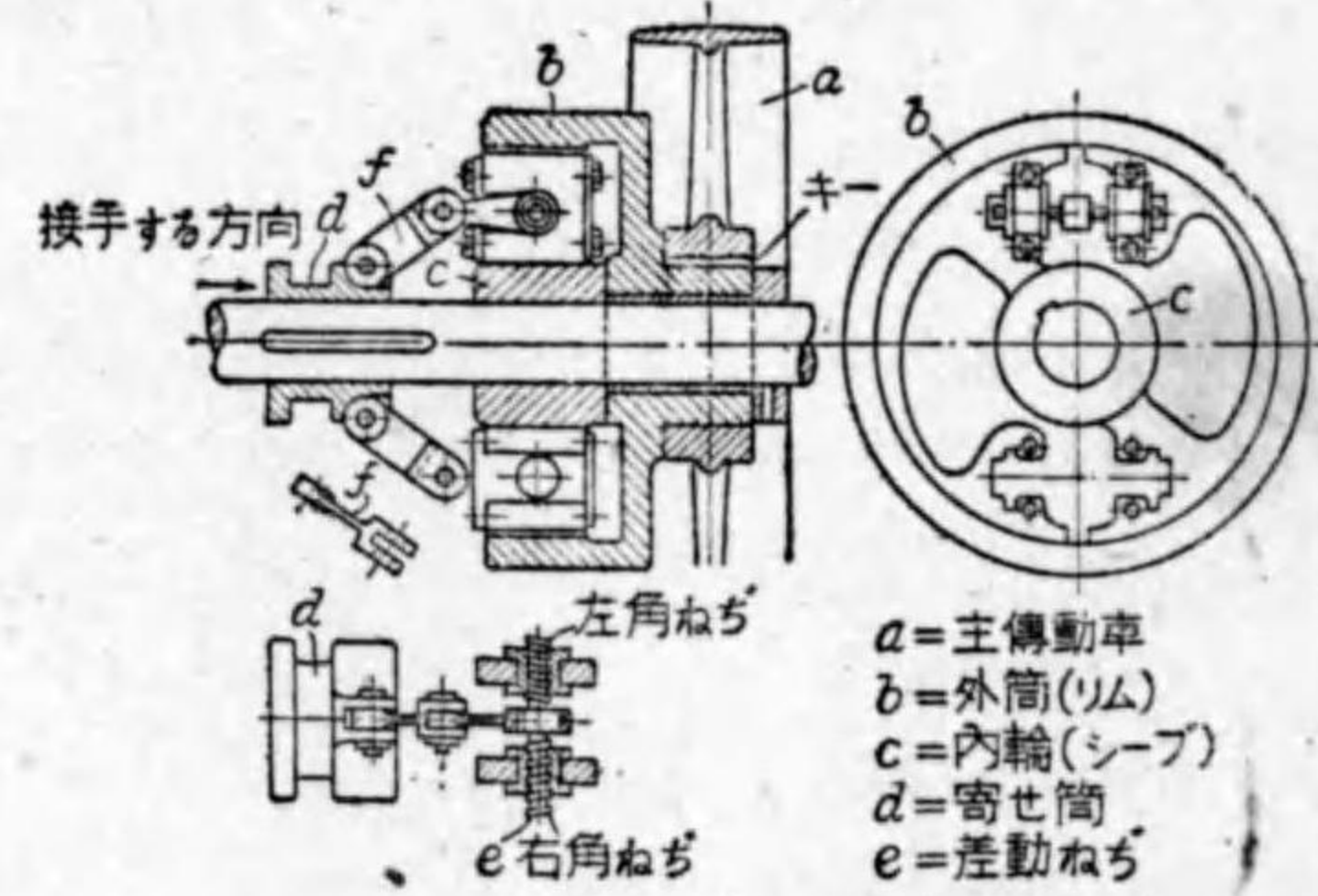
$$P_2 = \frac{M}{\mu \cdot \pi \cdot D} \dots\dots\dots (95)$$

即ち摩擦モーメント  $M$  を起すにはこの式 (95) の示す  $P_2$  なる力を要する。(2) 圖は割輪を開く一例を示す。

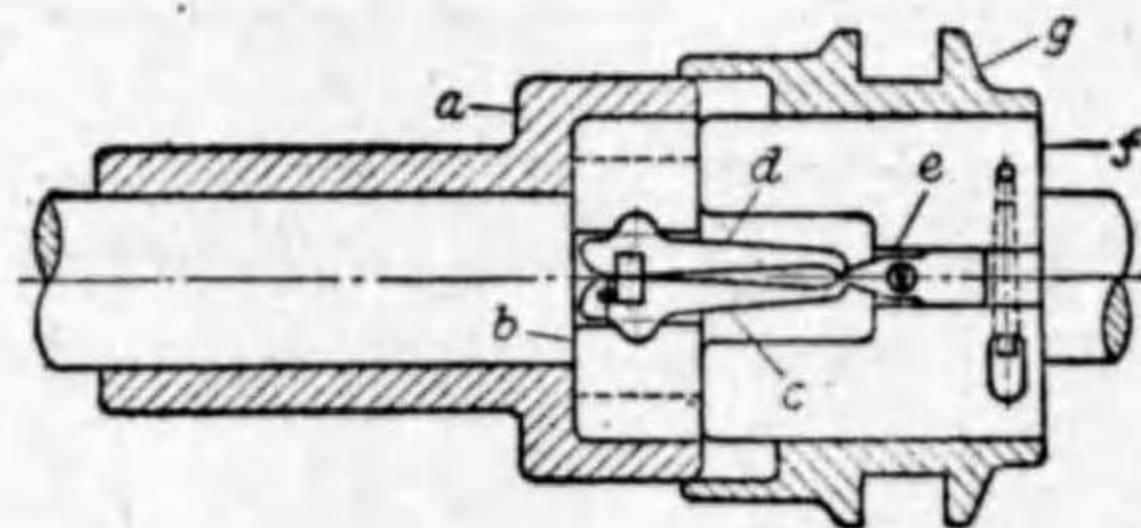
第 251 圖はエドメストン割輪クラッチ, 第 252 圖はジョンソン割輪クラッチにして何れも工作機械用に適す。

この外、打撃的荷重の作用する巻上機、壓延機等に用ひられる帶クラッチ及びコロ・クラッチ等がある。

④ (4. オールダム接手) Oldham coupling  
軸が平行にして僅か食違ふ場合、角速度の變化なく回轉運動を傳達し得る接手にして第 253 圖に示す如く兩軸端に A 及び  $A_1$

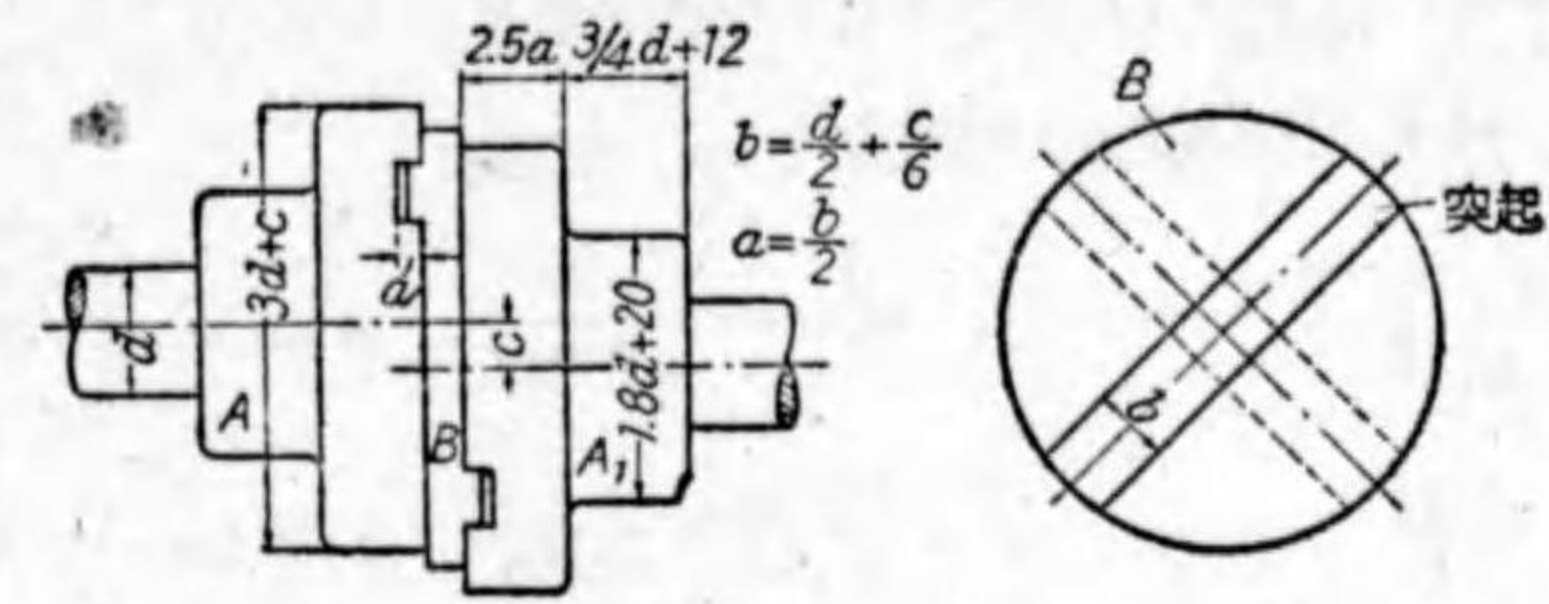


第 251 圖 エドメストン割輪クラッチ



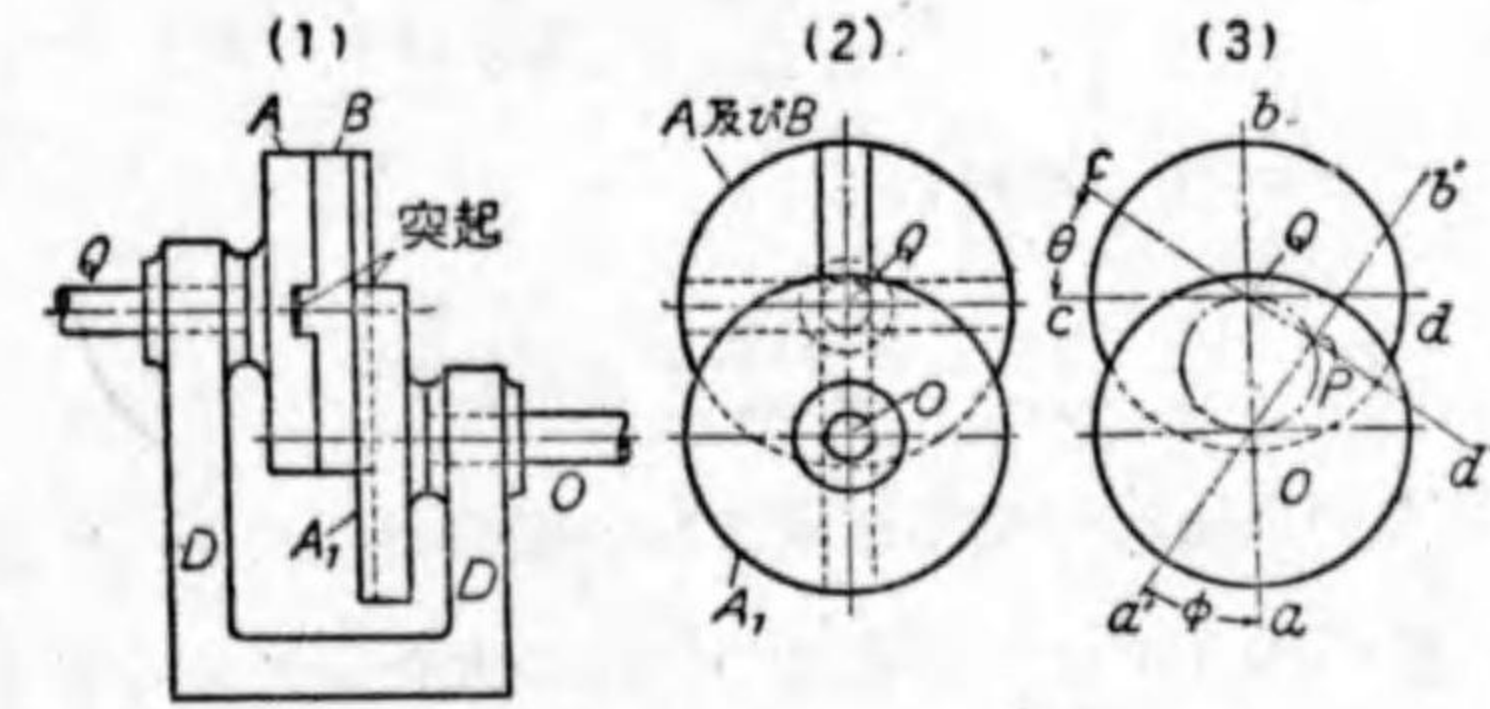
第 252 圖 ジョンソン割輪クラッチ

をキーで固定しその中間に圓板 B が背合せに互に直角に一對の突起を有し兩フランジの角溝に嵌りこれを介して回轉運動を傳へる。



第 253 圖 オールダム軸接手

これは楕圓コンパスの機構を逆に應用したもので第 254 圖 (1) 及び (2) に示す如く A, B,  $A_1$  は互に滑りつがひをなすから D に対して同一の角運動をな

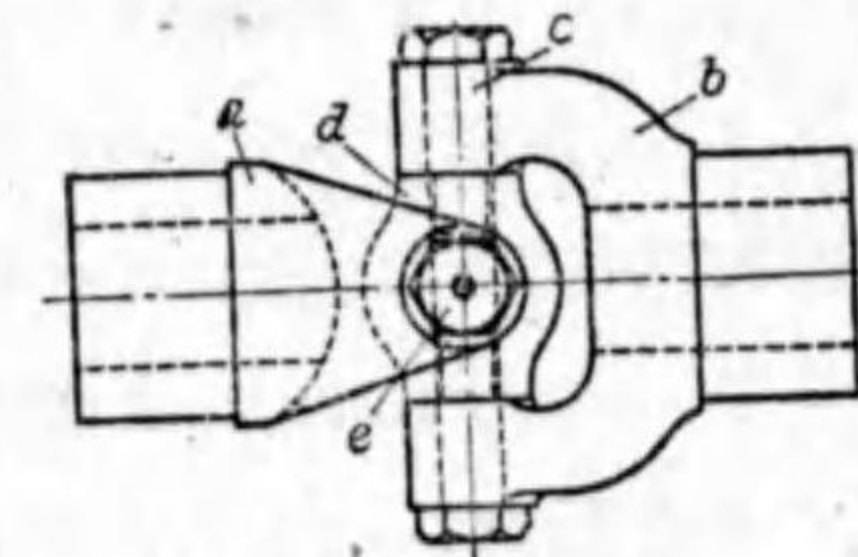


第 254 圖 オールダム軸接手

す。同圖 (3) はこの接手の機構の原理を示したもので、いまフランジ A が角  $\theta$  だけ回轉する間に  $A_1$  が角  $\phi$  を回轉するとせば、明かに  $\theta = \phi$  なるが故に A の角速度 =  $A_1$  の角速度にして兩者の角速比は 1 になる。

5. 自在接手 (Universal joint) 2 軸がある角度をなして交る場合に回轉運動を傳達するに適する接手にして第 255 圖に示すは Hooke's 接手で U 字形に作った a 及び b の

中間に十字形 d を挿入し、ピン e 及び e で接合する。これにより 2 軸の傾斜が變化しても回轉を傳へ得るが主動軸の速度が一定でも受動軸の速度は兩軸の角度の大きさ及び位置により變化し、従て振りモーメントも同様の變化をすることはこの接手の特異點である。



第 255 圖 自在接手

いま兩軸間の角度を  $\alpha$  で表すと受動軸の速度は  $1/4$  回轉毎に  $\cos \alpha$  (最小)



から  $\frac{1}{\cos \alpha}$  (最大) の間に變化する。

そこで受動軸の角速度を  $\omega'$  で表すと

$$\omega'_{max} \propto \frac{1}{\cos \alpha}, \quad \omega'_{min} \propto \cos \alpha$$

故に  $\frac{\omega'_{max}}{\omega'_{min}} = \frac{1}{\cos^2 \alpha}$  となる。

$\alpha = 5^\circ$  に對して

$$\frac{\omega'_{max}}{\omega'_{min}} = \frac{1}{0.9962^2} = 1.008$$

$\alpha = 10^\circ$  に對して

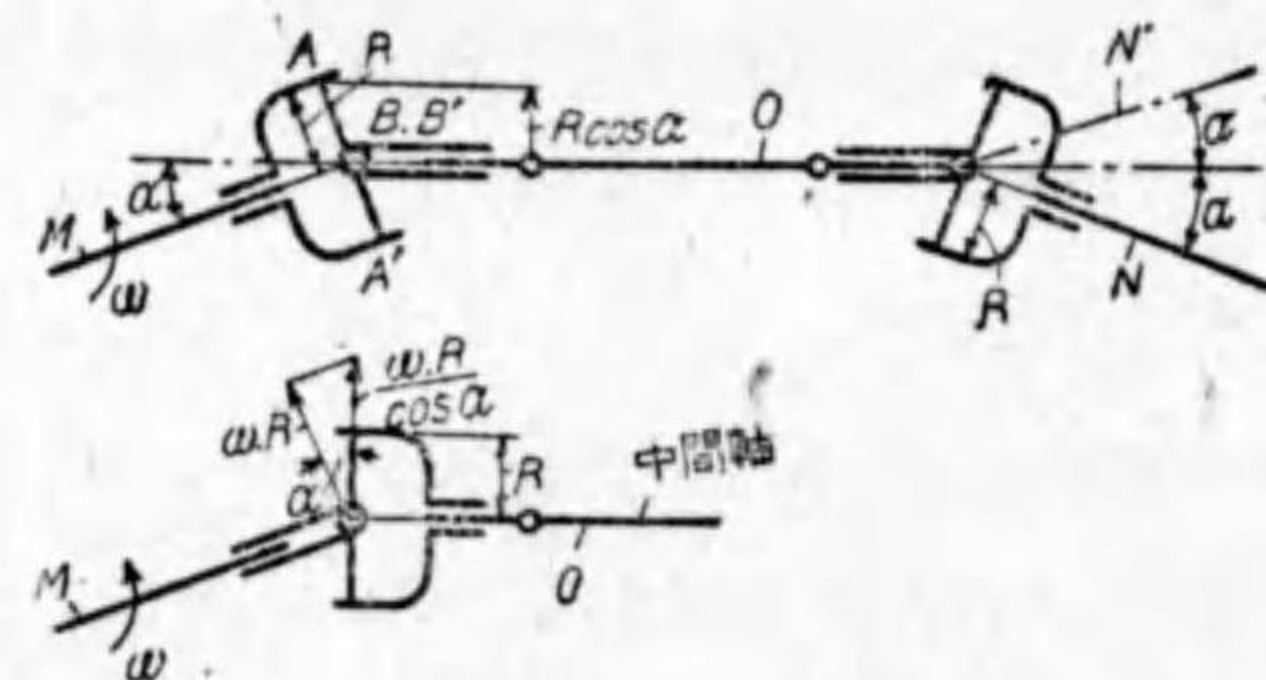
$$\frac{\omega'_{max}}{\omega'_{min}} = \frac{1}{0.9848^2} = 1.031$$

となるから速比の變化を望まない場合は  $\alpha$  を  $5^\circ$  以下に制限せなければならぬ。 $\alpha$  の大きいことは速比の變化の大きいこととなり運動の不調を來たす。普通  $\alpha$  の制限値は  $25^\circ$  である。 $\alpha = 90^\circ$  なるときは  $\cos \alpha = 0, \frac{1}{\cos \alpha} = \infty$  となるから直交する 2 軸には運動を傳へ難くなる。

兩軸の角速度を常に同一にするには第 256 圖に示す二重フック接手を用ひる。即ち M と N 軸との間に中間軸 O を設け、M、O 間の角と O、N 間の角とを等しくし、O 軸の兩端にある U 字形を同一平面内に横はるやう

にする。かくすれば M、O 間の角速比は N、O の角速比の逆數になるから M、N の角速度は同一となる。N 軸は又 N' の如く M 軸に平行に置くことも出来る。

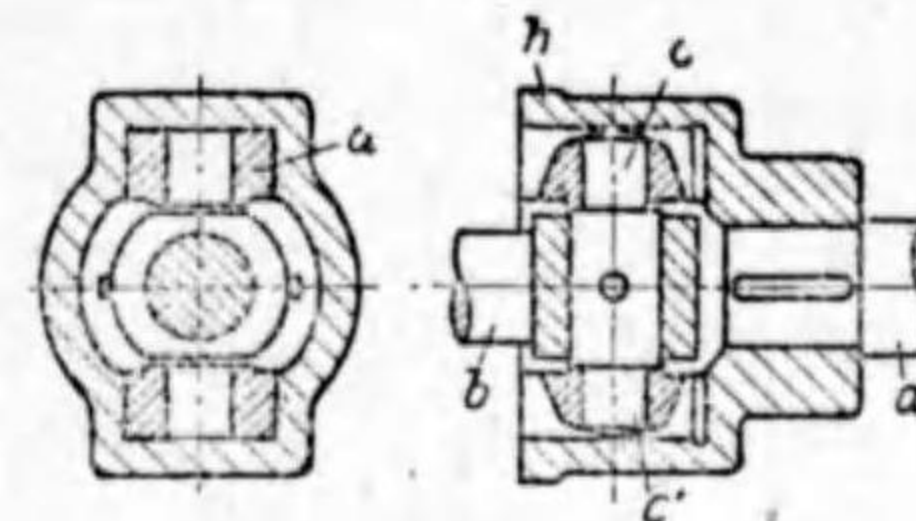
このとき O 軸を拔差自在に作つて置けば N' 軸を紙面に平行したまゝでこ



第 256 圖 二重フック接手

れに直角の方向に移動さずも尙速度は等しく保たれる。この接手は自動車、工作機械類に可成り用ひられてゐる。

第 257 圖は軸移動を兼ねた自在接手にして即ち軸方向に僅かの移動を許すのが特徴である。自動車に用ひられてゐる。

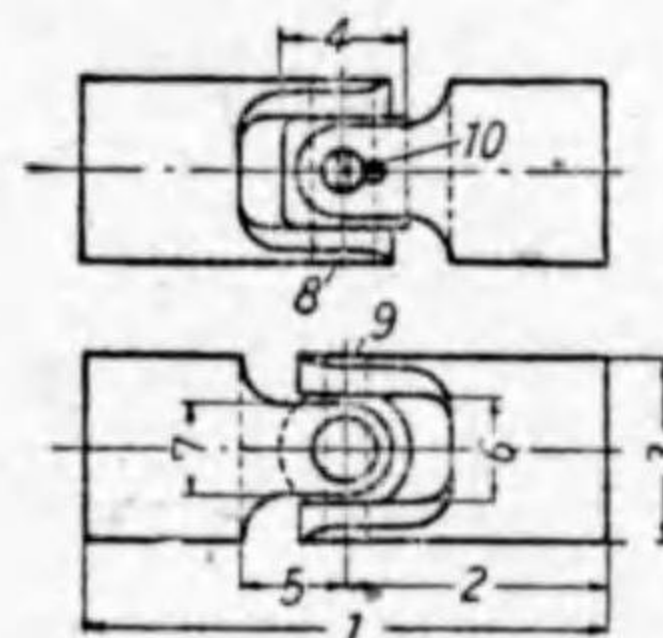


第 257 圖

軸移動を兼ねた自在接手

自在接手には種々な構造のものがあるが第 258 圖は小型用、第 259 圖は正確を要しない自在接手の寸法を示す。

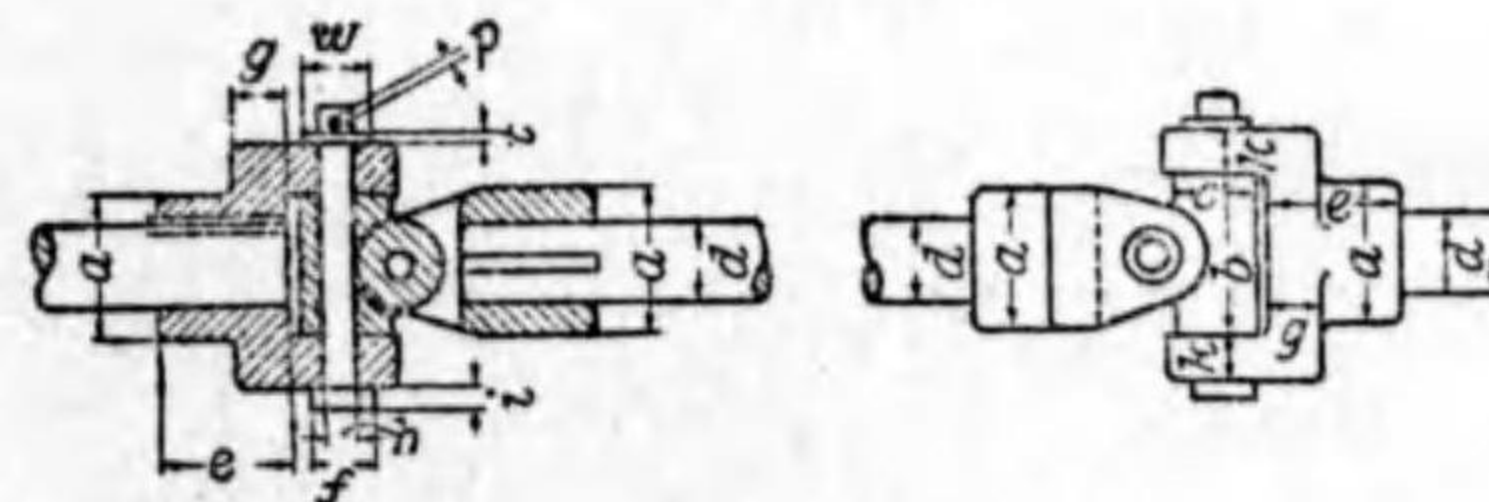
附 表 單位 mm



第 258 圖

自在接手 (火造り)

d	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	68	34	20	13	10	11	10	6	5	—
25	85	42	25	18	14	14	12	8	6	3
30	95	48	30	22	18	18	16	10	6	3
35	105	52	35	22	20	20	18	11	8	3
40	110	58	40	25	22	22	20	12	9	3
45	115	58	45	30	24	25	22	14	10	3
50	140	70	50	36	28	30	27	18	11	3
60	170	85	60	42	35	35	32	20	12	3



第 259 圖

自在接手 (火造り又は鋼鑄物)



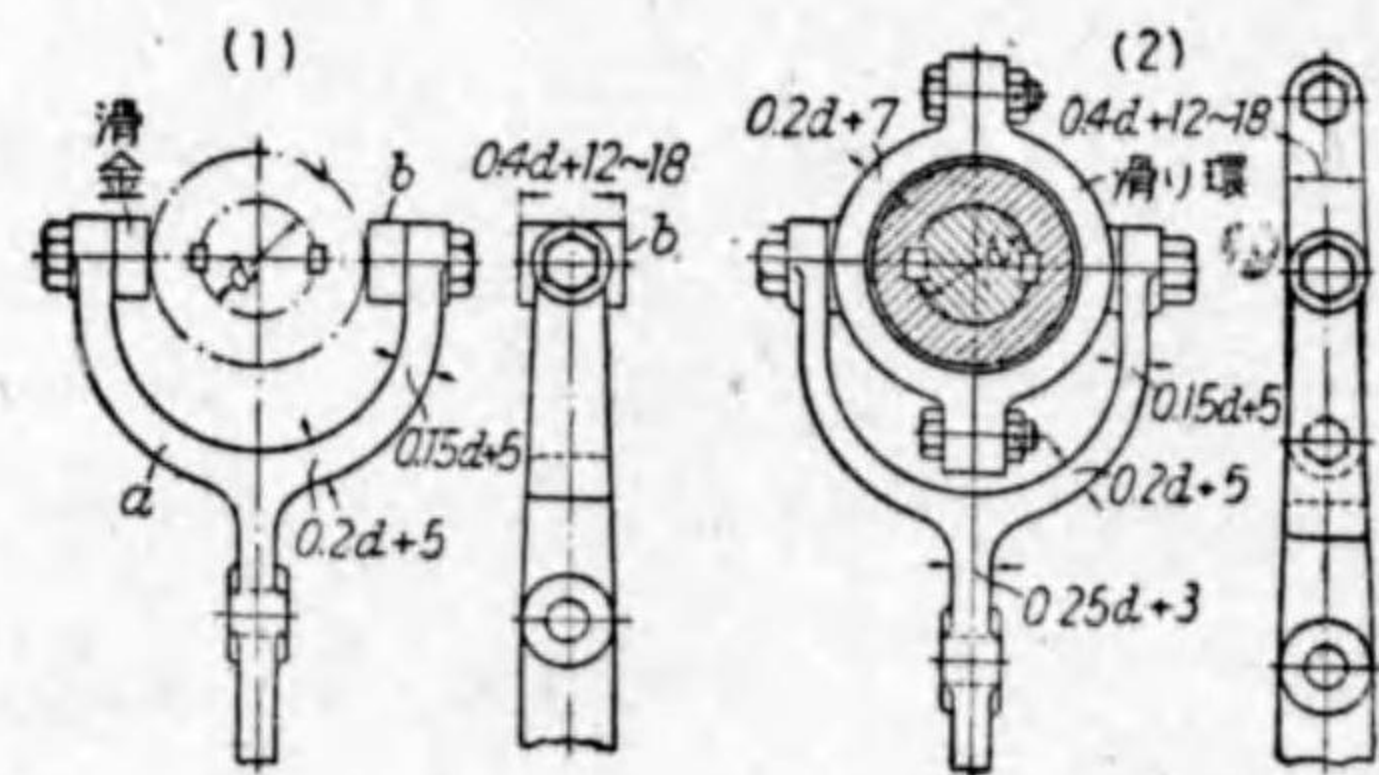
附 表 (火造り又は鋼鑄物)

單位 mm

d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	w	t	p
12	22	25	12	22	11	8	6	3	8	12	2	2
20	34	38	22	32	14	11	10	5	11	20	2	2
25	44	50	25	41	20	16	13	6	16	25	2	3
32	58	64	32	50	24	20	16	8	20	32	3	3
38	70	76	38	60	28	22	20	10	22	38	3	5
44	80	88	44	70	33	27	22	11	27	44	3	5
50	92	102	50	82	38	30	25	12	30	50	5	6
57	102	114	57	92	42	35	28	14	35	57	5	6
64	114	126	64	102	48	38	32	16	38	64	5	8
70	126	140	70	111	52	42	35	17	42	70	6	8
76	140	152	76	124	57	46	38	20	46	76	6	10
82	150	165	82	135	62	49	41	20	50	82	6	10
88	162	178	88	142	66	54	44	22	54	88	8	11
94	170	190	95	152	71	57	48	24	57	95	8	11
100	184	203	102	162	76	60	50	25	60	102	8	12

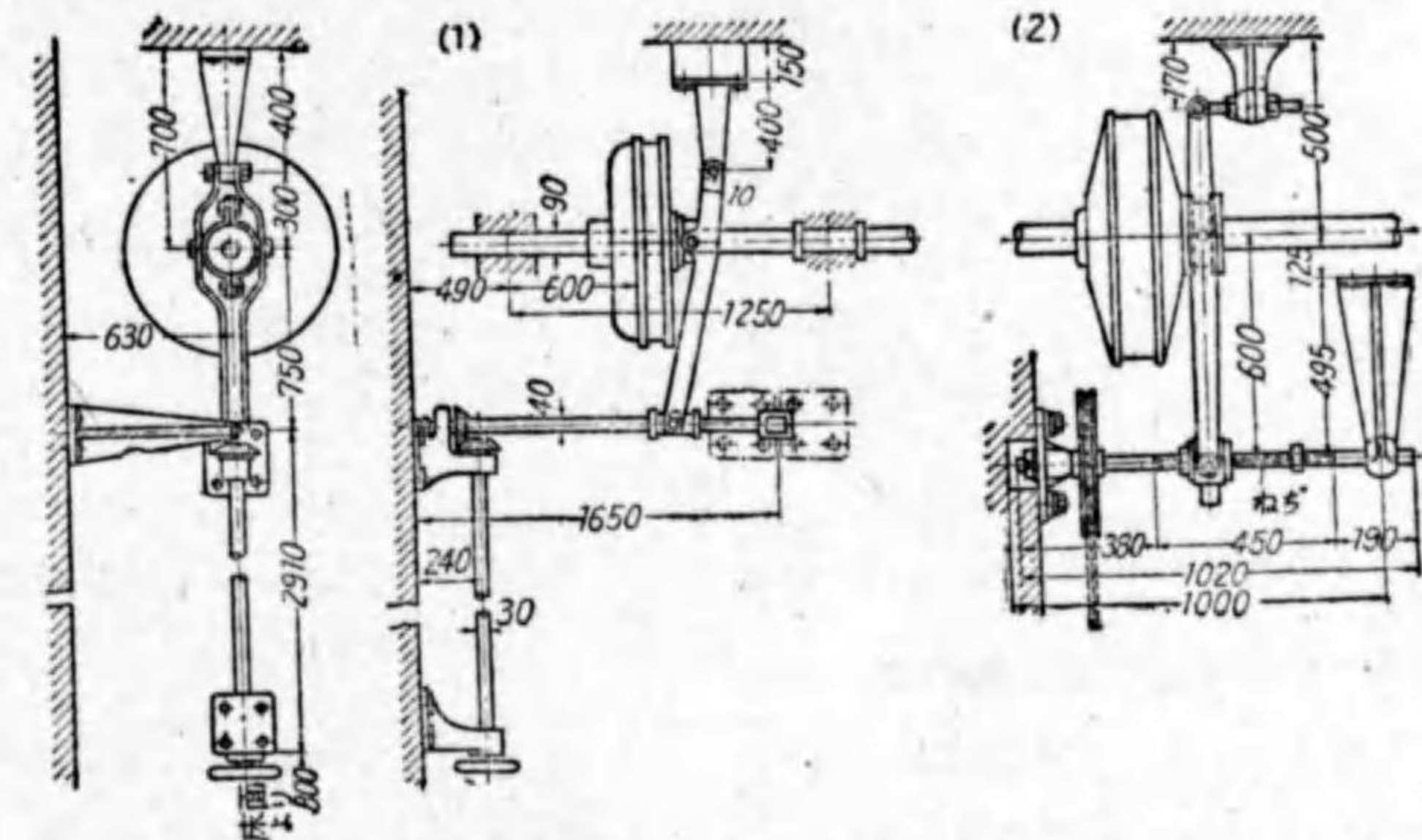
6. 安全軸接手又は超荷軸接手 Safety coupling or Overload coupling 超過荷重のために原動軸系統に故障を來す虞れのある場合に自動的に連結が遮断される構造のもので、これには最も簡単な方法として接手用ボルトが剪断され連結が断たれるものと、摩擦面が滑り連結が一時断たれるものがあり、電磁力を應用した摩擦クラッチは安全作用が確實である。

7. クラッチ寄せ装置 一般にクラッチの掛け外しは増力機構として肘張接手を用ひる。この肘張接手は寄せ筒の移動により摩擦面への着脱作用をなすもので、寄せ筒は第 260 圖に示す青



第 260 圖 クラッチ寄せ (寄せ筒移動機構)

銅製の滑金を嵌め、レバの一端を二股にした所謂クラッチ寄せで動かす。餘り力を要せぬものは直接レバを動かし、大きい力を要するとき或は接近し難い場合には第 261 圖の如く、ねじ、齒車、鎖車機構等を用ふ。レバの動きはなるべ



第 261 圖 クラッチ寄せ装置 (寄せ筒移動機構)

く少なくし、加へる力も餘り大きくなく又加へる力を除いても、もとに戻らぬやうにする。

尙この他機械仕掛もあるが近來は電磁装置を應用したものがある。

① 例題 1. 毎分 120 回転をなす直径 70 mm の傳動軸に於て 8 m の長さにつきて測定した振れ角が  $\frac{1}{30}$  ラジアンであるといふ。傳達してゐる馬力を求めよ。但し材料の横弾性係数を 840000 kg/cm<sup>2</sup> とす。

式 (68) より

$$T = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \theta \cdot G}{32 \cdot l} = \frac{\pi \times 7^4 \times \frac{1}{30} \times 840000}{32 \times 800} = 8242.5 \text{ cm-kg}$$

式 (65) より

$$H = \frac{T \cdot n}{71620} = \frac{8242.5 \times 120}{71620} = 13.8 \text{ 馬力}$$

例題 2. 4 馬力を傳達する 90 rev/min 長さ 2 m なる回轉軸あり。いま重さ 65 kg のベルト車が軸の中央に固定されるとき、この軸の直径を求めよ。



但し軸には振りと曲げとが同時に作用するものとし、最大剪断応力説による相当振りモーメントより算出せよ。

但し軸の許し振り応力  $f_d = 300 \text{ kg/cm}^2$  とす。

式 (65) より

$$T = \frac{71,620 \times 4}{90} = 3,183 \text{ cm-kg}$$

$$M = \frac{W \cdot l}{4} = \frac{65 \times 200}{4} = 3,250 \text{ cm-kg}$$

式 (72) より

$$T_e = \sqrt{3,250^2 + 3,183^2} = 4,550 \text{ cm-kg}$$

式 (73) より

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{T_e}{f_d}} = \sqrt[3]{\frac{16}{3.14} \times \frac{4,550}{300}} = \sqrt[3]{77.4} = 4.26 \text{ cm} \quad \underline{44 \text{ mm}} \text{ (鋼棒指定寸法)}$$

例題 3. 第 262 圖の如き傳動軸に於てベルト車 1 にベルトが水平にかゝり、ベルト車 2 にはベルトが  $45^\circ$  の傾にかゝり、2 より 1 に動力を傳へる。

いま毎分 200 回轉、5 馬力を受ける軟鋼製軸としその許し応力は  $f_d = 370 \text{ kg/cm}^2$ ,  $f_b = 500 \text{ kg/cm}^2$ , ベルト車 1 及び 2 の自重を夫々 50 kg, 70 kg とす。この軸は振りと曲げを同時に受く。

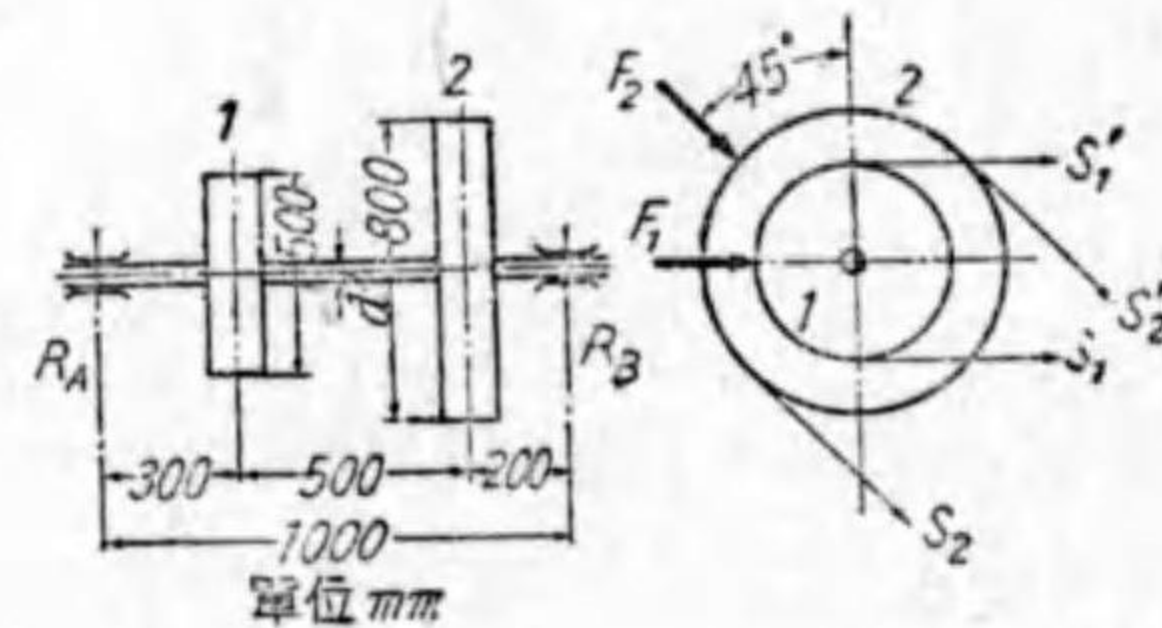
式 (65) より

$$T = 71,620 \frac{5}{200} = 1,790.5 \text{ cm-kg}$$

ベルト車 1 にて傳へらるゝ回轉力を  $Q_1$  とすれば

$$Q_1 = \frac{T}{\frac{d_1}{2}} = \frac{1,790.5}{\frac{50}{2}} = 71.6 \text{ kg}$$

ベルト車 1 にかゝるベルトの張り側、弛み側の張力を夫々  $s_1, s_1'$  とすればベルトが平行に張りかけられてをれば軸を水平に押す力  $F_1$  は式 (160) より算出せられる。いま  $e^{\mu\theta} = 2$  とすれば



第 262 圖

振りと曲げを受ける軸

$$F_1 = s_1 + s_1' = Q_1 \frac{e^{\mu\theta} + 1}{e^{\mu\theta} - 1} = Q_1 \frac{2 + 1}{2 - 1} = 71.6 \times 3 = 214.8 \text{ kg}$$

同様にして 2 に於て軸を  $45^\circ$  の方向より押す力  $F_2$  は

$$F_2 = \frac{T}{\frac{d_2}{2}} \times 3 = \frac{1,790.5}{\frac{80}{2}} \times 3 = 134.3 \text{ kg}$$

いま  $F_1, F_2$ , ベルト車の自重及び支點反力を水平、垂直の分力に分けて考へて見る。

水平方向に働く力

ベルト車 1 に働く水平力  $H_1 = F_1 = 214.8 \text{ kg}$

ベルト車 2 に働く水平力  $H_2 = F_2 \cdot \cos 45^\circ = 134.3 \times 0.707 = 94.9 \text{ kg}$

$R_A$  に於ける水平反力  $R_{A,H} = \frac{214.8 \times 70 + 94.9 \times 20}{100} = 169.4 \text{ kg}$

$R_B$  に於ける水平反力  $R_{B,H} = \frac{94.9 \times 80 + 214.8 \times 30}{100} = 140.3 \text{ kg}$

垂直方向に働く力

ベルト車 1 の自重  $V_1 = 50 \text{ kg}$

ベルト車 2 に働く力  $V_2 = F_2 \cdot \sin 45^\circ + 70 = 165 \text{ kg}$

$R_A$  に於ける垂直反力  $R_{A,V} = \frac{50 \times 70 + 165 \times 20}{100} = 68 \text{ kg}$

$R_B$  に於ける垂直反力  $R_{B,V} = \frac{165 \times 80 + 50 \times 30}{100} = 147 \text{ kg}$

次に水平及び垂直の曲げモーメントを考へる。

水平方向

ベルト車 1 の點  $M_{1,H} = R_{A,H} \times 30 = 169.4 \times 30 = 5082 \text{ cm-kg}$

ベルト車 2 の點  $M_{2,H} = R_{B,H} \times 20 = 140.3 \times 20 = 2806 \text{ cm-kg}$

垂直方向

ベルト車 1 の點  $M_{1,V} = R_{A,V} \times 30 = 68 \times 30 = 2040 \text{ cm-kg}$

ベルト車 2 の點  $M_{2,V} = R_{B,V} \times 20 = 147 \times 20 = 2940 \text{ cm-kg}$

故に最大合成曲げモーメントはベルト車 1 の部分に起り、これを  $M_1$  とすれば

$$M_1 = \sqrt{(M_{1,H})^2 + (M_{1,V})^2} = \sqrt{5082^2 + 2040^2} = 5474 \text{ cm-kg}$$

即ち 1 の點に  $T$  と  $M_1$  とが働く故に最大主歪説に依り計算すれば



$$a_0 = \frac{500}{1.3 \times 370} = 1.04$$

式 (71) より

$$M_{e0} = 0.35M_1 + 0.65\sqrt{M_1^2 + (a_0 \cdot T)^2}$$

$$= 0.35 \times 5474 + 0.65\sqrt{5474^2 + 1.04^2 \times 1790.5^2} = 5680 \text{ cm-kg}$$

$$\therefore d = \sqrt[3]{\frac{M_{e0}}{\frac{\pi}{32} \cdot f_b}} = \sqrt[3]{\frac{5680 \times 32}{\pi \times 500}} = \sqrt[3]{116.0} \approx 4.88 \text{ 49 mm}$$

即ち均一なる軸を使用する以上は 1 の部分につき計算すればよい。

尚餘裕を見込み  $d=50 \text{ mm}$  と定む。

例題 4. 第 218 圖に示す割筒接手に於て軸の直径 95 mm, 締付ボルト  $\frac{7}{8}$ " 6 本を用ひるとすればボルトの受ける應力は何程となるか, 但し軸の  $f_d=200 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\mu=0.25$  とす。

$$T = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot f_d = \frac{\pi}{16} \times 9.5^3 \times 200 = 33,678 \text{ cm-kg}$$

式 (79) より

$$T = \frac{\mu \cdot \pi \cdot P \cdot d}{2}$$

ボルト 1 本の受ける應力

$$f_t = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot \frac{N}{2}} = \frac{2T}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot \frac{N}{2}} = \frac{2 \times 33,678}{0.25 \times 3.14 \times 9.5 \times 2.72 \times 3}$$

$$= 1,106 \text{ kg/cm}^2$$

となりボルト内に起る應力が高過るから安全のためキーを打つ。

例題 5. 單式圓錐クラッチ (鑄鐵面と革接觸) あり, 圓錐接觸面の平均直径  $D$  が 400 mm, 摩擦面の幅  $b$  が 50 mm, 圓錐接觸面の單位直壓力  $p=0.7 \text{ kg/cm}^2$  なるとき幾馬力を傳達し得るや。

但し 900 rev/mm とし  $\theta=12^\circ$ ,  $\mu=0.2$  と假定す。

式 (88) より

$$P = \pi \cdot D \cdot b \cdot p = 3.14 \times 40 \times 5 \times 0.7 = 440 \text{ kg}$$

$$H = \frac{P \cdot n \cdot \mu \cdot D}{71,620 \times 2} = \frac{440 \times 900 \times 0.2 \times 40}{71,620 \times 2} = 22.2 \text{ 22 馬力}$$

## 第 6 章 軸 頸

## 第 1 節 軸頸の種類

回轉軸が數箇所に於て支へられ自由に回轉運動をなす場合, その支持部分を軸頸といひ, 支持物を軸受といふ。軸頸と軸受とは必ずつがひをなす機械部分である。

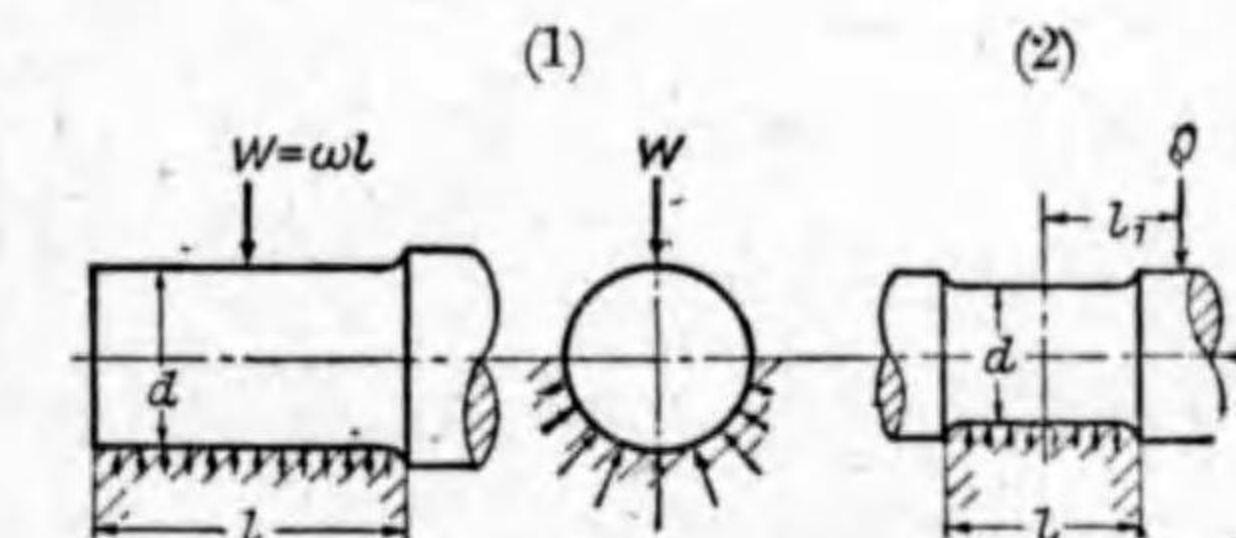
軸頸は軸に作用する荷重の方向によつて次のやうに分類する。

## 1. 横軸頸: 荷重が軸線に直角

方向に作用するもので, この軸頸は丸形をなし次の 2 種に分ける。

## A. 端軸頸 (第 263 圖 1)

## B. 中間軸頸 (第 263 圖 2)

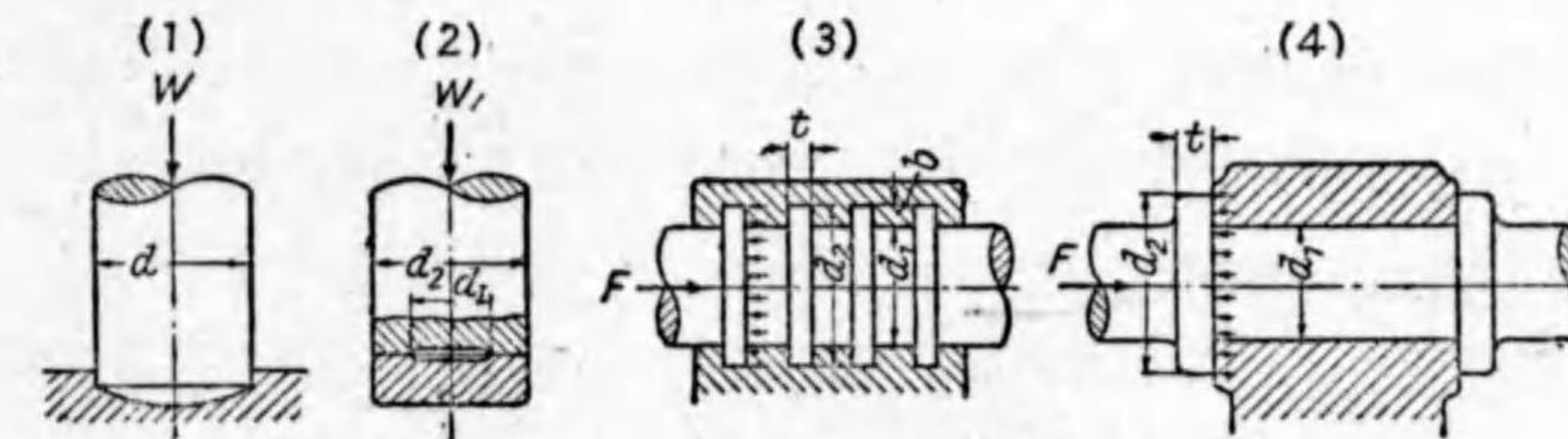


第 263 圖 横軸頸

## 2. 推力軸頸: 軸線方向に荷重を受けるもので, 縦型と横型とがある。

## A. ビボット軸頸 (第 264 圖 1 及び 2)

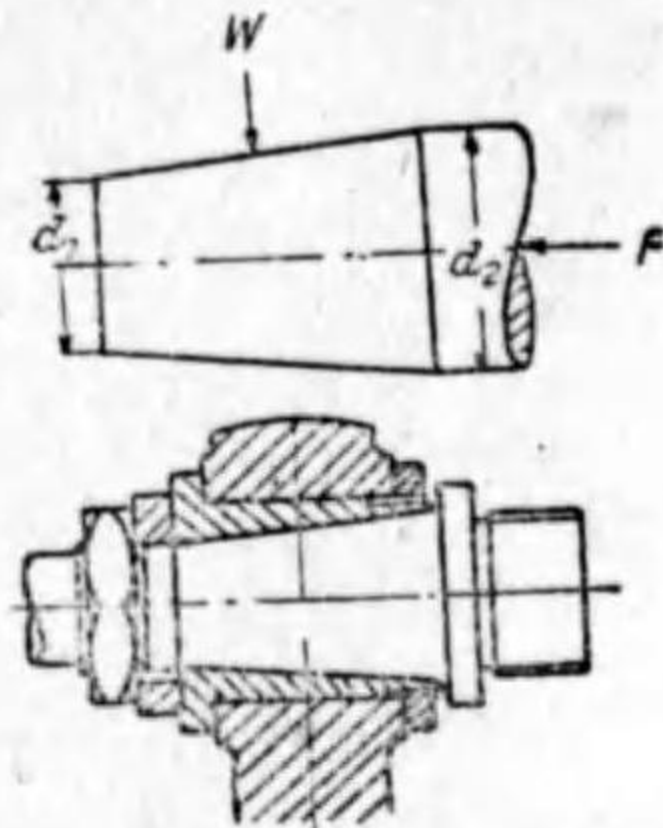
## B. 鑿軸頸 (第 264 圖 3 及び 4)



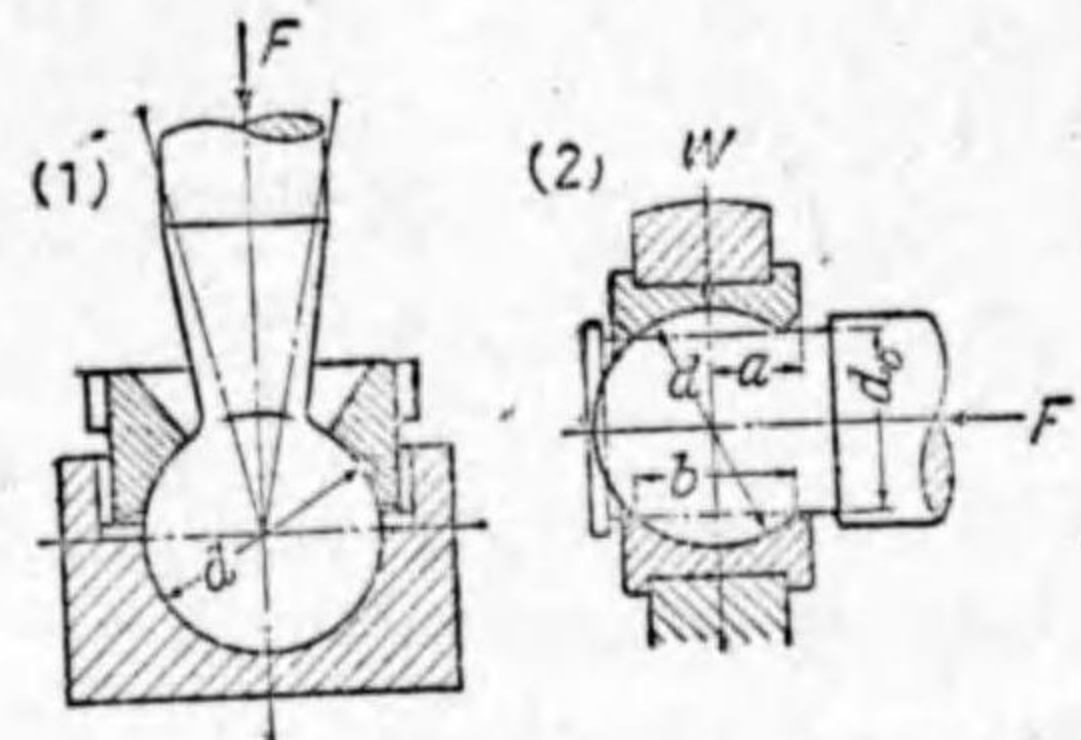
第 264 圖 推力軸頸の種類

3. 圓錐軸頸 (第 265 圖): 軸に直角方向と軸方向とに荷重を受くるもの。





第 265 圖 圓錐軸頸



第 266 圖 球形軸頸

4. 球形軸頸 (第 266 圖) : 多少推力軸頸の性質を備へ軸が任意の方向に傾くことを許すもの。

### 第 2 節 軸頸の設計

軸頸は強さ、受圧力及び摩擦熱の三方面から計算する。

軸頸が曲げか換れに對して變形を生じ破壊することのなきやう十分の強さを與へること。軸頸に加はる壓力が過大になれば潤滑油膜が破れ易く圓滑な運動を妨げるから常に一定の許し受圧力以下に保つこと。又摩擦の爲に生ずる熱が蓄積して軸受の溫度が上昇、過大となれば潤滑油の粘度が減じ油はその間の壓力の爲に押出され易くなる。通常の軸受では溫度を凡そ 65°C 以下に保つのがよい。即ち發生熱量を制限し溫度を餘り上昇せしめぬがよい。軸頸の設計に當りこれ等三要件を考慮してその直徑及び長さを適當に定めねばならぬ。

#### 1. 横軸頸に関する計算

(i) 強さ 軸頸の強さは軸の場合と同様に、軸頸に作用する荷重の種類、大きさ及び支持状態によつて異なる。

端軸頸 (第 263 圖 1) : 曲げモーメントのみが作用する場合。圖の如く全荷重  $W$  が平等に分布するものと假定すれば軸頸の附根の部分に最大曲げモーメ

ントが起る。

$$\left. \begin{aligned} M_{max} &= \frac{W \cdot l}{2} = \frac{w \cdot l^2}{2} = f_b \cdot Z \\ \frac{W \cdot l}{2} &= f_b \cdot \frac{\pi}{32} d^3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(96)$$

$$\therefore d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{W \cdot l}{f_b}}$$

中間軸頸 (第 263 圖 2) : 曲げモーメントのみが作用する場合。

$$\left. \begin{aligned} M &= Q \cdot l_1 = f_b \cdot \frac{\pi}{32} d^3 \\ \therefore d &= \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{Q \cdot l_1}{f_b}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(97)$$

(ii) 受圧力 軸頸に於ける壓力の分布が均齊なることは望み難い。即ち工  
作の不完全と材料の弾性との原因を除いても潤滑油膜の生成によつて支配せられ、受圧力が或制限以上になれば油膜が破れ油が押出され減摩の目的を達せない。故に軸頸に於ける平均壓力がその單位面積に對する許し受圧力  $p$  以内でなければならぬ。即ち

$$p \cong \frac{W}{d \cdot l} \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots(98)$$

$p$  の値は潤滑油、軸頸及び軸受金の材質の外、速度、溫度、給油方法等によつて異なる。工作が完全であれば油膜は薄くてもよいから  $p$  は大きくとり得る。溫度の高い室に於ては  $p$  の値は小さくとる。又溫度上昇と共に餘り稀薄にならない性質の油を用ゐる。

若し  $p$  を高くとらねばならぬ場合には特別の方法により摩擦熱を除去する工夫を要する。荷重の方向變化する場合には安全のために  $p$  を小さくとる。

かくの如く理論的に  $p$  の値を定めることは殆ど不可能であるから經驗によつて定める方がよい。

第 27 及び第 28 表は調整し得る軸受内で軸頸が一定状態で回轉する場合の



p の値を示す。

第 27 表 最大許し受圧力 p kg/cm<sup>2</sup> (材料別)

焼入鋼と鋼	150	軟鋼とホワイト・メタル	0.40
焼入鋼とホワイト・メタル	90	軟鋼と鑄鐵	25~30
軟鋼と青銅	50	鑄鐵と鑄鐵	10
鋼とホワイト・メタル	60	壓延鋼と堅質の木材(潤滑剤は水)	5~20

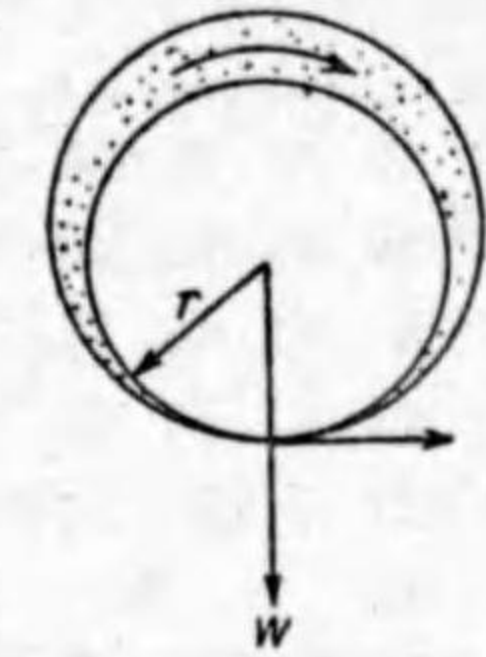
但し極めて低速度のもの及び僅に揺動するものに対しては、鑄鐵、青銅の場合凡そ 2~3 倍に高めることが出来る。

第 28 表 許し受圧力 p kg/cm<sup>2</sup>

各種軸受	各種軸受				ピストン機関			
	材質	圧力 kg/cm <sup>2</sup>	給油法	l/d		主軸受	クランク・ピン	ガジョン・ピン
低速間歇荷重軸 (ボール盤等)	青銅	200~300	滴下又は油	1~3	機関車	15 (動輪軸)	150~200	300~350
軽い回転軸	鑄鐵	1~3	油脂	3~4	船用機関	20~35	28~35	70~110
重い回転軸	青銅, ホワイトメタル	7~10	油脂油輪	2~3	掘削蒸気機関	10~18	60~100	70~120
礦道車輛輪軸	青銅, ホワイトメタル	18~18	滴下又は詰物	1~1.7	ガス機関	35~50	100~150	120~200
起重機横行走行車輪軸	青銅	20~50	油脂	1~2.5	ガソリン機関	35~50	50~80	150~200
一般巻上機軸	青銅	15~20	油脂	1~2	自動車用ガソリン機関	35~60	60~90	170~200
発電機及び電動機軸	ホワイトメタル	2.5~10	油輪又は強制	2~3	飛行機用ガソリン機関	80~130	90~120	220~250
横置蒸気タービン軸	ホワイトメタル	3~10	強制	1~2	大型ターゼル機関	50~70	70~95	120~140
ターボ送風機軸	ホワイトメタル	2~6	強制	1~2	高速ターゼル機関	70~100	130~150	300~350
推進機軸 (多錐型)	青銅, ホワイトメタル	3~5	油浴		ガス壓縮機	10~25	20~70	50~100
推進機軸 (ミッチェル型)	青銅, ホワイトメタル	15~25	強制		水圧ポンプ	15~50	30~85	50~100
艇型水車軸 (キングスベリー型)	青銅, ホワイトメタル	25~35	強制		給油法: 一般機関は滴下又は詰物他は強制給油とす。			

(iii) 摩擦熱 第 267 圖の如く丸軸が軸受内で矢の方向に回転するとき、外力 W が軸受中心の垂直下方に働くものとすれば接觸部に於て摩擦力が回転の反対方向に起る。

今  $\mu$  を摩擦係数とすれば、平均軸摩擦係数  $\mu_1 = \frac{4}{\pi} \mu$  にして軸摩擦は  $\mu_1 \cdot W$  である。(便宜上軸受が軸の下半部だけ支持するものとする)



第 267 圖 軸受内に起る摩擦

$M_f$  = 摩擦抵抗モーメント cm-kg,  $W_f$  = 摩擦仕事量 kg-m/s,  $\omega$  = 軸の角速度ラジアン/s =  $2\pi n/60$ ,  $n$  = 毎分回転数,  $r$  = 軸の半径 cm とすれば

$$M_f = \mu_1 \cdot W \cdot r = \frac{4}{\pi} \mu \cdot W \cdot r$$

$$W_f = M_f \cdot \omega = \frac{4}{\pi} \mu \cdot W \cdot \frac{r}{100} \omega \text{ kg-m/s} \dots\dots\dots(99)$$

1 kcal = 427 kg-m (熱當量) とすれば発生熱量  $Q_f = \frac{W_f}{427}$  kcal/s にしてこの熱は軸受部の表面から傳導及び輻射によつて空氣中に發散するが、この發散熱量より発生熱量が大いときは著しく高温度となり潤滑剤の作用が悪くなり、故障を起す原因となる。故に軸受を設計するに當つては摩擦に費される仕事量  $W_f$  を軸頭の投影面積に割當た値を或る一定の限度内に保たねばならぬ。

即ち單位摩擦仕事量  $w_f$  は

$$w_f \geq \frac{W_f}{d \cdot l} \text{ kg-m/cm}^2\text{-s} \dots\dots\dots(100)$$

$$w_f \geq \frac{\frac{4}{\pi} \mu \cdot W \cdot \frac{r}{100} \omega}{d \cdot l} = \frac{\mu \cdot W}{1,500} \cdot \frac{n}{l} \text{ kg-m/cm}^2\text{-s} \dots\dots\dots(101)$$

或は

$$l \geq \frac{\mu \cdot W \cdot n}{1,500 w_f} \dots\dots\dots(102)$$

$\mu$  は青銅軸受金を有する場合に 0.006~0.08 位にとる。

$w_f$  の値は普通 0.5~2.0 kg-m/cm<sup>2</sup>-s にして、空氣冷却を行ふものでは大きくとり、油又は水を循環させ冷却を行ふものにはこれよりも尙大きくとり得る。第 29 表は機械の種類による大體の値を示す。



第 29 表 機械の種類による  $w_f$  の値

機械の種類	クロス・ヘッド	クランク・ピン	クランク軸受
	$w_f$ kg-m/cm <sup>2</sup> -s		
縦形蒸気機関	0.2~0.3	2.6~6.0	1~1.6 (主軸受) 0.5~0.75 (外側軸受)
串形蒸気機関	0.2~0.3	2.2~3.5	
横形蒸気機関	0.2~0.3	1.1~1.8	
船用蒸気機関	—	2.5~3.6	1.5~2.0
内燃機関	—	1.5~2.5	0.75~1.3
機関車	—	7.0~10.0	4.0~6.0
起重機	≦ 0.3		

第 30 表 軸頸の長さとの比 ( $l/d$ )

機関又は機械		軸受の種類					
		主軸受		クランク・ピン		ガジョン・ピン	
		最小	最大	最小	最大	最小	最大
蒸気機関	高速度	2	3	1	1	1.4	1.6
	低速度	1.75	2.25	1	1.25	1.2	1.5
	船用	1	1.5	1	1.5	—	—
ガス及びガソリン機関	定置型	2	2.5	1	1.5	1.5	1.75
	自動車	1	1.75	1.2	1.4	1.7	2.25
蒸気タービン発電機及び電動機	タービン	2	3				
	発電機	2	3				
	巻ポンプ	2	2.5				
	渦巻扇風機	2	3				
	工作機械	2	4				
	木工機械	2.5	4				
巻上機	巻上機	1.5	2				
	固定型	2.5	3				
傳動軸用釣軸受	自動調心型	3	4				
	普通型	2.5	3.5				
軸受	油輪給油式	4	5				
	普通型	2.5	3.5				

(iv) 軸頸の長さとの関係 軸頸に於ける長さ  $l$  及び直径  $d$  の比は経験上から定まる (第 30 表)。

$l$  及び  $d$  の比が定まれば軸頸に加はる荷重から許し受圧力  $p$  を定めて直径及び長さを決定することが出来る。次に  $d$ ,  $l$  及び  $W$  が分れば軸頸に於ける應力を算出し得らる。この應力が材料の許し應力以内であれば前計算から求めた  $d$  及び  $l$  は適当な大きさといふことになるが、最後に摩擦熱の計算により摩擦に費される仕事量が許し限度内にあるや否やを計算しこれ等の諸要件が満足されるとよい。

2. 推力軸頸に関する計算

軸の大きさは横軸頸と同様に強さと共に受圧力及び摩擦熱から適当に定める。

(i) 受 圧 力

$$p \geq \frac{W}{\frac{\pi}{4} d^2} \quad (\text{平坦ピボット第 268 圖 1}) \dots\dots\dots(103)$$

$$p \geq \frac{W}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)} \quad (\text{輪状及び鑿附ピボット第 268 圖 2, 3}) \dots\dots\dots(104)$$

上式中に於て  $\frac{\pi}{4} d^2$  及び  $\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$  は受圧面積となるが、この面積は油路のために凡そ 10~20% 位減ぜられる。

許し受圧力  $p$  の値は凡そ次の如くにとる。

鋼と焼入した鋼	$p = 100 \sim 150 \text{ kg/cm}^2$
焼入鋼と青銅(中心孔より圧力注油のとき)	80~90 "
焼入せぬ鋼と青銅又は鑄鐵	50~75 "
軟鋼と青銅	30~40 "
軟鋼と鑄鐵又は堅質の木材	20~25 "

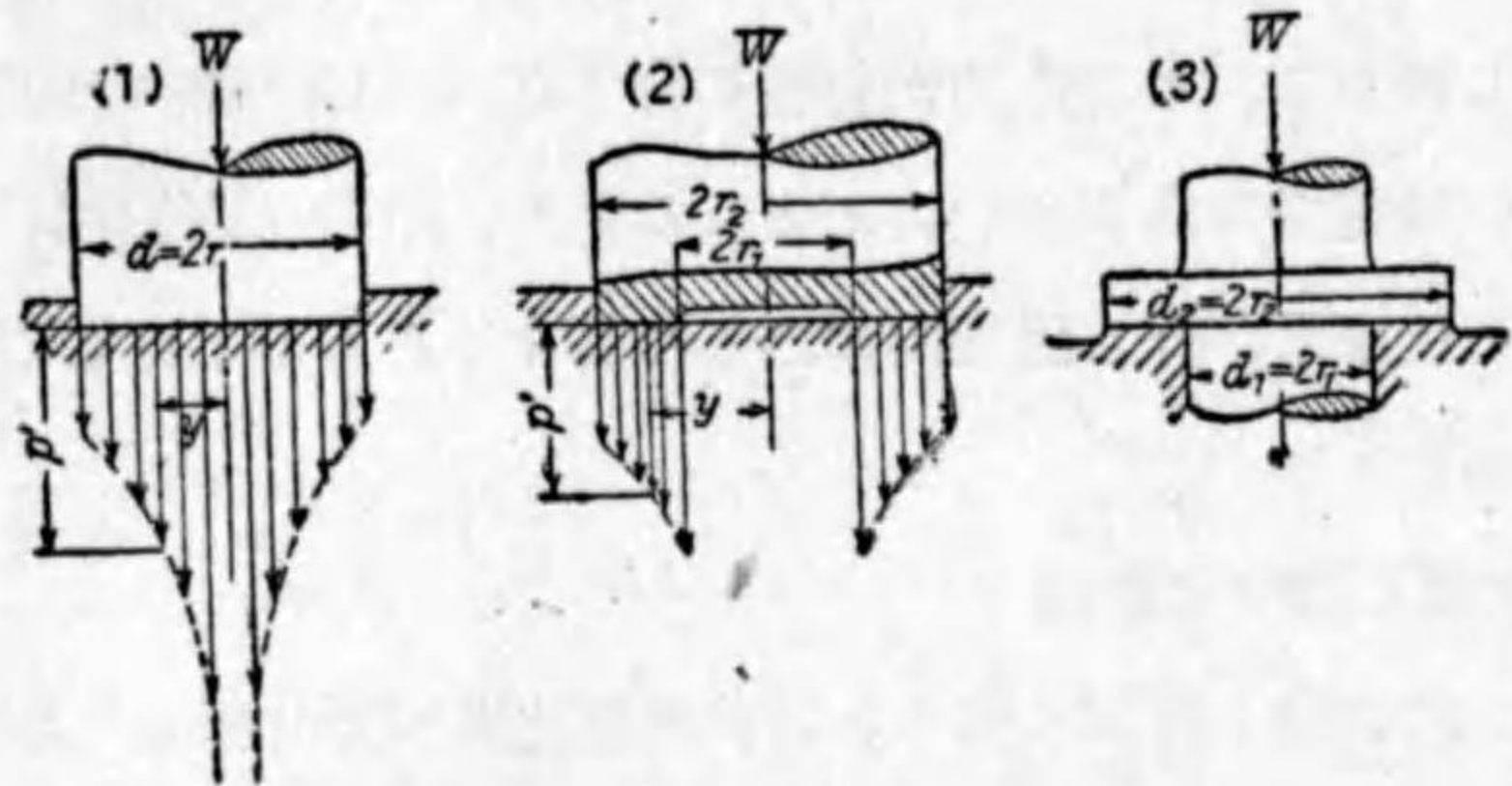
(ii) 摩 擦 熱

$$w_f \geq \frac{M_f \omega}{\frac{\pi}{4} d^2} \text{ kg-m/cm}^2\text{-s} \quad (\text{平坦ピボット第 268 圖 1}) \dots\dots\dots(105)$$



$$w_f = \frac{M_f \omega}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \text{ kg-m/cm}^2\text{-s (輪状及び錐附ピボット第 268 圖 2, 3) \dots\dots(106)}$$

ノイマンの實驗によれば  $p = 10 \text{ kg/cm}^2$ ,  $v = 5 \text{ m/s}$ ,  $t = 100^\circ\text{C}$  のときに  $w_f \leq 0.3 \text{ kg-m/cm}^2\text{-s}$  である。



第 268 圖 平坦、輪状ピボットに於ける壓力分布

次に推力軸頭に於ける摩擦に関しては次の二様の考察がある。

- 1) 軸頭面に於ける壓力の強さを各部分均一と考ふる場合。
- 2) 磨耗が軸頭面一様の状態に達するものと考ふる場合。

軸及び軸受が古くなると壓力の強さは均一ではない。即ち軸及び軸受の外側は内側に較べて同一時間に餘計に磨耗するから軸と軸受との間の壓力が減少する。これに対し内側では同一時間に餘り長い路を通過しないが外側より著しく壓力が高くなるから、結局遂に磨耗が何處も一様の状態に達するものと考へられる。

いま磨耗が摩擦面一様に起るものとして理論的に  $M_f$ ,  $W$  及び  $p'$  の關係を示せば次の如くである。

a) 平坦ピボット軸頭 (第 268 圖 1)

$p'$  を軸線から任意の半径  $y$  のところにある面上の點に於ける壓力の強きとする。即ち受壓面が軸線に直角な平面である場合は  $p'$  は軸線方向に生ずる。

$$\left. \begin{aligned} \text{いま } p' \cdot y = c, \\ p' = \frac{W}{2\pi \cdot r \cdot y} \\ M_f = \frac{1}{2} \mu \cdot W \cdot r \end{aligned} \right\} \dots\dots(107)$$

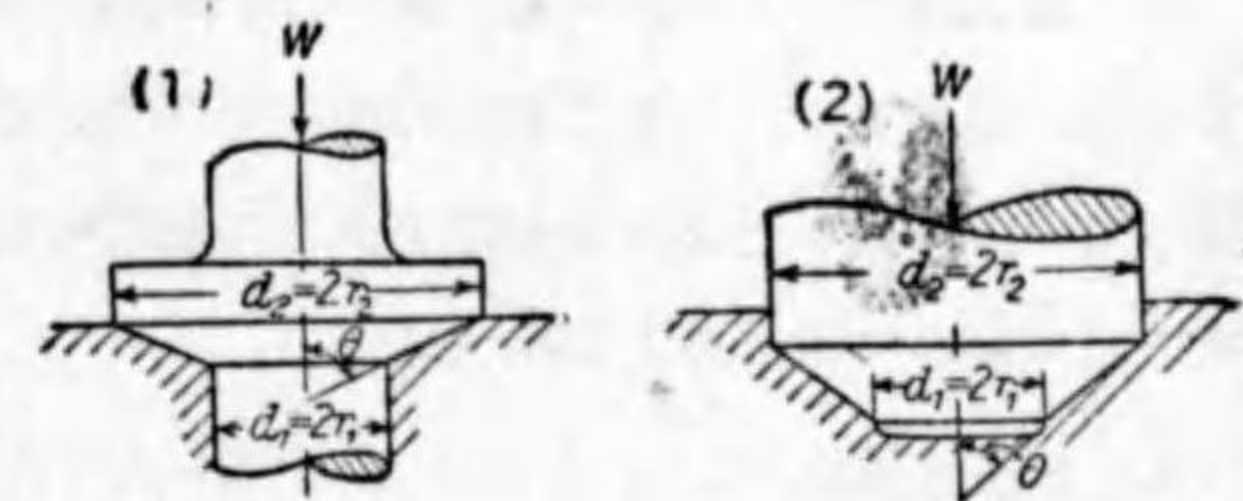
よつて壓力の分布は圖に示す如く中心部は無窮大となり、圆周上では最小となるは中心部に油を送ることの困難なることを意味する。故に中心部に孔を穿ち壓力を以て給油を行ふことがある。一般に  $\mu = 0.02 \sim 0.06$  位にとる。

b) 輪状及び錐附ピボット軸頭 (第 268 圖 2 及び 3)

$$\left. \begin{aligned} \text{いま } p' \cdot y = c, \\ W = 2\pi \cdot p' \cdot y (r_2 - r_1) \\ p' = \frac{W}{2\pi \cdot y (r_2 - r_1)} \\ M_f = \frac{1}{2} \mu \cdot W (r_2 + r_1) \end{aligned} \right\} \dots\dots(108)$$

$p'$  はやはり中心部に於て無窮大にして圆周に於て最小となり  $\frac{W}{2\pi \cdot r_2 (r_2 - r_1)}$  となる。

$M_f$  は  $W$  が  $(r_2 - r_1)$  の中間に集中作用するのと同じ値となる。



第 269 圖 圓錐ピボット

c) 圓錐ピボット軸頭 (第 269 圖)

$$M_f = \frac{\mu \cdot W (r_2 + r_1)}{2 \sin \theta} \dots\dots(109)$$

d) 錐 軸 頸

第 264 圖 (3) 及び (4) の如く壓力は軸方向に加りこれを數枚の錐で受ける。軸頭に於ける直径  $d_1$  は單に軸の強きの點から定まる。  $2b = (d_2 - d_1)$  を小さくする程外径  $d_2$  は小さくなるが錐の數は増す。幅  $b$  を廣く取れば錐數は減るが、強きの點から錐を厚くせねばならぬから軸受の長さを増す事となる。

普通  $b$  及び  $t$  並に錐の間隔の割合は

$$b = (0.1 \sim 0.3) d_1 \quad t = (0.8 \sim 0.9) b, \text{ 錐の間隔 } b \sim 1.5 b$$

位にする。

いま軸方向の推力を  $F \text{ kg}$  とし、錐數を  $N$  とすれば、受壓力から

$$p \geq \frac{F}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) N} \dots\dots(110)$$



摩擦熱から

$$N \cdot b \geq \frac{F \cdot n}{c} \dots\dots\dots(111)$$

但し  $n$ =毎分回転数,  $c$ =摩擦熱に関する実験値にして凡そ 20,000~40,000  
 鈎数が多ければ荷重を均一に負擔させることが困難で許し受壓力を小さくとるべきである。即ち

$$\text{普通多鈎軸頸で } p=2.3\sim 5.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{蒸気タービン軸頸で } p=3.5\sim 4.2 \text{ kg/cm}^2$$

にとる。鈎の断面形は矩形或は強さを増す爲め片側或は兩側を梯形にすることがある。

3. 圓錐軸頸 第 265 圖の如く工作機械の主軸受に應用が廣い。多少の推力をも受けることが出来るも、その主目的は隙間の調節及び磨耗の補ひを容易にするも、潤滑油が直径の太い方へ押しやられる缺點がある。軸頸の計算は軸頸中央部の直径をとり横軸頸の算式にあてはめて求めると安全である。

#### 4. 球形軸頸

第 266 圖 (2) に於て軸頸は  $b$  だけ軸受と接觸するものとし、丸形横軸頸の場合に  $l/d=1.25$  と假定したときの直径を  $d_0$  とすればこれに代用せらるべき球形軸頸の直径  $d=(1.4\sim 1.6)d_0$  とする。

即ち  $W \cdot a = \frac{\pi}{32} d_0^3 \cdot f_b$  から求められる。

摩擦熱に関しては

$$d \geq \frac{W_m \cdot n}{c} \dots\dots\dots(112)$$

但し  $c=30,000$  (平均) にして工作正確なものは幾分大きくとる。 $W_m$ =毎回転の平均荷重 kg,  $n=r \cdot p \cdot m$ 。

例題 1. 單筒蒸気機関に於て片持クランク・ピンに作用する最大力 4,000 kg がピン全體にかゝるものとしその直径  $d$  及び長  $l$  を決定し、このピンに於ける使用應力を求めよ。

但し許し受壓力  $p=70 \text{ kg/cm}^2$ ,  $l/d=1.2$  とせよ。

式 (98) より

$$p = \frac{W}{d \cdot l} = \frac{4,000}{1.2d^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{4,000}{1.2 \times 70}} = \sqrt{47.6} = 6.9 \text{ 約 } 70 \text{ mm}$$

$$l = 70 \times 1.2 = 84 \text{ mm}$$

式 (96) より

$$M = \frac{W \cdot l}{2} = f_b \frac{\pi}{32} d^3$$

$$\therefore \text{使用應力 } f_b = \frac{16 \times 4,000 \times 8.4}{3.14 \times 7^3} = 498 \text{ kg/cm}^2$$

例題 2. 2,000 kg の全荷重を受け毎分 3,000 回転する陸用蒸気タービンの端軸頸の直径及び長さを求めよ。

但し  $\mu=0.05$  とする。

(i)  $l/d$  は第 30 表により 2~3 なるが故にこれを 2 に採れば  $l=2d$

(ii) 直径  $d$  の値は軸頸に於ける許し受壓力は式 (98)  $p \geq \frac{W}{d \cdot l}$  に於て  $p=4 \text{ kg/cm}^2$  と假定すれば

$$d = \sqrt{\frac{2,000}{2 \times 4}} = \sqrt{250} = 15.8 \text{ cm 約 } 160 \text{ mm}$$

$$l = 2d = 2 \times 160 = 320 \text{ mm}$$

(iii) 軸頸に於ける使用應力  $f_b$  は式 (96) より

$$M_{max} = \frac{W \cdot l}{2} = f_b \frac{\pi}{32} d^3$$

$$\therefore f_b = \frac{32 W \cdot l}{2 \times \pi \cdot d^3} = \frac{32 \times 2,000 \times 32}{2 \times 3.14 \times 16^3} = 79.7 \text{ kg/cm}^2$$

となる故に十分安全である。

(iv) 単位摩擦仕事量は式 (101) より

$$w_f = \frac{\mu \cdot W}{1,500} \cdot \frac{n}{l} = \frac{0.05 \times 2,000}{1,500} \cdot \frac{3,000}{32} = 6.25 \text{ kg-m/cm}^2\text{-s}$$

となり、許し単位摩擦仕事量より大であるが、斯かる場合には  $l$  を長くすればよいが、實際としては  $l$  を普通の長さに止め、軸受に冷却装置をなす。

例題 3. 船用蒸気タービンにより運轉されるプロペラの推力が 35,000 kg である。いまこの 10% が多鈎軸受に加るものとする。鈎の数及び摩擦より生ずる發生熱量を算出せよ。

但し  $d_1=340 \text{ mm}$ ,  $d_2=460 \text{ mm}$ ,  $n=280 \text{ rev/min}$ ,  $\mu=0.05$  とせよ。



(i) 式 (111)  $N \cdot b = \frac{F \cdot n}{c}$  に於て,  $c=30,000$  と假定すれば

$$b = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{46 - 34}{2} = 6 \text{ cm}$$

$$N = \frac{F \cdot n}{b \cdot c} = \frac{3,500 \times 280}{6 \times 30,000} = 5.4 \text{ 即ち 6 枚とする。}$$

(ii) 式 (110) より

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)N} = \frac{3,500}{\frac{\pi}{4}(46^2 - 34^2) \times 6} = \frac{3,500}{754 \times 6} = 0.773 \text{ kg/cm}^2$$

十分安全である。

(iii) 式 (99) 及び (108) より

$$W_f = M_f \cdot \omega = \frac{1}{2} \mu \cdot W(r_2 + r_1) \omega$$

$$= \frac{1}{2} \times 0.05 \times 3,500 \left( \frac{23 + 17}{100} \right) \frac{2 \times 3.14 \times 280}{60} = 1,025 \text{ kg-m/s}$$

$$w_f = \frac{W_f}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)N} = \frac{1,025}{754 \times 6} = 0.227 \text{ kg-m/cm}^2\text{-s}$$

(iv) 発生熱量は

$$Q_f = \frac{W_f}{427} = \frac{1,025}{427} = 2.4 \text{ kcal/s}$$

即ちこの  $Q_f$  が蓄積せぬやうに適当な給油法並に冷却方法を講ずる必要がある。

## 第 7 章 軸 受

### 第 1 節 軸 受 の 種 類

一つの機械に於て二つの組子の中に相対的運動をなすとき何れか一つを支持した場合にこの支持物となる機素を軸受と稱へる。

軸頸の場合に述べた如く荷重が軸線に垂直の方向に作用する軸受を横軸受と稱へ、軸線方向に平行なるものを推力軸受又はピボット軸受、臼形軸受といふ。回転が僅の角度内に限られ、而も稀に動く場所には、第 270 圖の如き支え刃<sup>Knife edge</sup>を應用する。クランク・ピン及びこれを包圍支持する連桿の太端部(第 1 圖参照)は正に軸頸と軸受との關係にあるが<sup>Big end</sup>後者は静止せざるを以て、普通これを軸受とはいはない。

然し主要部分の大きさを決定するには全く同一の取扱をなす。第 270 圖 支え刃軸受は摩擦面の相対的運動の種類によりこれを二つに分ける。

- A. 滑り軸受<sup>Sliding bearing</sup>: 互に滑り接觸を行ふもので横軸受及び推力軸受の如く回転運動をなすものと、滑り子の如く往復運動をなすものがある。
- B. ころがり軸受<sup>Rolling bearing</sup>: 軸と軸受との間に球又はころを入れ滑り接觸をころがり接觸にかへて摩擦を少くしたものである。

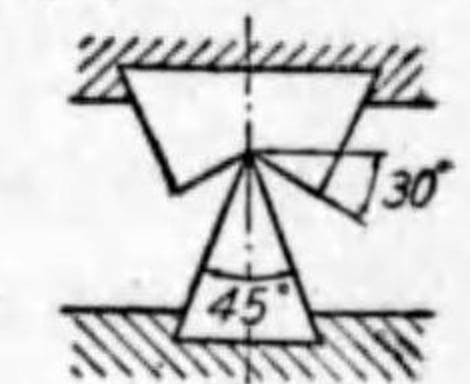
横軸受はその使用目的により次の如く分類する。(英語名)

Pedestal, Plummer block 又は Pillow block…… 直立して据付けるもの。

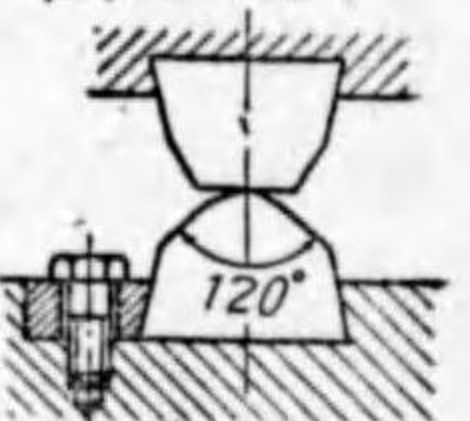
Stanchion 或は Pillar-bracket bearing, Wall bracket 又は Wall-box bearing  
…… 柱及び壁に取付け又は壁を貫いて取付けるもの。

Hanger bearing (Open hanger, Double hanger)…… 天井より釣り下げるもの。

(1) 軽荷重用



(2) 重荷重用

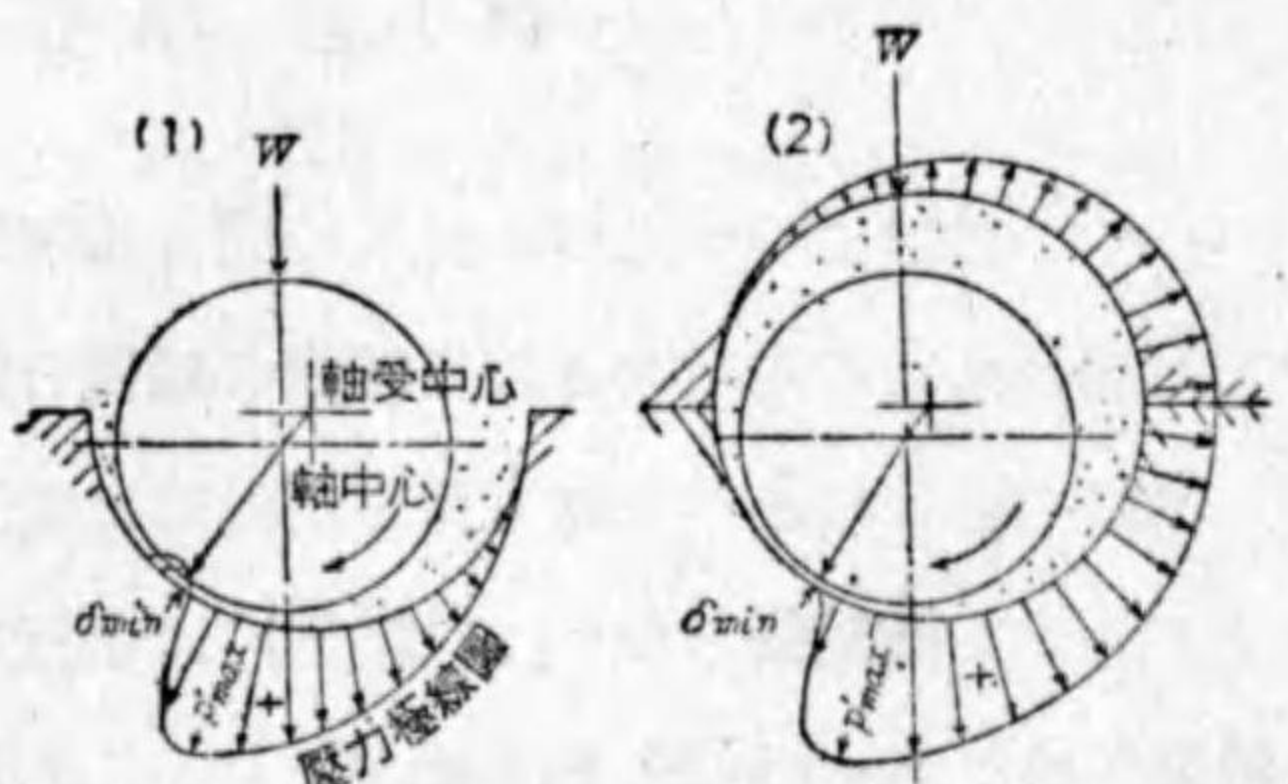




## A. 滑り軸受

## 第 2 節 軸受の潤滑法

1. 潤滑油膜 適當の隙間を有する横軸頸に於てこれが静止時の状態は第 267 圖の如く軸受面最下點に接觸してゐるが矢の方向に回轉を始めれば油が軸表面に附着して隙間に搬入せられその状態は第 271 圖の如く軸は油膜の上に浮び上り回轉方向へ少しく移動する。この状態に於ては金属表面



第 271 圖 回轉軸の油壓分布

同志は決して接觸しない。即ち軸受内の摩擦はこの場合は油膜の呈する流體摩擦の現象である。而して荷を負ふものは實にこの油膜内に生ずる流體力學的の壓力に外ならぬ。油膜の最小隙間  $\delta_{min}$  は軸頸及び軸受兩中心を結ぶ線上で最下點より回轉方向に僅か進んだ所に生ずる。最小隙間に於ける油膜の厚さはギューンベルの實驗によれば 0.05~0.1 mm である。油膜による壓力分布はクワー、Glimbel、レイノルツ、Reynolds、ゾンマーフェルド氏等によつて實證されてゐるが  $\delta_{min}$  の少し手前で最大壓力となり、 $\delta_{min}$  の後は部分真空を生ずるにより最小壓力を示すこととなる。又軸受の長さの方向では兩端から油が流出する關係上、中央から兩端に向ふに従ひ壓力が低下する。(1) 圖は半圓形軸受についてであるが、(2) のやうな圓形のものには壓力分布が少しく變る。軸受の注油孔の位置、注油壓力及び油路の位置、形狀は油壓分布の状態を考慮した上定むべきである。

2. 潤滑劑 潤滑劑には動植物性脂肪油、鑛油、混合油、グリース、黒鉛及びタルク (滑石) 等がある。

動物油には魚油、牛脂、豚脂、鯨油等があり、植物油にはオリーブ油、ヒマ

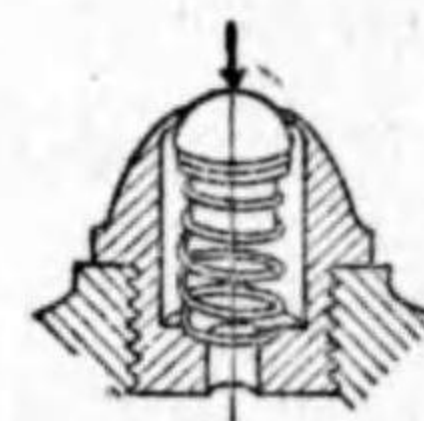
シ油、菜種油等があるが今日では殆ど鑛油 (原油を精製蒸溜したもの) のみを用ひこれにはスピンドル油、冷凍機油、ダイナモ油、タービン油、マシン油、臺車油、内燃機油、シリンダ油、マリン・エンジン油、ワセリンがあり、JES 第 173 號に規定せられる。

黒鉛及びタルクは酸、アルカリに冒されず又高温低温にも變化しない。潤滑油では押出され易いやうな重荷重の場合に用ひ有利である。

潤滑劑は各性質によりそれぞれ用途を異にするがその要求される條件としては、液體内部の摩擦抵抗小なること、潤滑すべき面に對し相當の粘着性を有すること、酸化及び温度又は壓力により變質少きもの、遊離酸類を含まざること及び塵芥、その他不純物を含有せざること等で、品質の鑑定は物理的及び化學的試驗法によるが潤滑油としては粘度が最も重要である。

3. 給油法 給油の目的は前述の如く軸頸に油膜を作り、摩擦抵抗を少なくするにあるが、その要は監視の容易なこと、油の消費量少いこと、手数を要せずして確實なる事等である。

1) 人手給油法 Hand oiling 給油法の中最も簡單なるは人手給油法で、機械的の給油法を行ひ得ないもの、或は摩擦面の速度小なるものに對して行はれ、注油は人の手により油差を用ひ摩擦面に直接給油する。この方法による時は油を供給したときのみ多量の油が溢流するも、時間の経過に伴ひ摩擦面の油は乾燥状態に陥り易い。



第 272 圖 油壺

故に粘着性の大きい油を使用する必要があり、且つ油の消費量多く給油不完全にして給油法としては最も不良の方法である。

油孔は普通軸受上部に設け塵芥の入るを嫌ふ場合には第 272 圖のやうな油壺を取付ける。

2) 滴下給油法 Drop oiling 滴下給油法の中舊式に屬するものはサイホン式給油法で第



273 圖 (1) に示すやうに軸受のキャップに油を貯蔵する溜を作り、この容器には更に蓋を有し内部の油は木綿糸或は毛絲の紐を傳ひ下部に滴下する。即ち油は毛管作用によつて

一旦上昇し次にサイホン作用によつて流下する。油溜の油面はなるべく一定に保つ如く注意する。

この給油器は軸頸の部分が加熱せられるときは容器内の油の温度も上昇し粘度

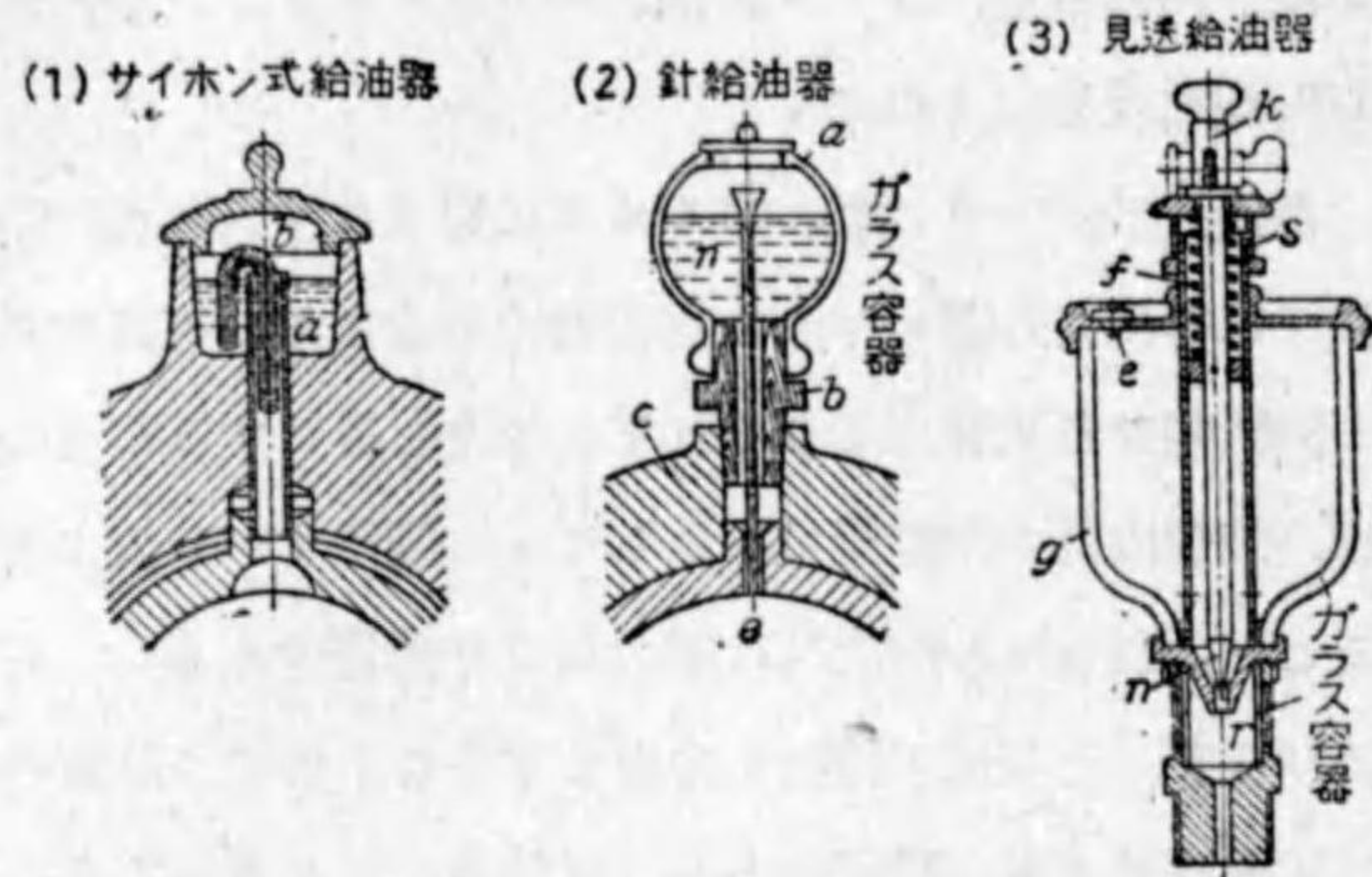
を減じ給油せられる量が多くなり、油の浪費せられることが最大の缺點である。

又静止中にも給油されるので機械の運轉を中止した場合は紐を引上げ給油を中絶するやう注意を拂ふ必要がある。故に小規模の給油を行ふ場合の外多く使用されない。

同圖 (2) は針給油器である。針 *n* を孔の中に挿入し、軸の回轉に従ひ微動すれば油が滴下し回轉が止めば油も自ら止む。

同圖 (3) は見送給油器にして滴下状態を外部から見えるやうにしたもので滴下給油法としては前者より優る。

即ち給油量を適當に加減し得る利益があつて單獨軸受の給油法としては最も廣く使用するも摩擦面の極めて狭い部分には使用出来ぬ。硝子容器 *g* の中に油を入れこの装置全部を軸受のキャップに取付ける。把手 *k* を倒すときは弁 *n* を閉じて給油を中止し、*k* を起すときは給油を始める。油の滴下する状態は *r* から見られる。この装置の缺點は容器中の油面の高さにより給油量變化するが、

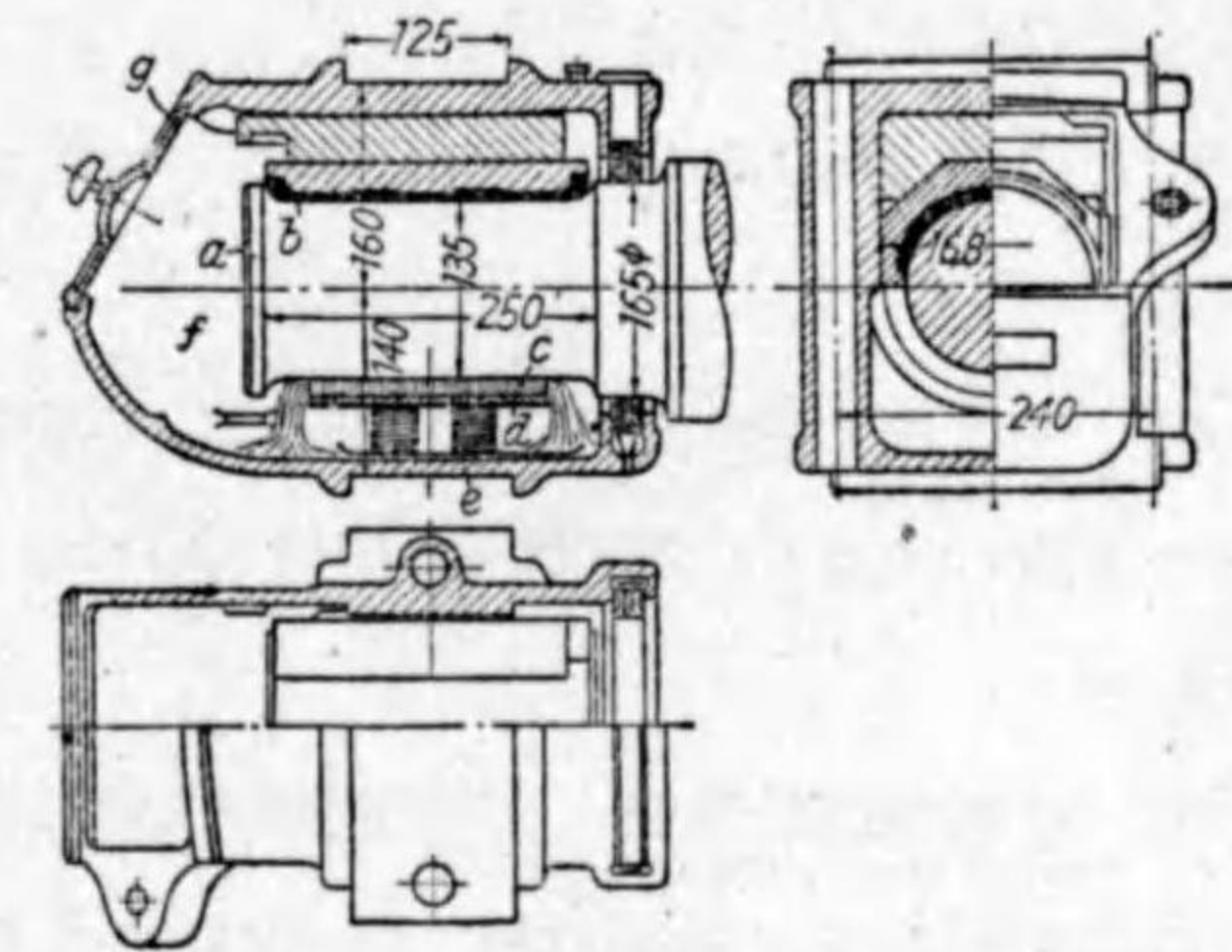


第 273 圖 滴下給油器

この缺點は調整用ねぢ *s* により加減し得られるからサイホン式の如く激しくはない。

3) 詰物給油法 Pad oiling 主として鐵道車輛等の軸受に使用する。これは第 274 圖に示すやうに荷重は軸受の上部半

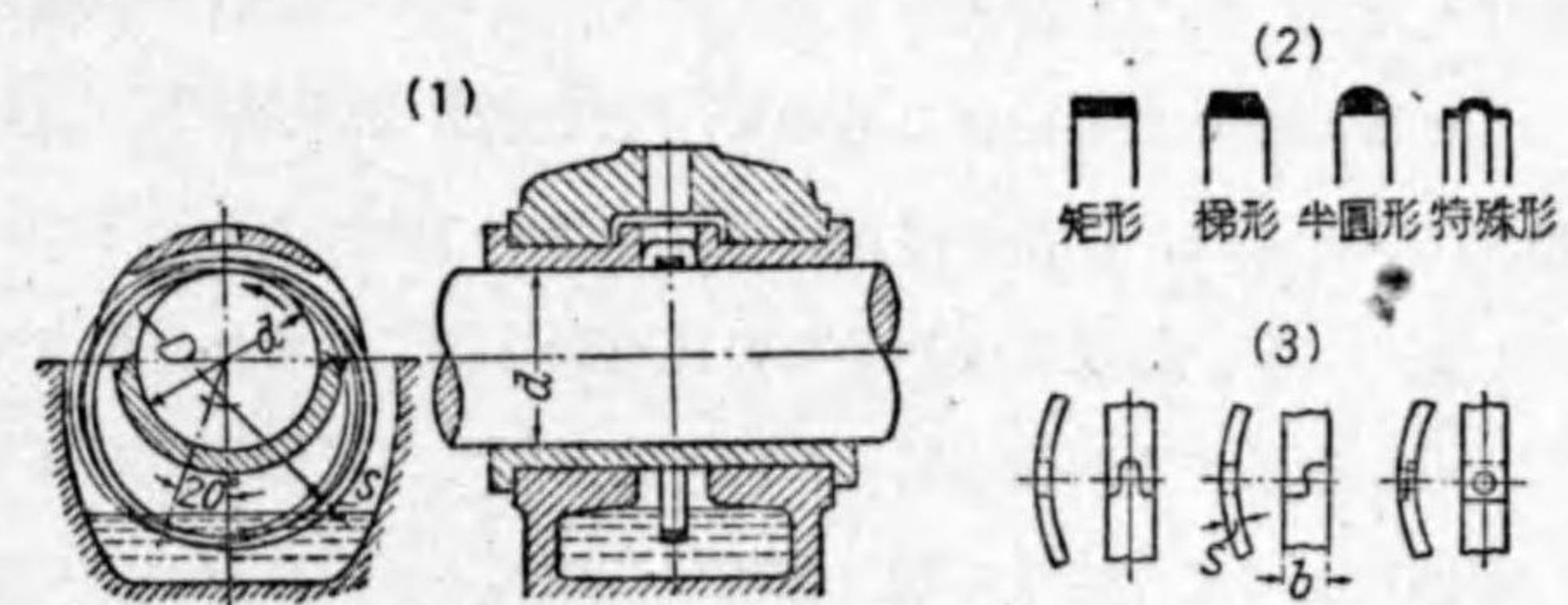
圓筒の軸受金にかゝる、軸箱 *f* 内に油を入れ綿及び毛を適當に混合して詰物 *c* を作り金網 *d* の架内に入れ詰物の一部は *f* 中の油に浸漬しこの金網はばね *e* により軽く下から押しつけられ、*f* 中の油は毛管作用により *c* によつて軸頸に供給せられる。軸



第 274 圖 詰物給油器

頸の右方には油の漏洩を防ぐ油止装置が施してある。

4) 油輪給油法 Ring oiling 電動機發電機及び小型タービン等のやうに高速度回轉の軸受に廣く使用せられる。第 275 圖 (1) は軸箱内の下部を油槽となし常に多量を湛え別に同圖 (2), (3) のやうな金屬製の輪を軸に嵌める。輪は軸の回轉に伴ひ油槽内の油を徐々に軸の頂部に汲み上げこれより軸頸の全部に分布する。輪



第 275 圖 油輪給油法

の材料としては軟鋼、銅及び黃銅等を使用する。輪の断面は梯形又は半圓形を



よしとし多くの場合輪は二つ割りにする。輪を入れるために軸受金の上半部には隙間を與へる。又輪の中心と軸の中心を結ぶ直線が垂直線と  $15^\circ \sim 20^\circ$  をなすも、尙邪魔にならぬやうになす。軸頸の長さ  $1.5d \sim 2d$  ならば輪は 1 個で足るもそれ以上は 2 個とする。

輪の内径  $D = 1.5d + 10 \text{ mm}$ , 厚さ  $s = 2 \text{ mm} \sim 6 \text{ mm}$ , 幅  $b = 0.1d + 3 \text{ mm}$  にする。

5) 油浴法 Bath oiling 最も理想的の方法にして摩擦面を油の浴槽内に保ち摩擦面は油中に浸漬してゐる。第 300 圖 (246 頁) に示すピボット軸受のやうな特殊な場合に限る。

6) 強制循環給油法 Forced circulation oiling 高圧高速の軸受に於ては油ポンプにより強制的に押し込む必要がある。油圧は約  $1 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$  にして數個の軸受を一つの系統として油を強制循環せしめることである。給油法としては最も理想に近い方法にして摩擦熱は油により除去せられるが油の循環する途中に於て冷却を行ふこともある。この方法に使用する油は粘着性の大きい必要はない。

この方法の缺點は軸受の何れか一箇所が故障を起すときは全部を休止せしめる必要あること及び摩擦面から油の漏洩し易いことである。

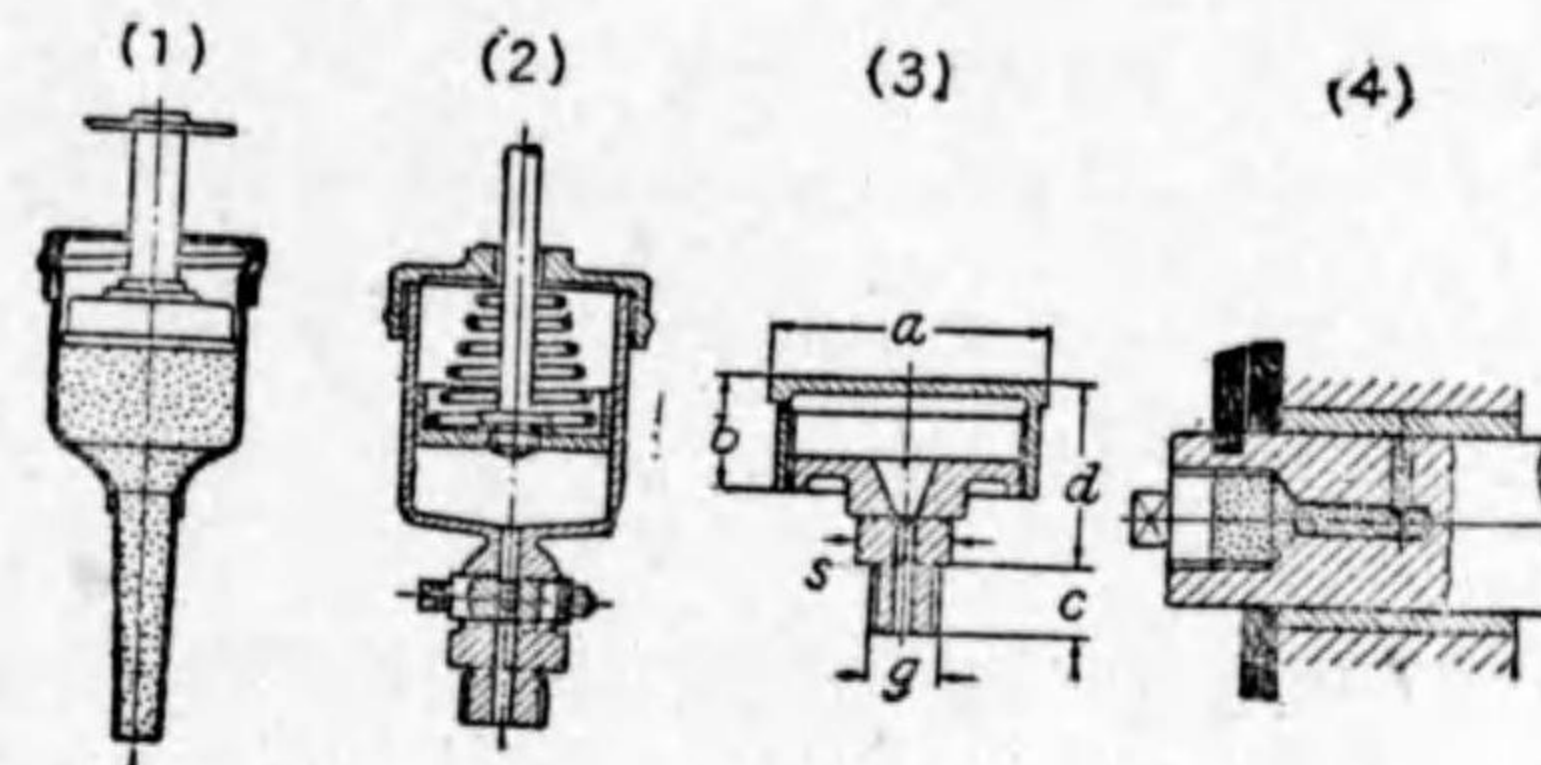
普通クランク軸の軸受及び工作機械の軸受等に應用される。

7) 飛沫給油法 Splash oiling 軸受を密閉せる箱内に入れ潤滑油は適當の方法により飛沫となしてこれ等の軸受に供給するもので、内燃機關、蒸氣機關等に應用せらる。

8) 重力循環給油法 Gravity circulation oiling 油槽を高所に置き容器中の油は重力によつて流下し見送給油器を通つて後、軸受に給油せられ濾過器を経て油ポンプによつて再び油槽に戻る。油を供給する部分は別々に調節弁を附して調節する必要がある。この方法は摩擦によつて發生する熱を循環する油により他に取り去るが故に温度の上昇により粘度の減ずることが少い。

故に比較的粘度の小さい油で十分目的を達する。

9) グリース給油 第 276 圖 (1), (2) 及び (3) はグリース・カップ (4) はねち栓の構造にして、直接或はばね、ねち等により壓迫して徐々にグリースを押し出す。



第 276 圖 グリース・カップ

附 表

a	b	d	管 用 ね ち		ナットの幅 s
			管の稱呼 g	c	
20	18	28	1/8"	10	12
25	20	32		10	
35	22	32	1/4"	12	17
45	22	36		12	
55	24	38		13	
65	26	42	3/8"	13	19
70	30	46		14	
82	34	54	1/2"	14	19
107	38	56		16	
130	46	74	18	21	26

グリースは粘着性大きい故に摩擦面に加はる壓力が大きく、激しい振動ある部分、水中の摩擦部分、屢停止する必要がある場合、塵埃の多い場合等に適す。熔融温度は普通  $30^\circ \sim 80^\circ \text{C}$  高きは  $100^\circ \text{C}$  以上に及ぶものがある。

グリースは特殊の部分にその性状に適する如く使用して初めて使用目的を達するものである。即ち温度上昇し熔融して後始めてその性能を十分に利用し得



るもので熔融した状態に於ても粘度は普通の液體潤滑油よりか大である。これは脂肪油を石灰石鹼或はソーダ石鹼とし、これに鑛物性油等を加へたものでその配合法により品質を異にするが普通使用せらるゝものには、

カップ・グリース、グラフアイト・グリース、ファイバー・グリース、鐵道用グリース、コールドネック・グリース等のものがある。

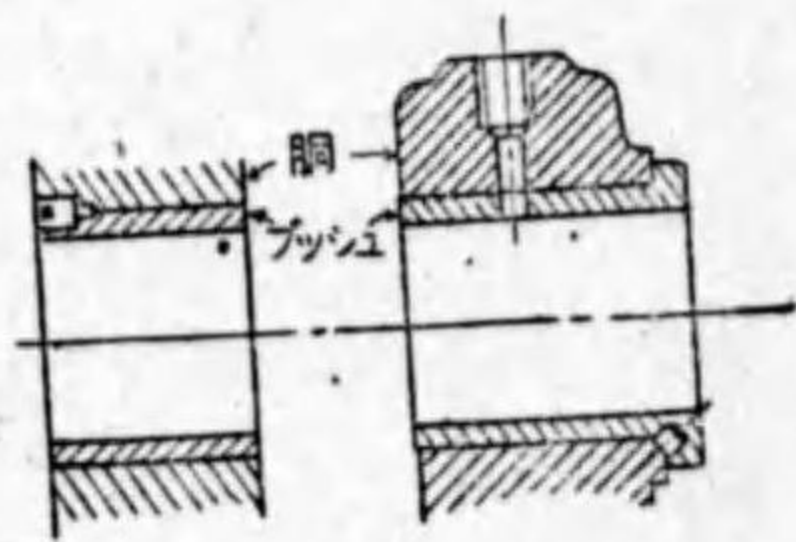
以上はグリースの主なものであるが、その他金屬石鹼を含むもの又は鑛物性油の代りにリグナイトタル、樹脂油等を含むものもある。

### 第 3 節 軸受部分の構造及び材料

軸受の設計には次の諸點を考慮する必要がある。

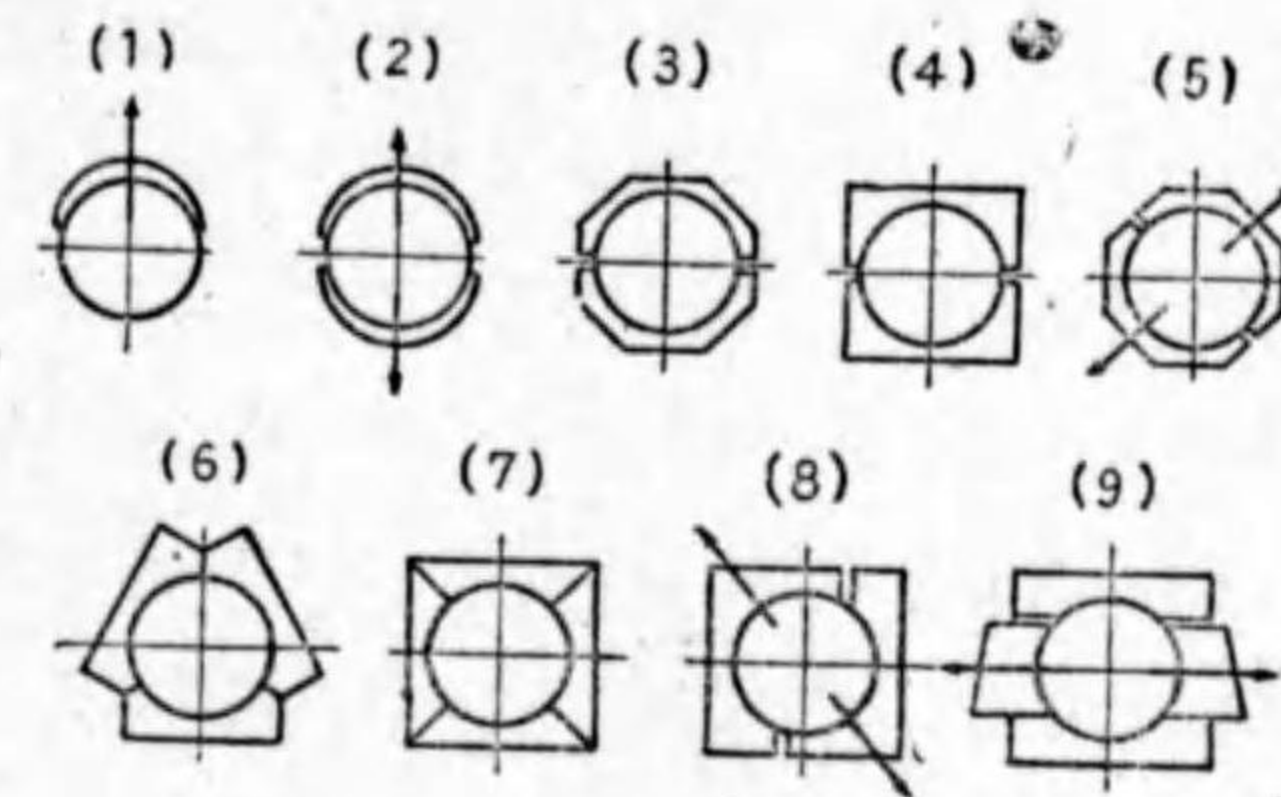
1. 軸受の軸に接する部分は如何なる材料を用ひるか。
2. 軸受金の磨耗したとき如何にしてこれを調整するか。
3. 軸受金を如何にして軸受の胴に取付るか。
4. 軸を一直線になすために如何なる方法で軸受の取付方を調整するか。
5. 軸受到ける給油法は如何にすべきか。
6. 高速回轉にして然も大なる荷重を受ける軸受は如何にして摩擦熱を除去するか。
7. 軸受の各部の大きさは如何にして定めるか。
8. 軸と軸受金との隙間は如何程にすべきか。

1. 軸受金の種類及び構造 軸受到作用する荷重の方向が殆ど變化せず、且つ組立に支障のない限り軸受金は第 277 圖に示すやうに 1 個に作ることもある。これをブッシュと稱し電動機及び渦巻ポンプ等には屢用ひられる。製作費はかゝらぬが全然調節することが不可能である。ブッシュの取付には回り止を必要とする。



第 277 圖 ブッシュ

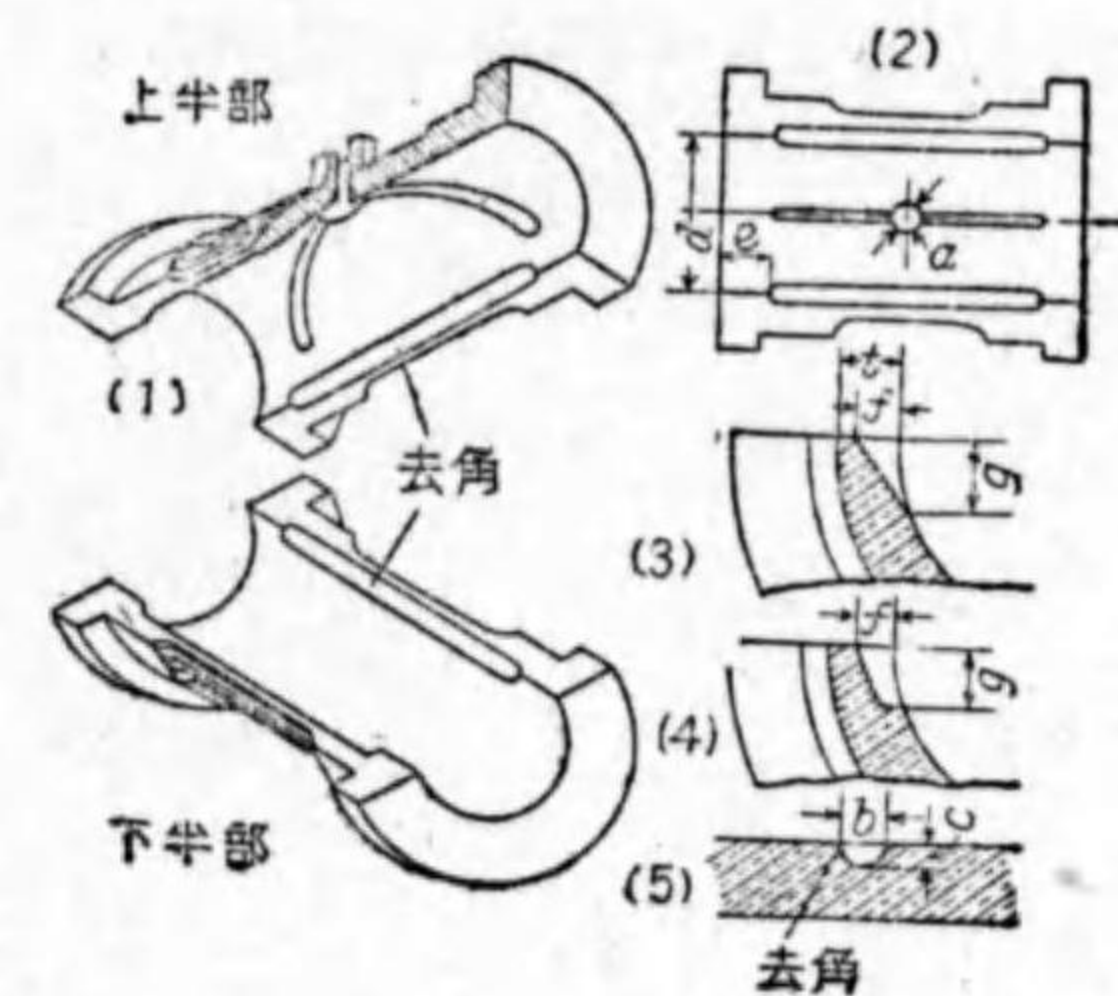
軸受到作用する荷重の方向が確實に一定してをれば軸受金は第 278 圖 (1) に示す如く半分で済む、これは鐵道用車軸に採用されてゐる。又荷重の方向が交互に變化する場合には (2) (3) (4) 及び (5) に示す如く荷重の方向に直角に二つに割る。荷重の方向常に變化し複雑な調整を必要とするときは (6) 及び (7) に示す如く、3 個又は 4 個別々に加減し得る軸受金を用ひられる。(8) は軸受到加はる荷重が傾斜した場合に用ひられる。然し調整は便宜水平方向から行ふ。(9) は水平方向



第 278 圖 軸受金の分割法

に荷重が加はり、水平方向に調整し得る例である。

第 279 圖は青銅製軸受金の普通の型にして上下二つに割り、その合せ目に沿ひ角を削りとり油路を作る。これは油を軸受到の全長に配布するためと、他の一つはこの角が加熱の原因となり易いためである。



$$\begin{aligned}
 a &= b - 2b \\
 b &= 0.02d + 2 \sim 3 \text{ mm} \\
 c &= (0.3 \sim 0.5) b \\
 e &= (0.1 \sim 0.25) d \\
 f &= (0.3 \sim 0.6) t \\
 g &= (0.8 \sim 1.5) t
 \end{aligned}$$

第 279 圖 軸受金の油路

油の供給口は油壓の最も低い箇所に設け油路を連続せしむ。油路は運動方向に直角に設ける方がよい。油壓の大なる箇所に設ける時は折角形成されむとする油膜を破壊し、かへつて有害な作用をなす。



運動方向に設けるのは油路の効果を全然没却するものである。

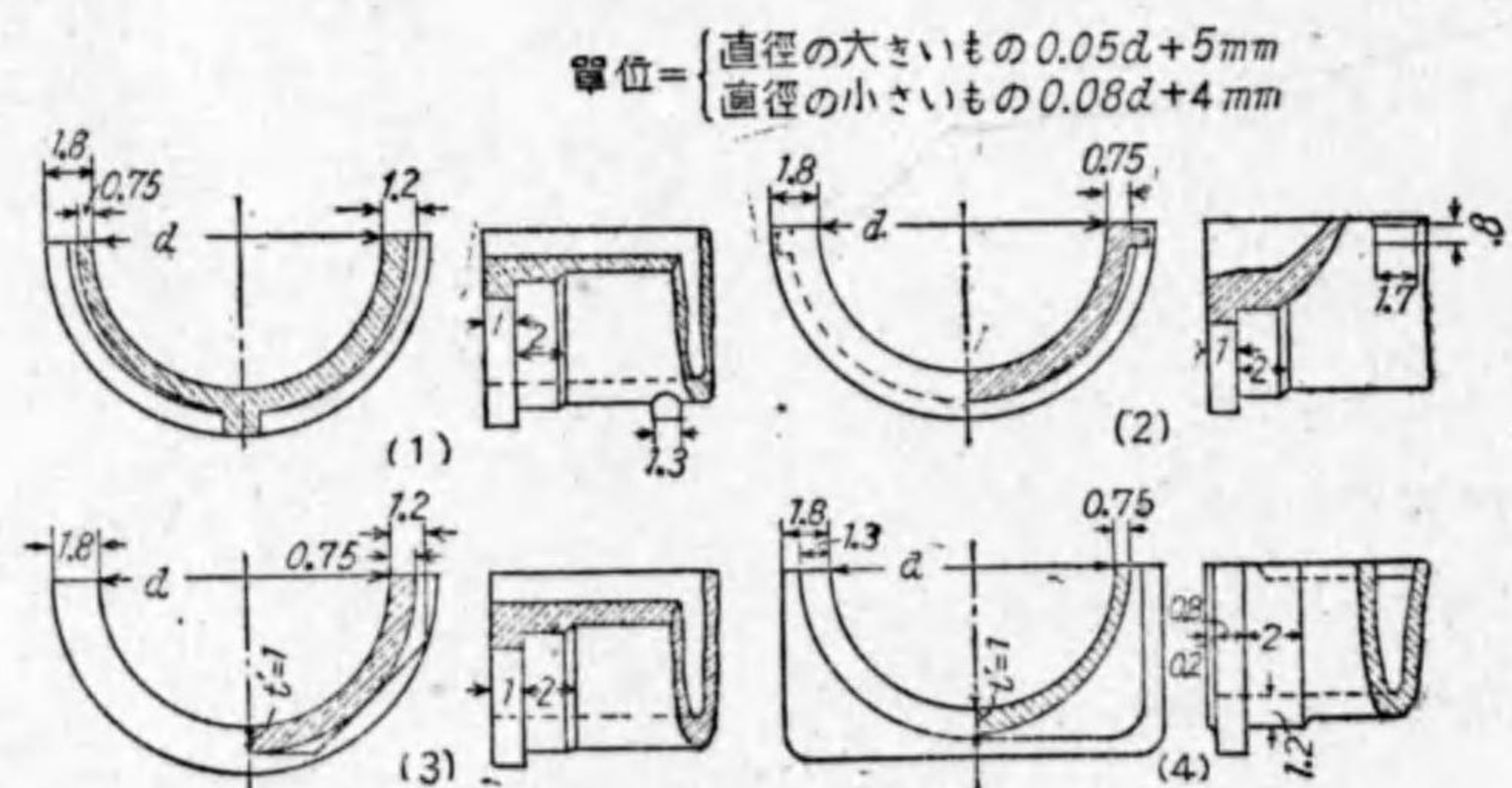
油路は軸受金の端から幾分距りたる所で終るやうにするがよい。

これはその中にある油を外に逸出せしめないためである。

油路の縁には總て鋭き隅角を作らず丸味を持たせる方がよい、尖鋭なる隅角は油を拭ひ去る作用をなすからである。

軸頸は自ら隙間に油を吸込む作用を営むから特に冷却を兼ねる場合を除いては數多く油路を作る必要はないが、萬一油の循環不十分な場合に備ふるために更に溝を複雑に穿つことがある。然し油の薄膜の生成を阻害し易いものなれば注意を要する。寧ろ隙間を増すか供給口に於ける油の壓力を増す方が合理的である。この意味に於て軸受金はなるべく1個に作り全體として調節する方がよい。餘り數多く割ることは油膜の生成を害する。

割つた軸受金は眞の圓形に仕上げることが容易でなく、又加熱のために歪み易いからブッシュに比して厚くする。軸受金の外部は圓筒形又は角筒形に作るも軸受洞と十分適合することを必要とするから圓筒形の方が製作容易である。而して軸受の構造により固定せるもの(第280圖)、固定せざるもの(第292圖セラース型)及び全體としては固定せるもこれを形作る數個の各片が可動的な

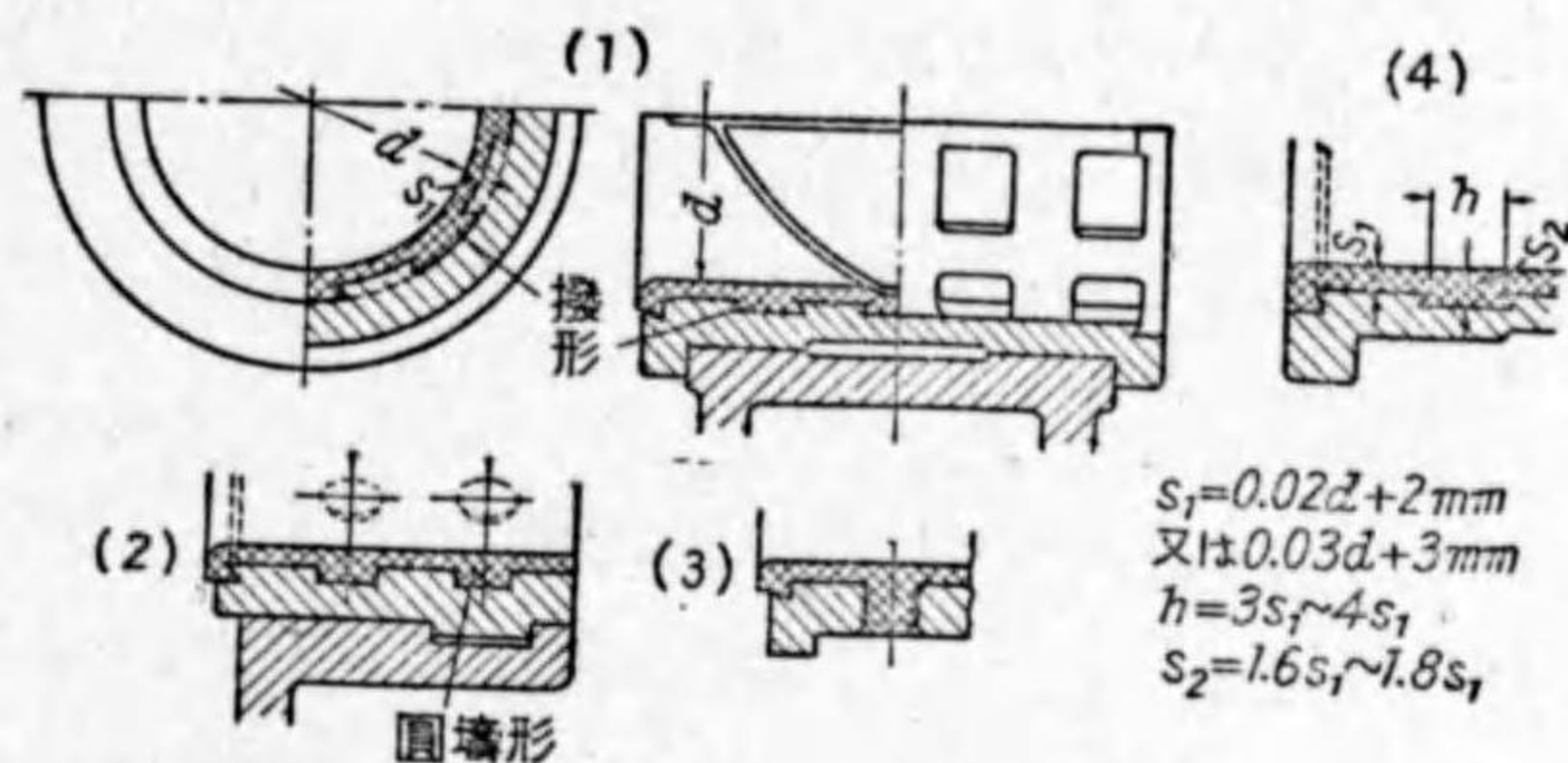


第 280 圖 青銅軸受金の形状及び割合

ものに分つ。

第 281 圖に示すはホワイト・メタルを青銅又は鑄鐵製軸受金に裏張として鑄込んだ構造にして裏金が離脱せぬやうに (1) の如く撥形溝を掘るか或は (2), (3) のやうに圓形孔をあけてハンダ鍍金せる後メタルをこれへ喰込ませる。

軸受金は變形せぬ厚さを有することが必要である。キャップ・ボルトを締め



第 281 圖 ホワイト・メタル裏張をした軸受金

るためにこれが變形を來さば油膜の生成を妨害するからである。

普通青銅製軸受金の厚さに関しては第 280 圖に示す割合がある。

ホワイト・メタルの裏張を有するもの、全厚さは中位の大きさの軸に對し凡そ次の割合に定める。

鑄 鐵	$0.12 d + 10 \text{ mm}$
鑄 銅	$0.09 d + 8 \text{ mm}$
青 銅	$0.08 d + 8 \text{ mm}$

2. 軸受隙間 本章第 2 節に於て述べた如く軸受金の孔の直径を軸頸の直径より幾分大きく削り適當な遊合隙間を設けることは兩者の中心が自動的に偏心になつて油膜を構成し易い。又温度の變化に對しても安全である。この兩直径の差は荷重、速度及び温度等により異なる。一般に低速大荷重には粘性の大きな潤滑剤を用ひて隙間を大きくし、高速小荷重には粘性の小さい潤滑剤を使用し



て隙間を小さくする。ギョンベルは前述の如く最小隙間を示してゐるが、JES では遊合嵌合程度を二級、三級及び四級の等級に分ち径の区分により隙間量をそれぞれ示してゐる。(第 1 編第 4 章第 10 節参照)

3. 軸受金の材料 軸受金として現今廣く用ひられる材料には青銅 (磷青銅)、黄銅、ホワイト・メタル (就中減摩合金として錫臺に少量のアンチモン、銅よりなるバビット・メタル) 及び稀に鑄鐵である。

鑄鐵は低速度、間歇的使用の場合に適し磨耗を餘り問題とせぬ起重機等に廣く用ひられ、許し受壓力  $p=25\sim 30 \text{ kg/cm}^2$  とし、特に低速度の場合には  $p=50 \text{ kg/cm}^2$  まで許される。

傳動用軸受のセラース型に於ては常に鑄鐵軸受金を用ひ、 $p=3\sim 6 \text{ kg/cm}^2$ 、 $p_{max}=10 \text{ kg/cm}^2$  にとることがある。馴染むのに比較的長時間を要する。

青銅は質堅牢にして緻密、面も滑にして摩擦少なく、衝撃的荷重に對して有効である。その成分には色々あるが銅 85%、錫 10%、鉛 5% が適當である。

軸受金の材料としては純粹の金屬は不適當である。又軸頭と同種材料をも避け常にこれよりも軟かいものを選びこれによつて軸頭を安全に保つ。

ホワイト・メタルは熔融點低く故障の際軸を危険から救ふ以外に磨耗少く、熱傳導良く、修繕容易にして油との附着力高く油膜の發生を助けるのみならず、頗る延展性に富む結果磨耗の第一階程たる超過應力による平面剝離作用を防ぐ效がある。ただそれ自身のみでは弱いから常に青銅、鑄鐵、鑄鋼の軸受金の裏張として鑄込む。殊にバビット・メタルは高速強壓の軸受によく用ひられる。

普通の黄銅は軸受金材料としては良好とはいひ難い。殊に軟鋼軸頭とは嚙りが生じ易く、而も一旦嚙りの起つた時には黄銅が軸頭に恰の如く粘着し勝である。

金屬製軸受金の他、堅質の木材 (リグナム・バイテ又は樺と稱する強靱な木材) が水中にある軸受、例へば船尾軸受、水力タービン軸受等で油を使用し難

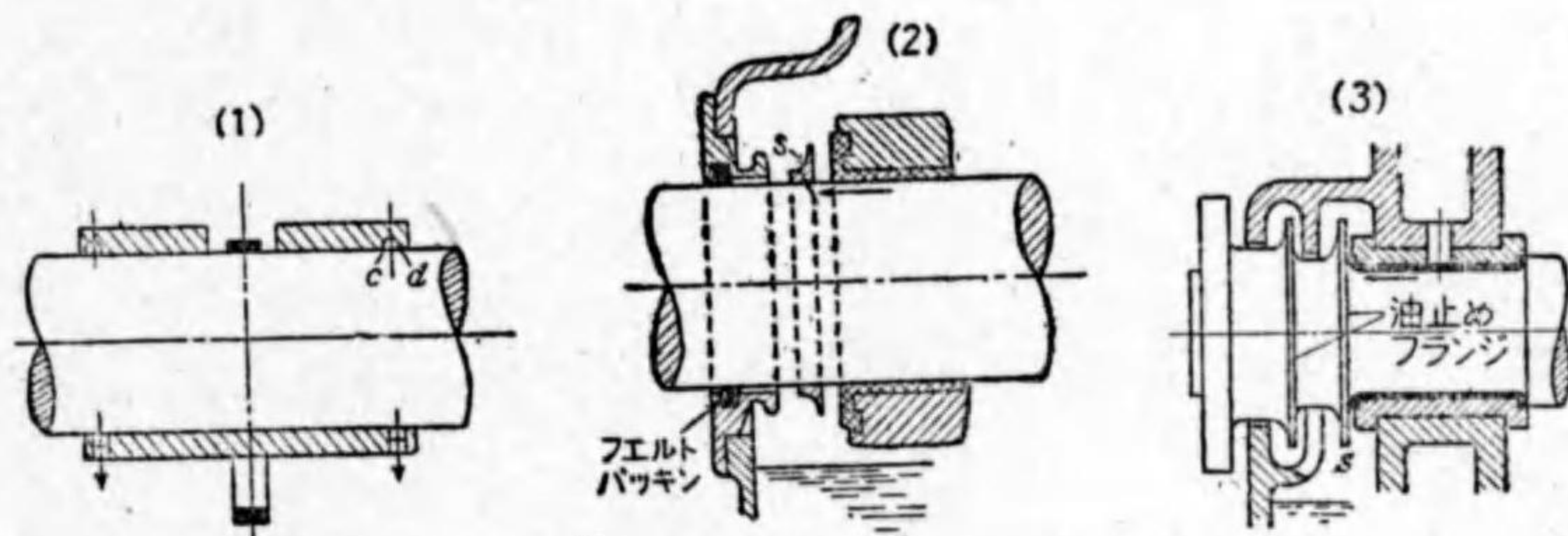
い場合に用ひられる。

4. 油の流出防止法 軸受の潤滑法に於て油の消耗を減じ清潔と經濟との點が重要である。

紡績工場等に於ては製品を汚損させぬために殊に注意すべきことである。

滴下給油法及びグリースを用ひる場合には軸を傳はり流出する油の速度小なるために軸受の下方に受皿を取付れば足るも、油輪給油法によるものでは相當多量に流出し軸受外に遠心力のため飛散することがある。

第 282 圖 (1) の如く受金の出口に近く圓周溝を附れば集つた油は吸着性と遠心力とで下部の孔から落下するから  $c$  部に丸味を附け  $d$  部は角のまま残しておく方が有效である。



第 282 圖 油の流出防止法

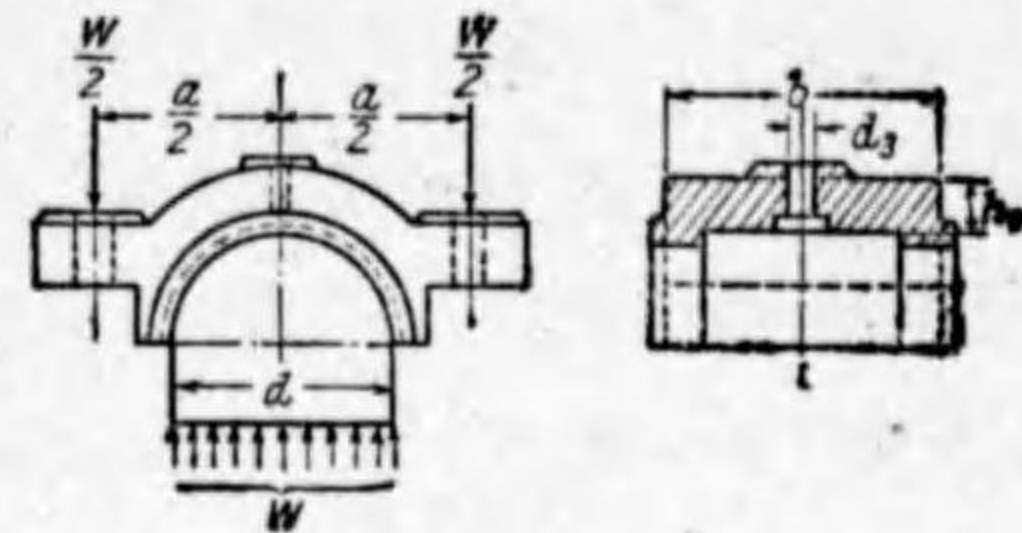
同圖 (2) に示すものでは軸頭の端に  $S$  なる油止め輪を附すれば軸頭に沿ふて匍匐した油は遠心力作用によつて油槽内に飛び去る。(3) は軸に小さきフランジを作り出したもので、油は径の小さき方へ下つて外方へ流出することは無い。

この際軸受箱の出口にフェルト・パッキング又は革を挿入すれば塵芥の侵入豫防と油の漏洩とを防ぐ効果がある。



第 4 節 各種軸受構造

1. 軸受主要部の強さ 軸受は軸上の全荷重を支持するので十分な強さを有することが必要である。いまその主要部分の強さを示せば次の通りである。



第 283 圖 軸受キャップ

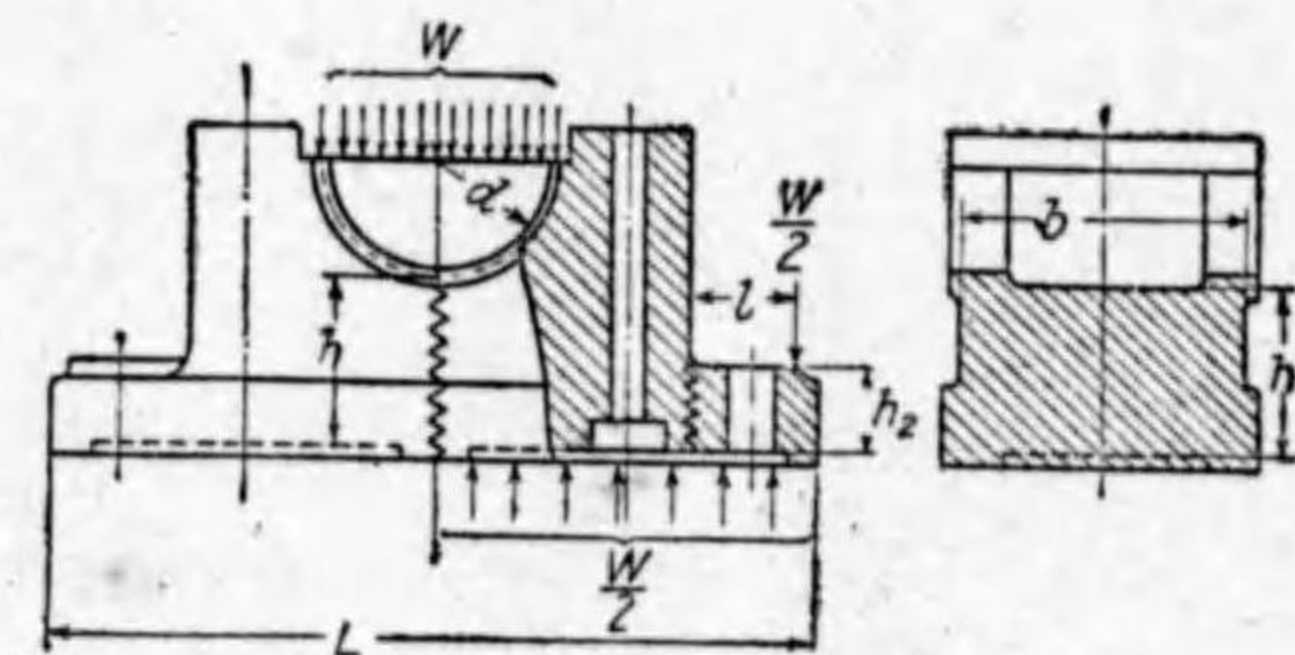
(1) キャップの厚さ (第 283 圖)

荷重が垂直方向に作用するものとすれば、キャップは左右の締付ボルトの所に \$W/2\$ 宛の集中荷重と軸受裏面上に \$W\$ なる分布荷重とを受けると見做せば中央断面上の曲げモーメント \$M\$ は

$$M = \frac{W}{2} \left( \frac{a}{2} - \frac{d}{4} \right) = \frac{(b-d_3)h_1^2}{6} f_b \dots\dots\dots(113)$$

$f_b = 250 \sim 400 \text{ kg/cm}^2$  (鑄鐵)

(ii) 軸受胴 (第 284 圖) 中央から \$L/4\$ の所を支持して中央に部分平等荷重を受けると見做せば中央断面の曲げモーメント \$M\$ は



第 284 圖 軸受胴

$$M = \frac{W}{2} \left( \frac{L-d}{4} \right) = \frac{b \cdot h_2^2}{6} f_b \dots\dots\dots(114)$$

次に \$h\_2\$ を求めるに据付ボルトの中心から外方 (据付ボルト外径の \$3/4\$) 即ち破断面より \$l\$ の所に \$W/2\$ の荷重が作用するものと假定すれば

$$\frac{W}{2} l = \frac{b \cdot h_2^2}{6} f_b \dots\dots\dots(115)$$

(iii) キャップ・ボルト 軸の直径 150 mm 以上の軸受に於てはキャップ・ボルトを 4 本用ひるが、普通は 2 本である。

いま \$N\$ = ボルトの總數, \$d\_1\$ = ボルトの谷徑 cm とすれば

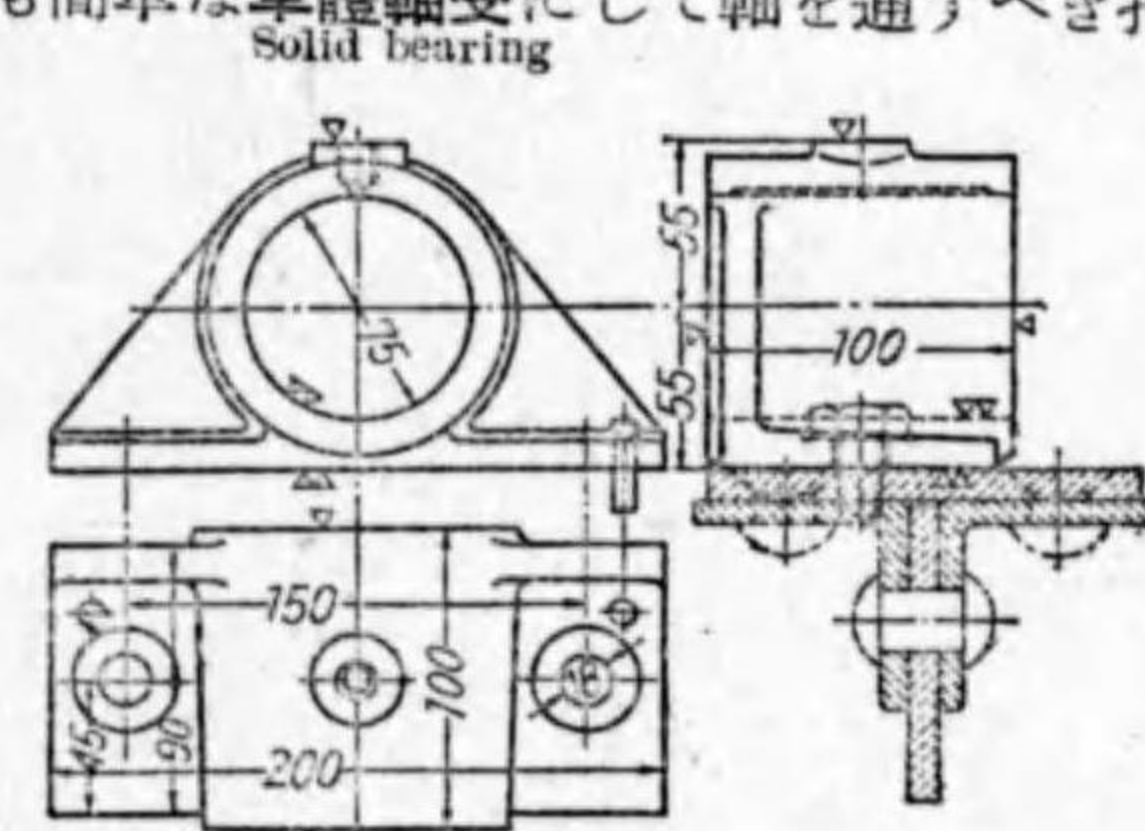
$$W = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot f_t \cdot N \dots\dots\dots(116)$$

据付ボルトはキャップ・ボルトに比し凡そ 25% 強くし

$$1.25 W = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot f_t \cdot N \dots\dots\dots(117)$$

軸受底板とコンクリート地盤との間の壓力は約 \$8 \text{ kg/cm}^2\$ を超過させないことを普通とし、又木材に直接据付るときは \$40 \text{ kg/cm}^2\$ 以下とする。

2. 傳動用軸受構造 第 285 圖は最も簡単な單體軸受にして軸を通すべき孔

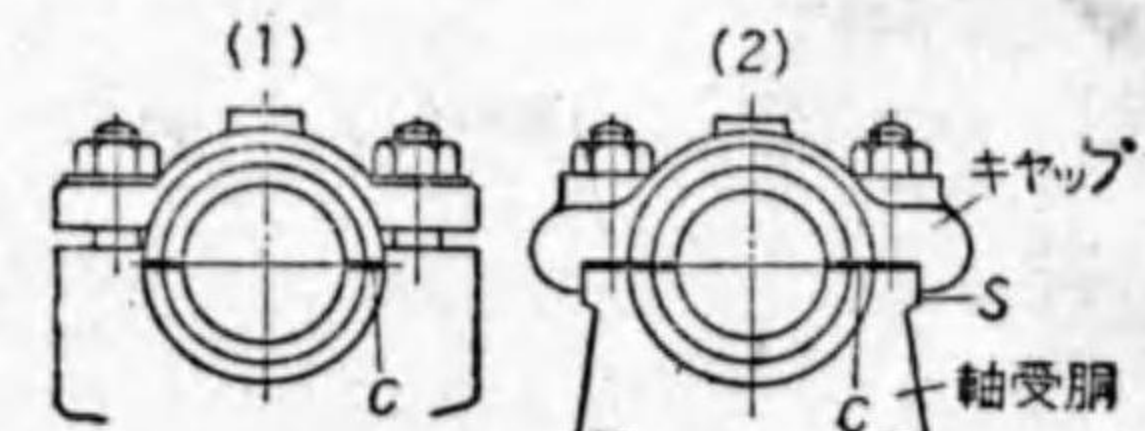


第 285 圖 單體軸受

のあいた單體のもので適當の取付座を備へこれが機械のフレームにボルト又は鉄により取付けられる構造にして、多くは鑄鐵製であるが第 277 圖の如き青銅のブッシュを挿入することもある。軸の取付及び取外しのためには軸全體をその軸線方向に動かさねばならぬ不便がある。

この外、機械のフレーム中に直接孔を穿ちこれに軸を通したのものもある。

單體軸受は上述の如き不便があるので軸受體を軸の中心線上に於てこれを 2 部分に分ち、この缺點を取除くと同時に磨耗に對する調整を容易ならしめる。これを割軸受といふ (第 286 圖)。



第 286 圖 割軸受の磨耗の調整

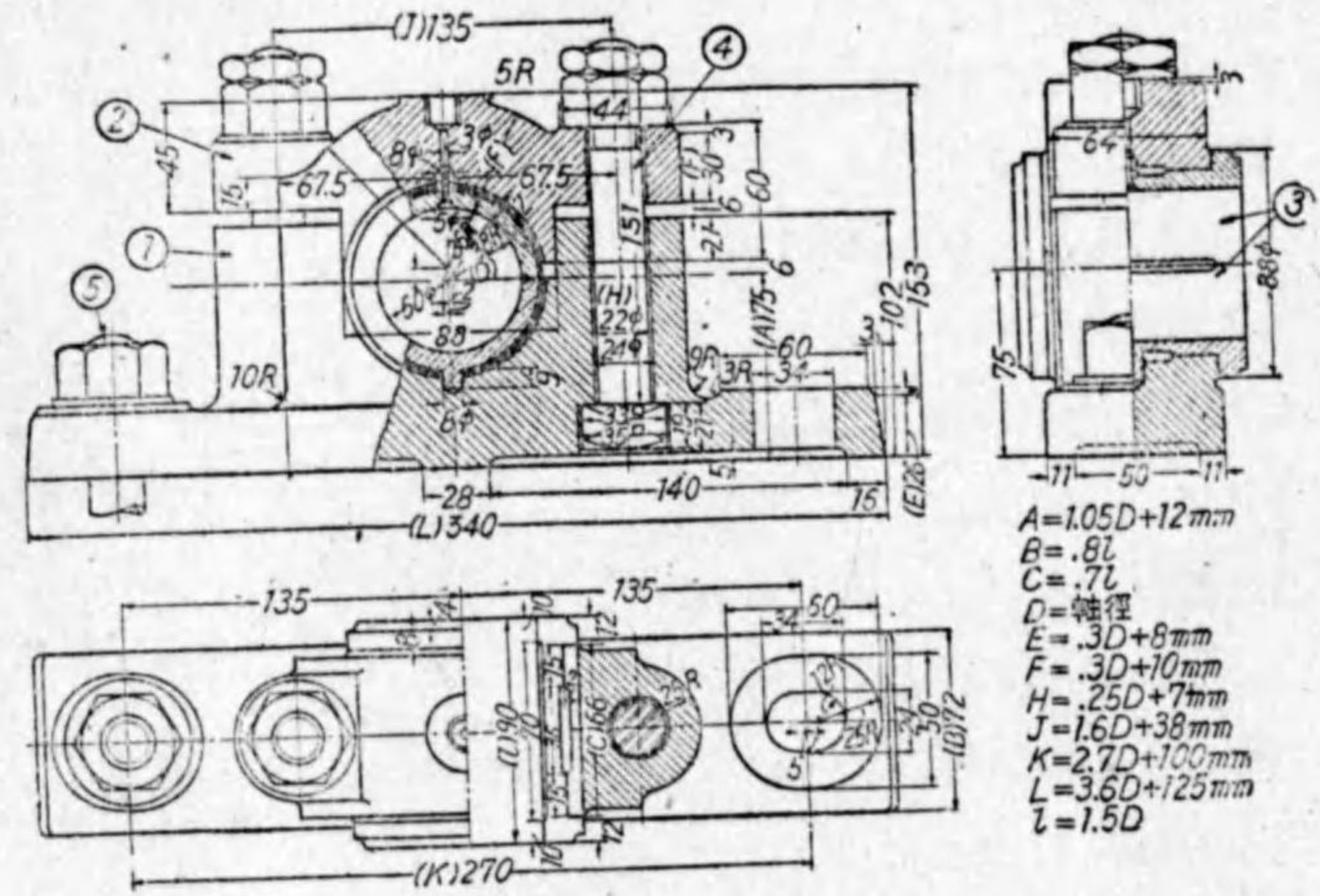
圖中 \$s\$ 部はキャップの嵌り込みに



して軸受金の孔の食違ひを防ぐと共に水平方向に来る推力を受さす。

軸受金の分割面に幾分の隙間を作りキャップ・ボルトにより締め具合を調節することは多く加熱の原因となり、且つ潤滑剤が流失して下半部に回り難いから分割面には圖中 *c* に示すやうに薄黄銅板を挟み金として數枚重ねて挿入する。

これは軸の回轉に伴ひ軸受金は次第に磨滅して隙間を増し軸の振動を増し運轉の圓滑を缺ぐ原因となるから磨耗に伴ひ挟み金を一枚宛取去りその隙間量の

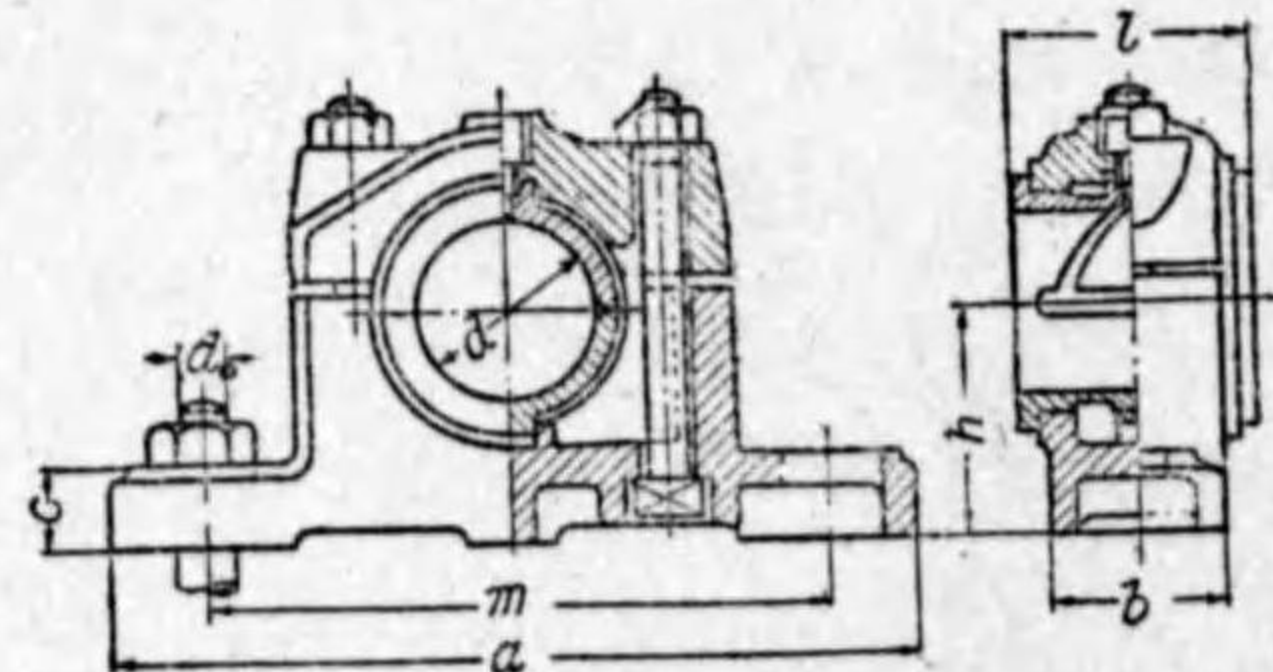


第 287 圖 普通固定軸受

調整を容易にする。

第 287 圖及び第 288 圖は青銅軸受金入普通固定軸受の例で一般機械に廣く用ひられる。

この軸受は大體次の部分から成る。



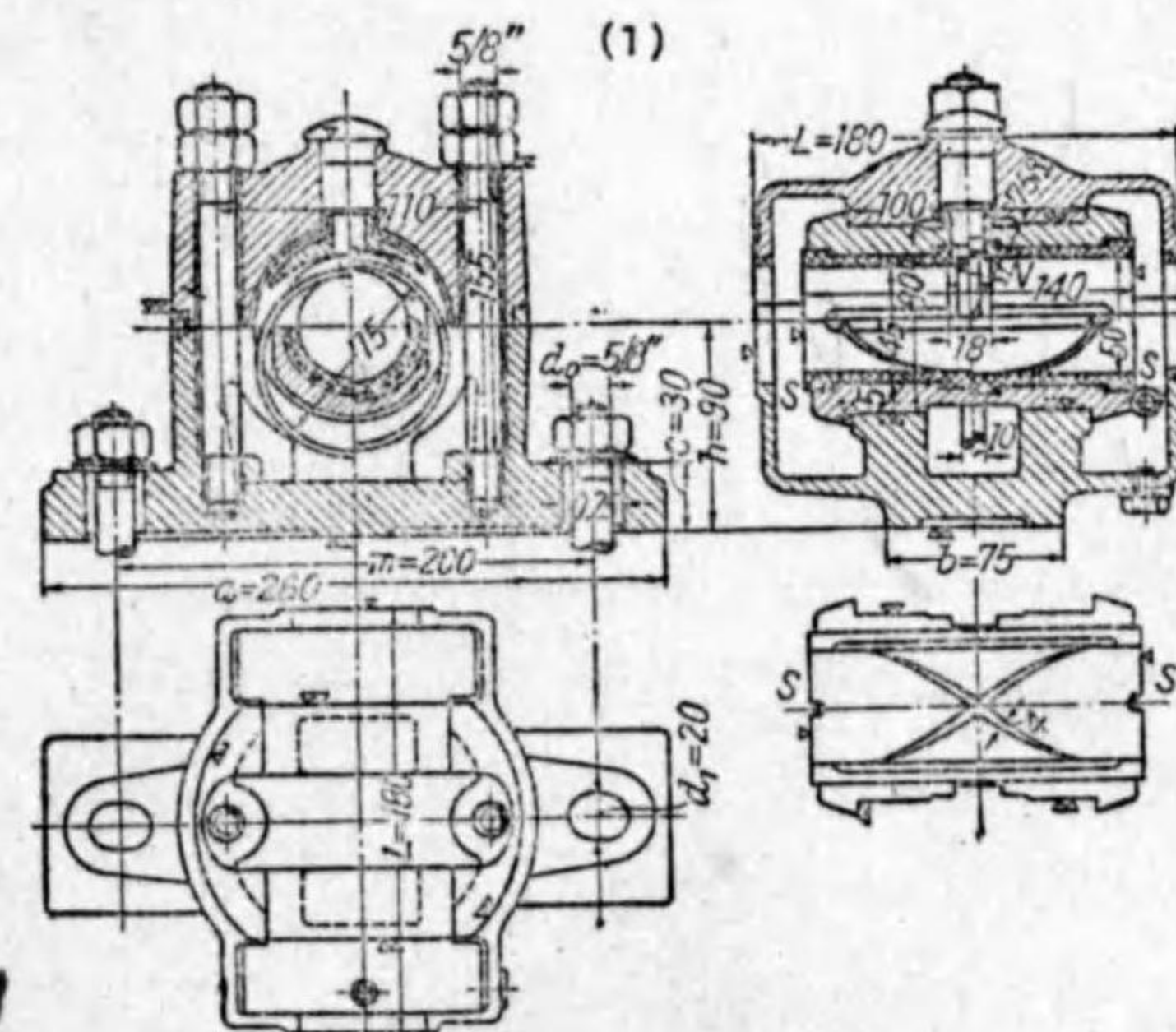
第 288 圖 青銅製軸受金入固定軸受

- 1. 軸受胴  
Pedestal body
- 2. 軸受キャップ  
Bearing cap
- 3. 軸受金  
Bearing steps, brasses, metals
- 4. キャップ・ボルト  
Cap bolts
- 5. 据付ボルト  
Holding-down bolts

第 31 表 青銅軸受金入固定軸受寸法 (第 288 圖寸法 mm)

<i>d</i>	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>m</i>	<i>d</i> <sub>0</sub> 吋
25~30	50	60	180	45	25	140	1/2
35~40	60	70	210	50	30	160	3/8
45~50	70	80	240	55	35	180	5/8
55~60	80	90	270	60	35	210	5/8
70	90	100	300	70	45	240	3/4
80	100	100	330	80	45	270	3/4
90	100	120	360	90	45	300	7/8
100~110	110	120	400	100	50	330	1
125	120	140	440	100	55	360	1 1/4
140	130	160	470	100	60	390	1 1/4

第 289 圖は油輪式固定軸受の例で (1) は軸径 45~50 mm 寸法のもの及び第 32 表は外形主要寸法を示し、何れも獨逸標準規格 118 號のものである。



$n = 4$  本ボルトの場合軸線方向の間隔  
 $o = d_0$  ボルトの長楕圓孔の長径

第 289 圖 油輪式固定軸受



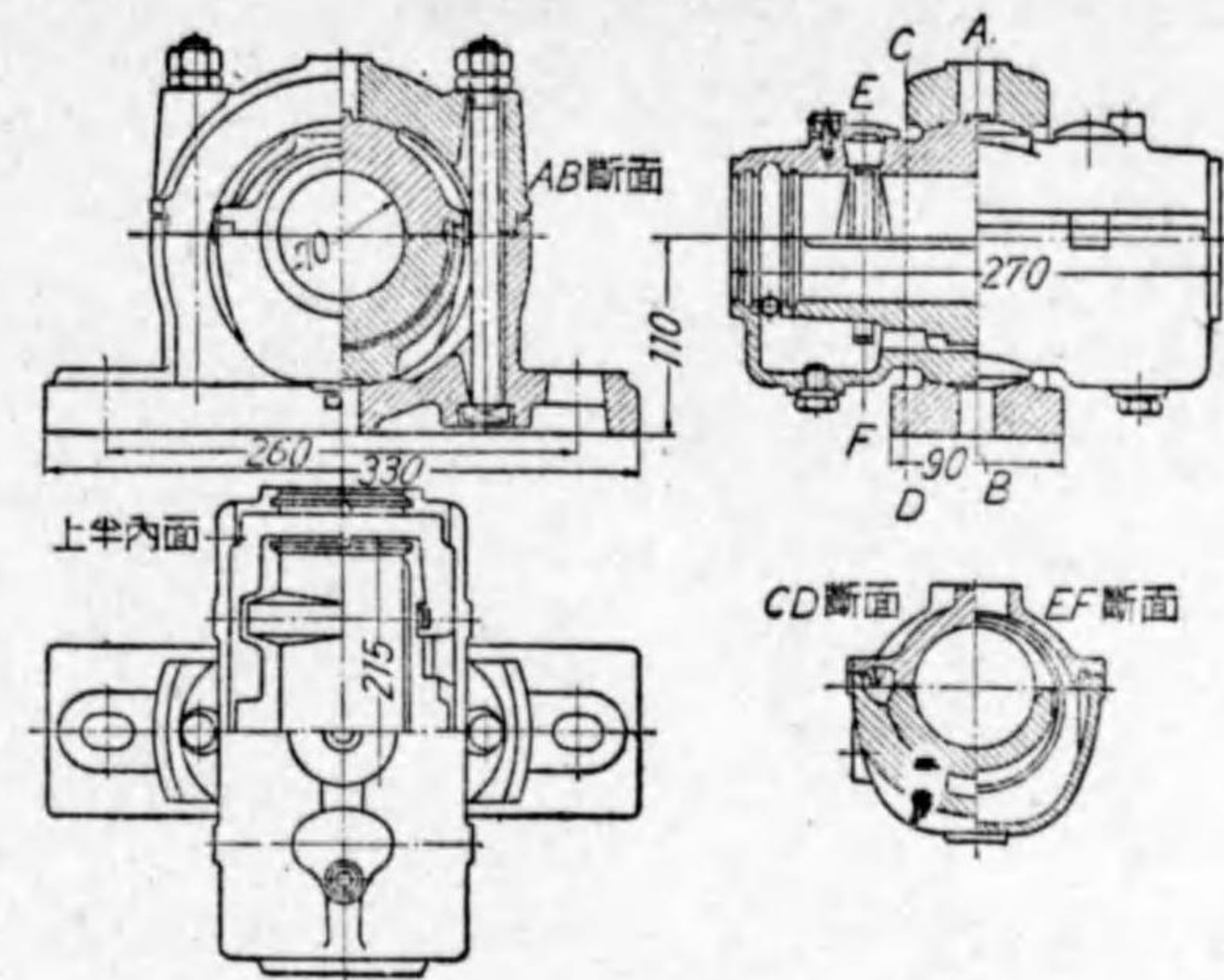
第 32 表 油輪式固定軸受寸法 (第 289 圖, 寸法 mm)

軸 徑 $d$	$h$	L			$a$	$b$	$c$	$m$	$n$	$o$	$d_1$	ボルト の直徑 $d_0$	ボルト の 数	
		長	中	短										
25	65	140	120	100	200	55	150	25	—	20	17	$\frac{1}{2}$ "	2	
30														
35														
40	75	180	150	110	220	65	170	—	20	17	$\frac{1}{2}$ "			
45														
50														
55	90	220	180	120	260	75	200	30	—	25	20	$\frac{5}{8}$ "		
60														
70														
80	110	300	240	140	330	95	260	35	260	—	30	23		$\frac{3}{4}$ "
80														
90														
100	140	380	300	170	410	125	40	320	—	34	26	$\frac{7}{8}$ "		
110														
125														
140	200	550	450	—	560	195	60	450	—	48	36	$1\frac{1}{4}$ "		
140														
160														
180	250	670	550	—	660	250	70	540	130	44	33	$1\frac{1}{8}$ "	4	
200														
220														
240	300	790	650	—	760	310	80	630	170	52	40	$1\frac{3}{8}$ "		
260														
280														
300	350	910	570	—	860	370	95	720	210	58	44	$1\frac{1}{2}$ "		
320														
340														
360	400	1030	850	—	960	440	110	810	250	66	50	$1\frac{3}{4}$ "		
380														
400														
420	450	—	950	—	1076	510	125	900	300	75	58	2"		
440														
460														
480	500	—	1030	—	1190	580	140	990	350	82	64	$2\frac{1}{4}$ "		
500														
520														
540	550	—	1150	—	1310	650	155	1080	400	92	72	$2\frac{1}{2}$ "		
560														
580														
600	600	—	1250	—	1430	720	170	1170	450	105	80	$2\frac{3}{4}$ "		
620														
640														
660	650	—	1350	—	1550	800	185	1260	500	115	90	$3\frac{1}{8}$ "		
680														
700														

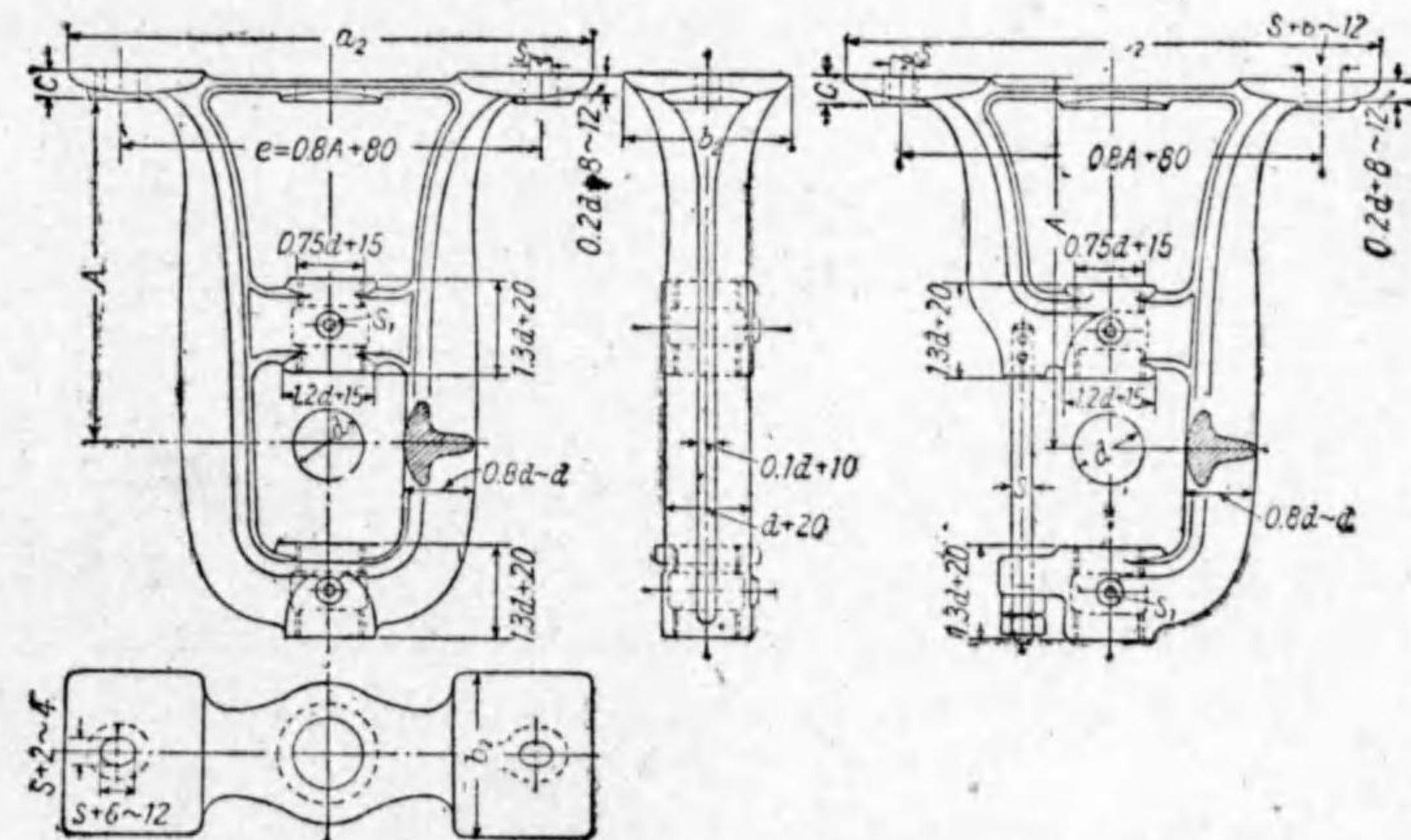
第 290 圖は自動調心軸受にして、主として傳動軸用のもので軸の撓み、取付の不正確等による軸心の狂ひを調整し得るやう軸受金は上下の球面座で軸受の胴及びキャップで支へられる構造のものである。

3. 傳動軸受取付用臺 第 291 圖は軸釣にして第 292 圖の如き球面座付自動調心型軸受を取付け、工場の天井若くは梁より釣り下げて軸を支持する。

第 292 圖はセラーズ型自動調心軸受を柱に取付たものである。この軸受は全



第 290 圖 自動調心型油輪式横軸受



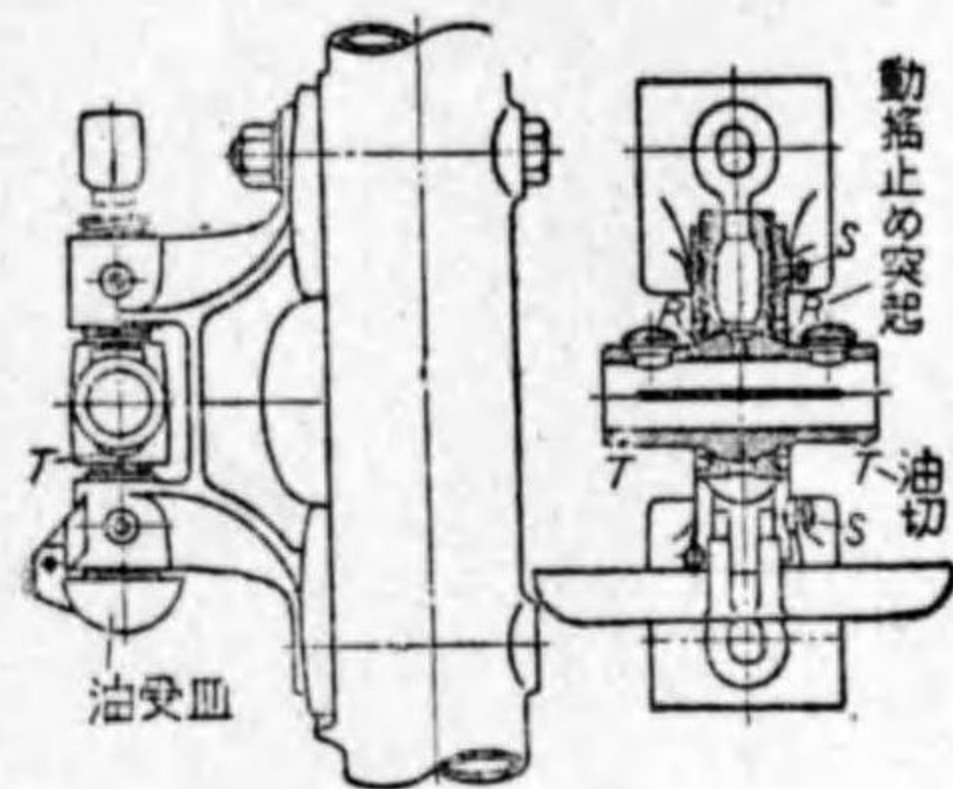
第 291 圖 軸 釣

體を鑄鐵で作り、軸頸の長さ  $l=4d$  とし軸受面積が廣くなるため軸受壓力を減じ摩擦熱及び磨耗を少くする。軸徑約 150 mm までのものに用ひられる。T は

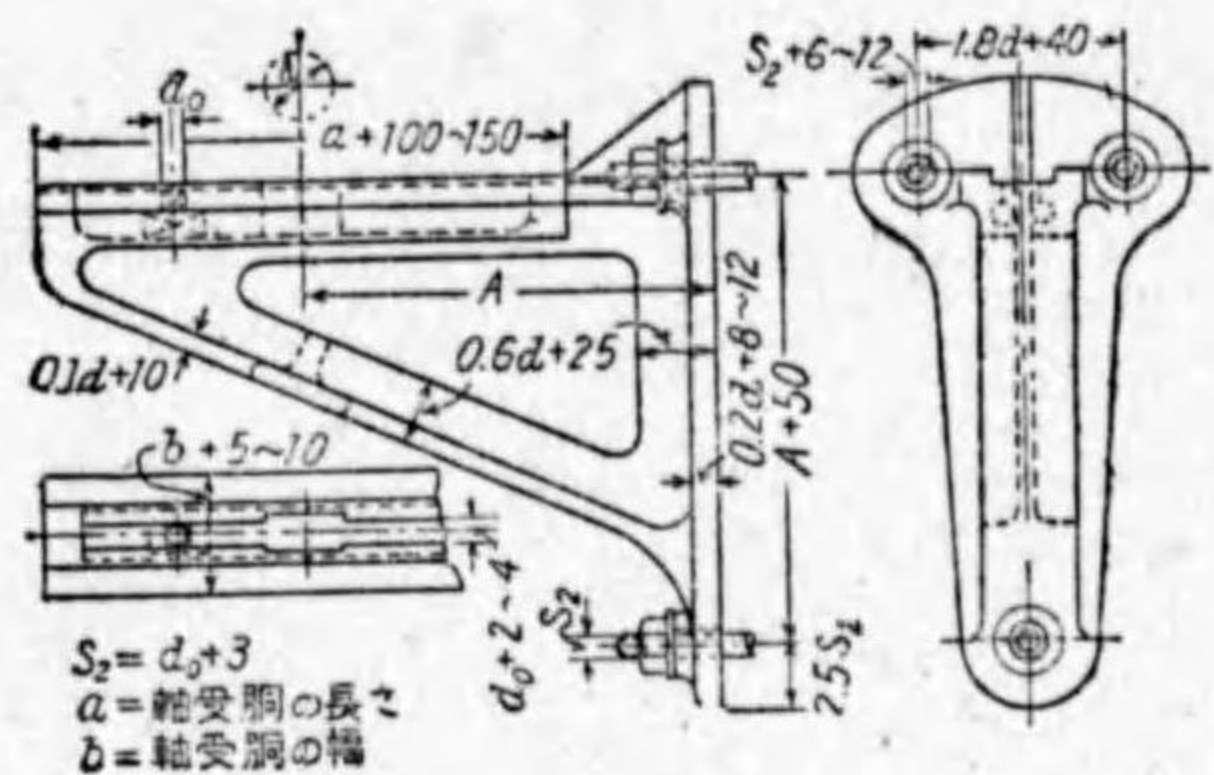


油切りにして軸受下部に長楕圓形の油受皿を設ける。

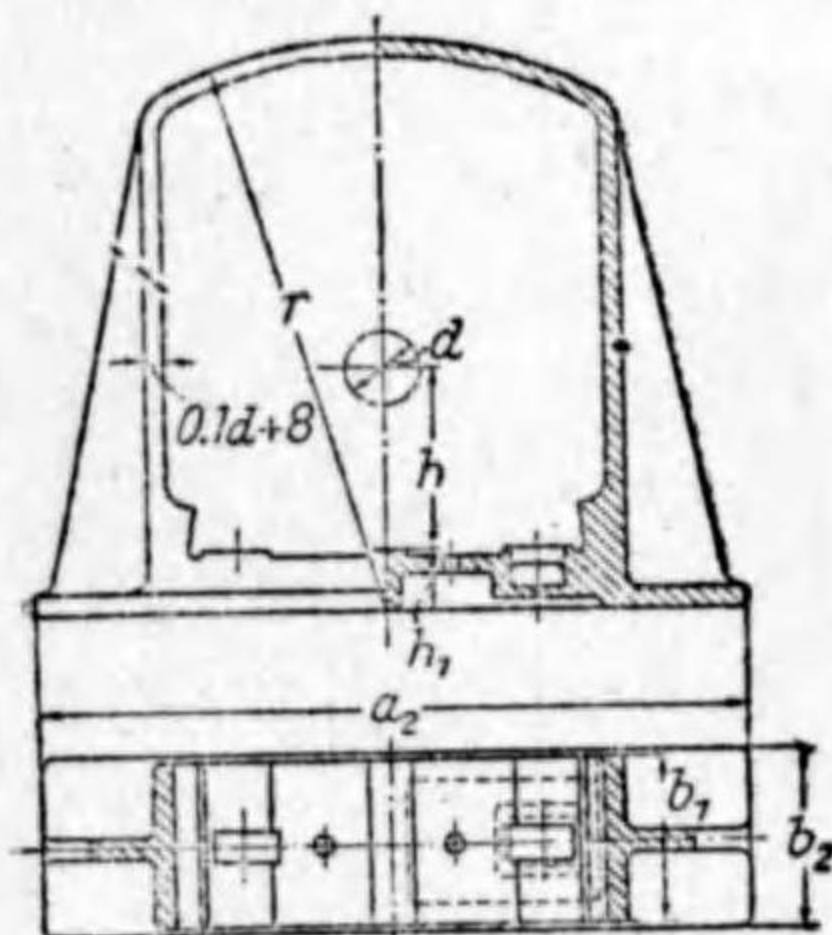
第 293 圖は壁軸受臺にして壁又は柱に取付る。  
Wall bracket



第 292 圖 柱掛軸受



第 293 圖 壁軸受臺



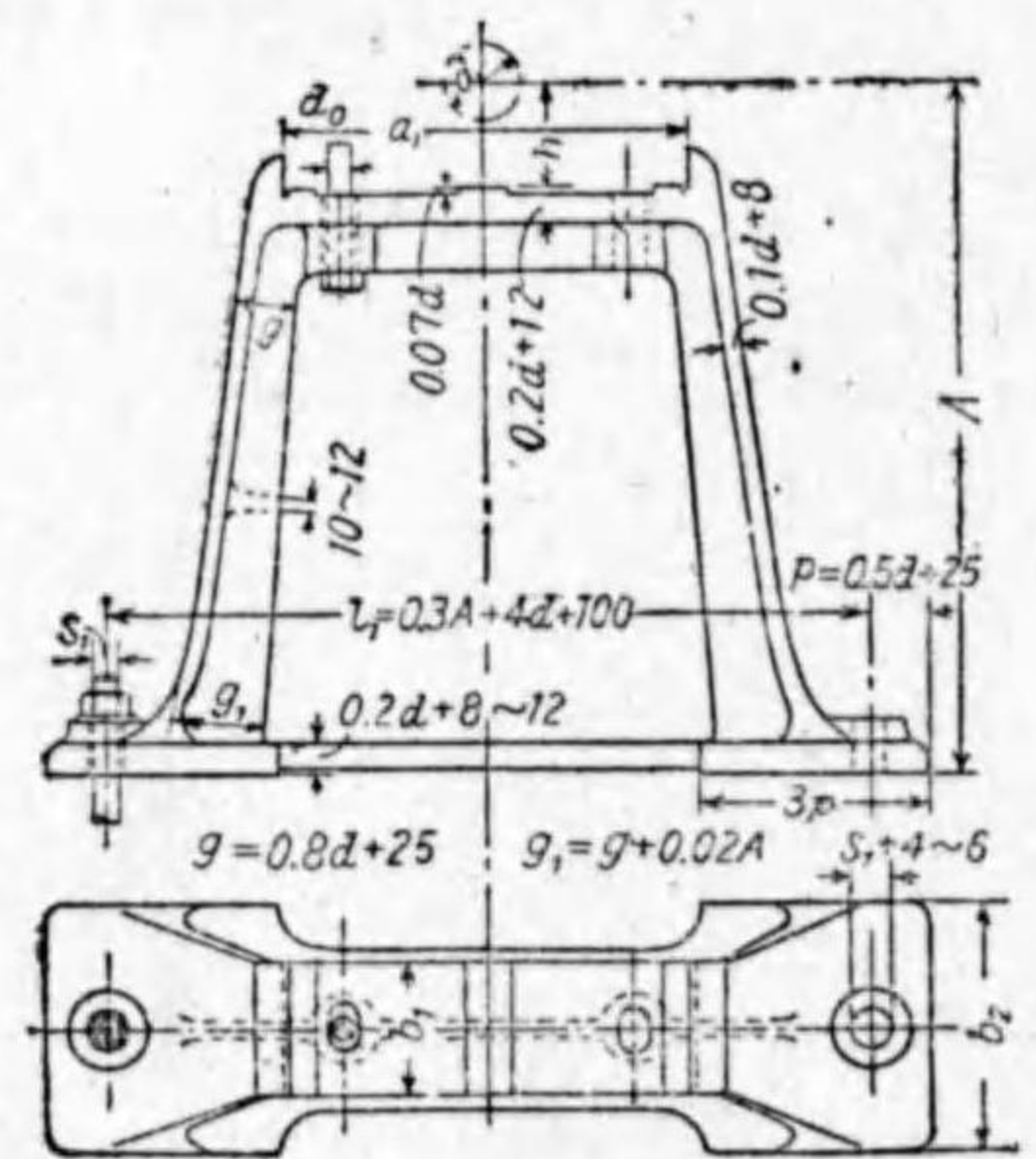
$b_1 = b + 5 \sim 10 \text{ mm}$   
 $b = \text{軸受洞の幅}$   
軸徑 140 mm までのもの

第 294 圖 壁 枠

第 294 圖は壁枠にして壁の中へ嵌込み軸受を取付る。  
Wall box

第 295 圖は突立臺といひ基礎上に据付けその上に軸受を取付る。  
Floor stand

第 296 圖は軸受用底板にして基礎上に固定せられ、軸受をこの上に取付け水  
Sole plate



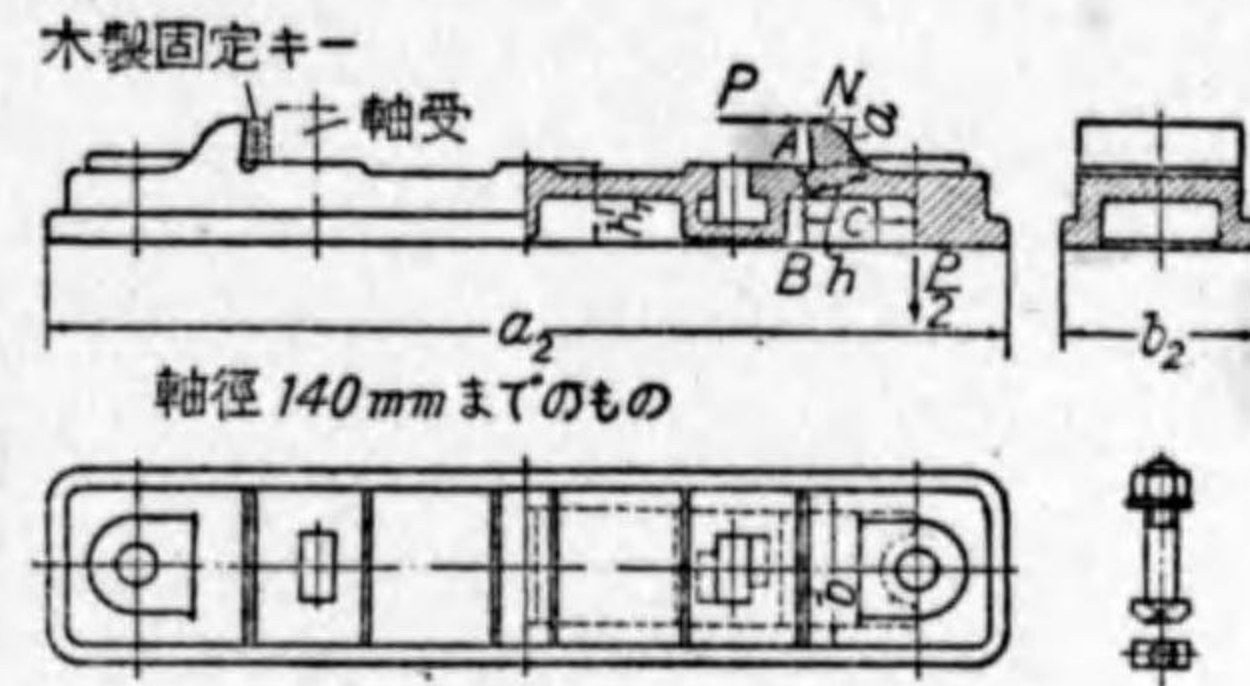
$a_1 = a + 10 \sim 20 \text{ mm}$ ,  $b_1 = b + 5 \sim 10 \text{ mm}$

$a = \text{軸受洞の長さ}$ ,  $b = \text{洞の幅}$

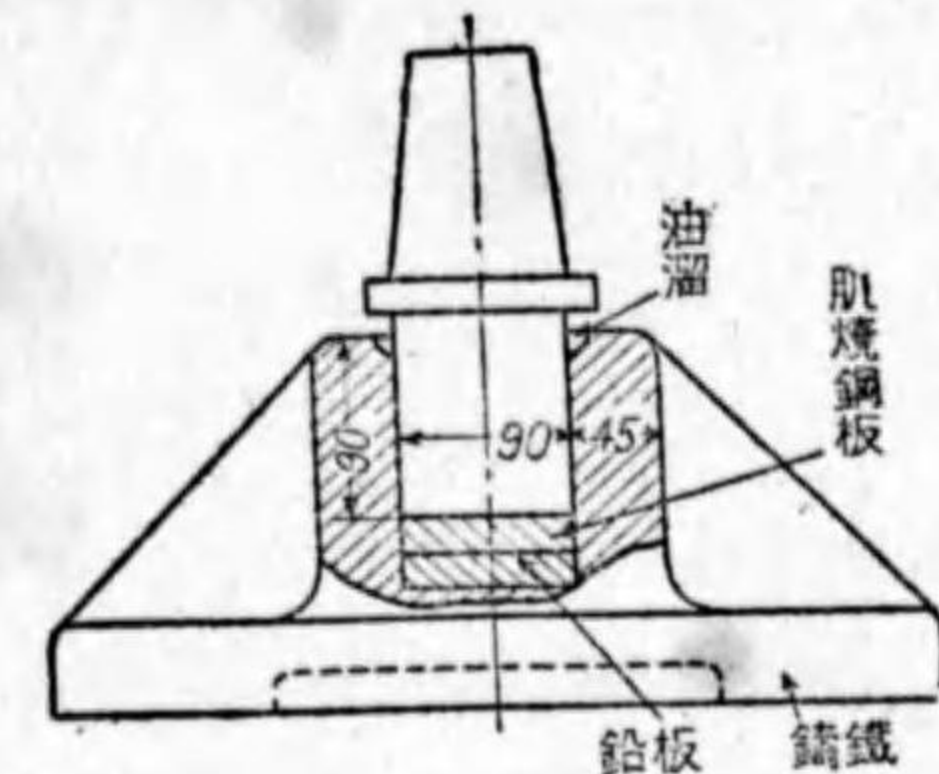
軸徑 140 mm までのもの

第 295 圖 突立臺

平方向の軸位置を調整した後、両側に木製のキーを打込み固定する。

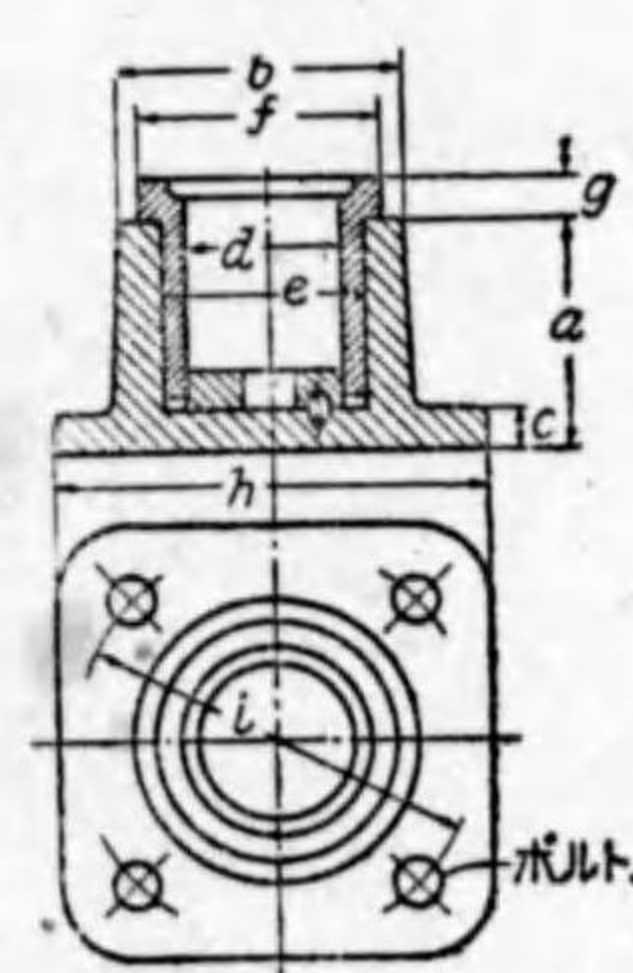


第 296 圖 軸受底板



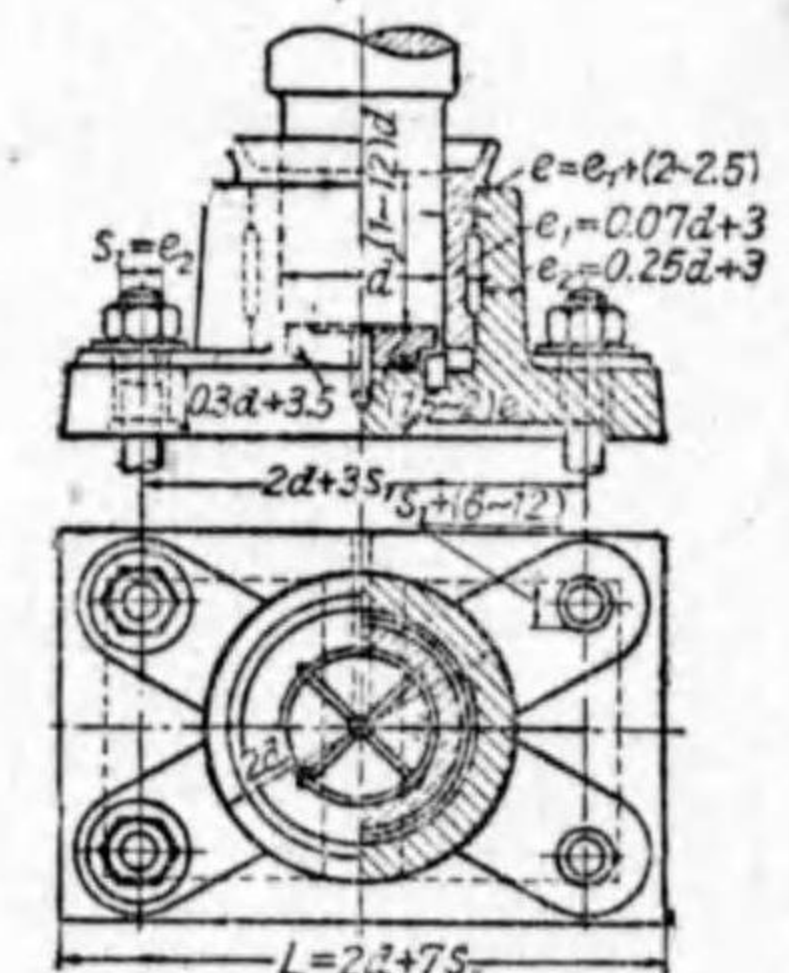
第 297 圖 ピボット軸受

4. 推力軸受構造 第 297 圖はピボット軸受又は臼軸受の一例で軸底には鋼板とその下に鉛板を入れたものである。第 298 圖は青銅製受金を嵌りせるもの。第 299 圖は軸端の圓板受金面に半径方向に 4 本の油路が切られてあり壓力のある油は中心部に送入せられる構造のものである。



$d = \text{軸徑}$   
 $a = 1.65 d + 3 \text{ mm}$   
 $b = 1.9 d$   
 $c = 0.25 d + 3 \text{ mm}$   
 $e = 1.3 d$   
 $f = 1.5 d$   
 $g = 0.25 d$   
 $h = 3 d$   
 $i = 2.9 d$   
 $j = 0.2 d + 6 \text{ mm}$

第 298 圖 青銅製軸受金入臼軸受



第 299 圖 注油式臼軸受

第 300 圖は油浴式ピボット軸受にして受箱 a 中には油溜を有し軸頭は完全に油中に浸漬する。

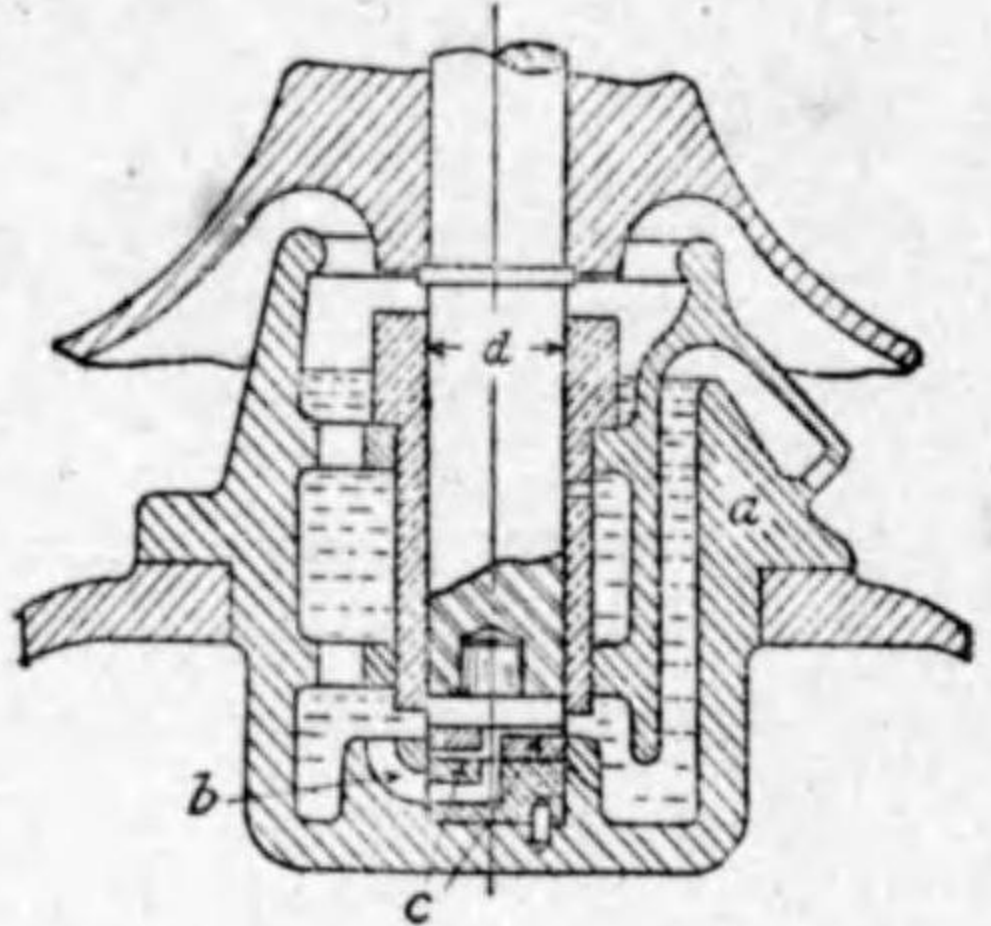
第 301 圖は船用馬蹄型多鐮軸受の構造を示す。



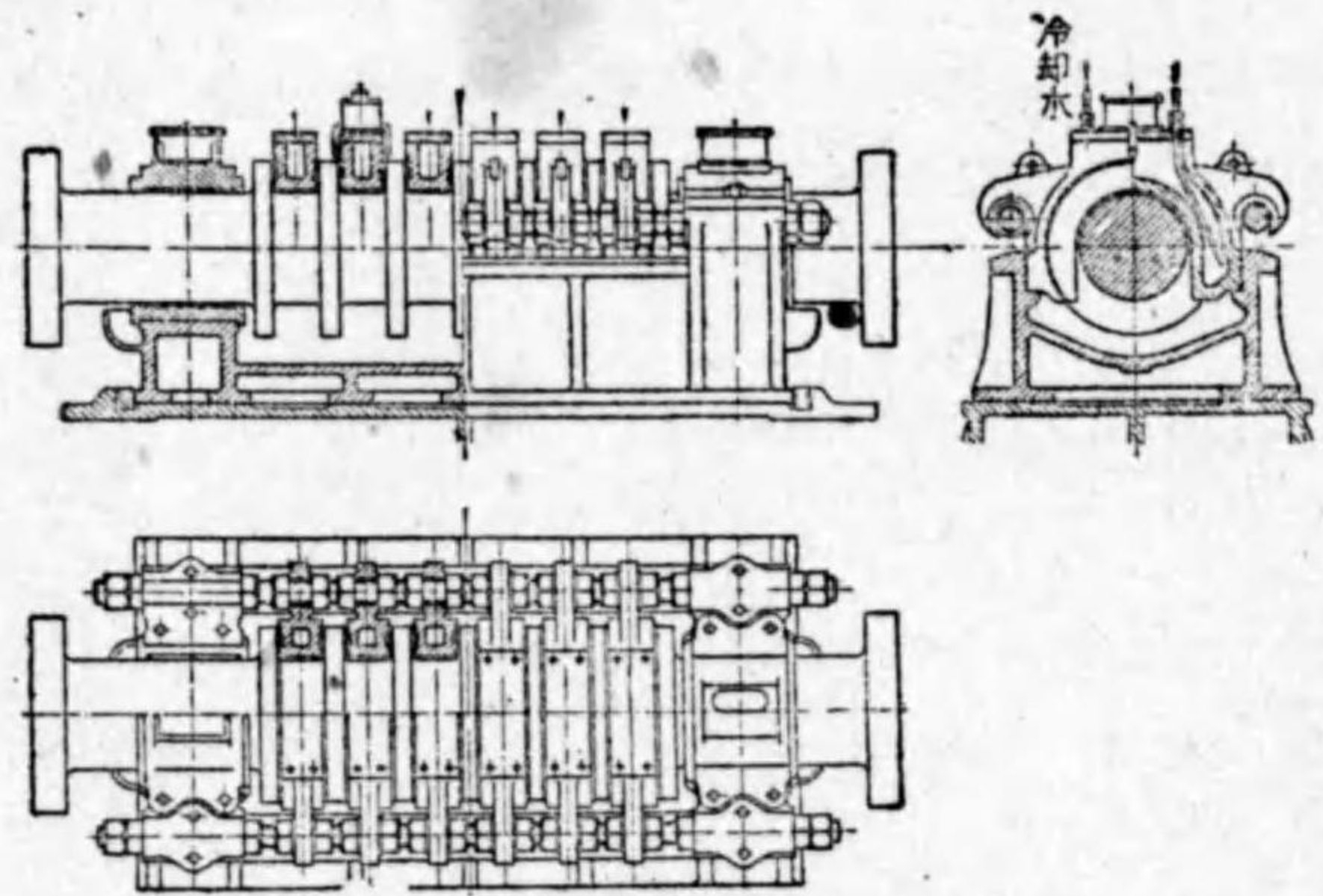
第 302 圖は餘り大きくない推力を調整し得る**横型推力軸受**の構造を示す。

現今船用推力軸受として**ミッチェル 推力軸受**が廣く使用される。この軸受は多  
銻推力軸受に比し重量を軽減し場所小さく且つ取扱容易にして多大の便利を得るに至つた。

- 本章第 2 節第 1 項に於て述べた如く適當の隙間を有する横軸受に於ては軸頸と受金の中心が自動的に偏心して壓力ある油膜を生ずる。推力軸受に於ても第 303 圖の方法にすれば摩



第 300 圖 油浴式ピボット軸受

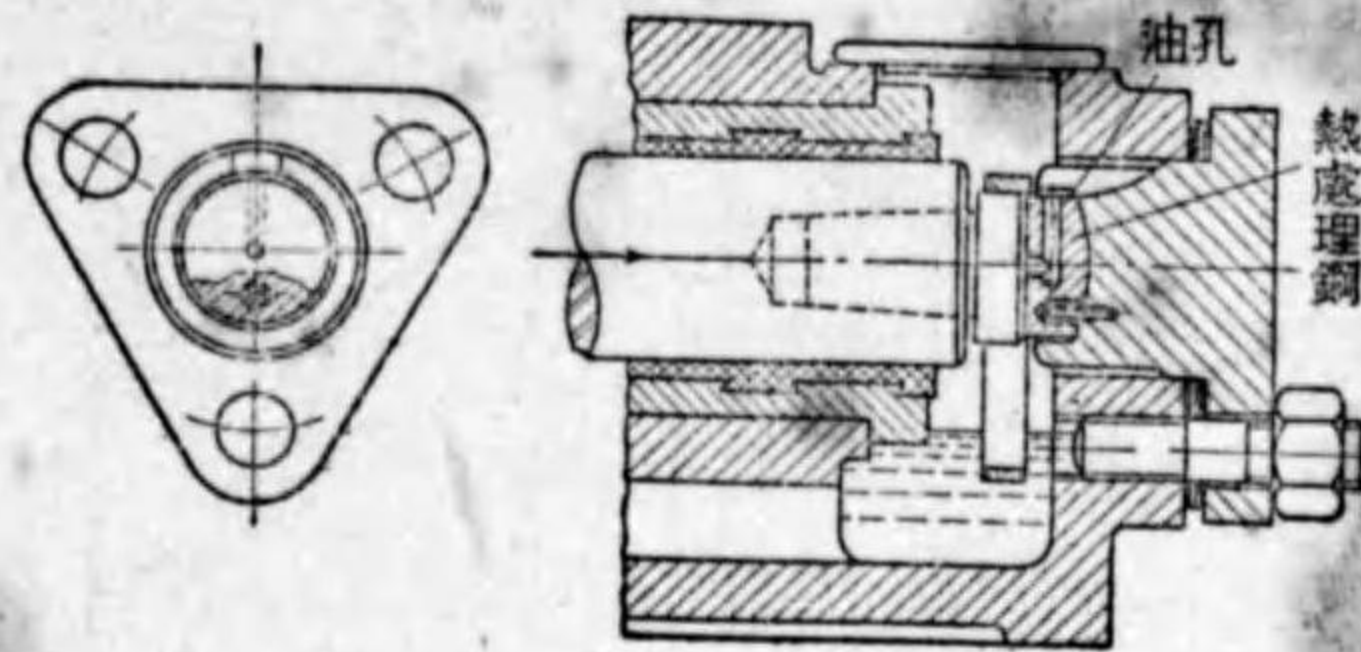


第 301 圖 船用馬蹄型多銻軸受

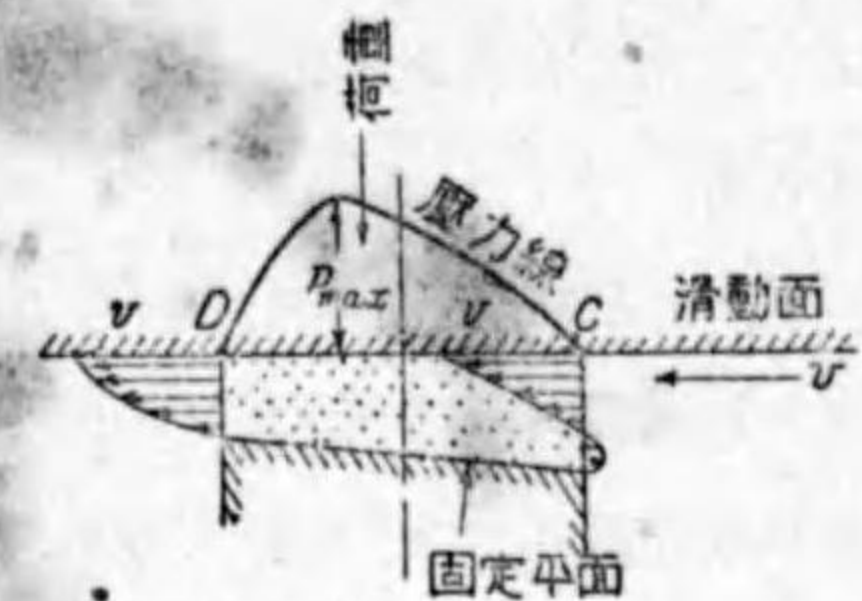
擦面間に楔形油膜が出来、壓力が上り荷重に釣合つて軸頸面を浮動させる。

この研究はレイノルズによつて發表せられたが、ミッチェルはこれを基礎として、この傾向を一層強めるために第 304 圖に示す軸受を考案した。

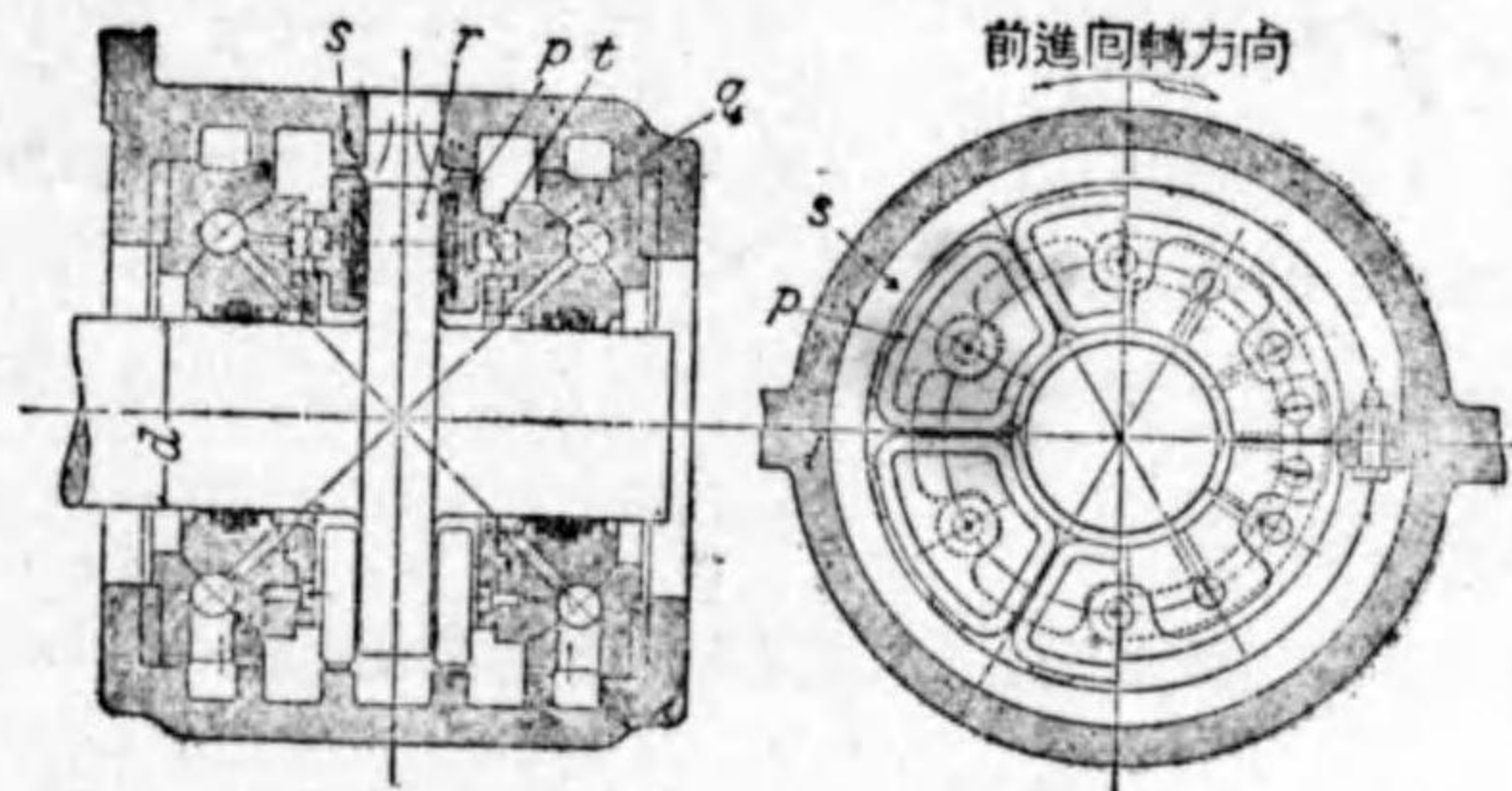
即ち推力軸には 1 個の銻  $r$  を有しその銻の兩側に數個の扇形パッド  $p$  を軸受箱  $s$  の中に嵌込む。  $p$  の背面  $q$  は多くの場合球面状をなして軸受の胴中に嵌る。



第 302 圖 横型推力軸受



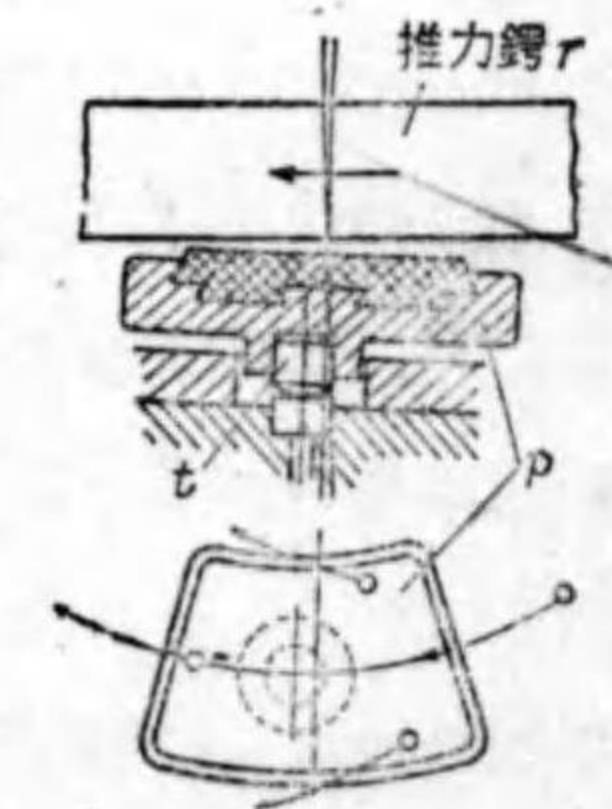
第 303 圖 楔形隙間に於ける油膜壓力



第 304 圖 ミッチェル船用推力軸受

いま第 305 圖に示す如く推力銻が矢の方向に回轉すれば銻と扇形パッド  $p$  との間に油を持ち込まうとする。  $p$  の背面には中心から稍左に片寄つた所となる球形ピボット (時には階段状のピボットを有す) があり、これを支點として傾斜し得るが故に銻とパッド  $p$  との表面に於て楔形の油膜を生ずる。このパッドは多く青銅で作られ摩擦面にはホワイト・メタルを鑄込み、この面の仕上には十分の注意を拂ひ油路は穿えないものとする。

パッドの形としては扇形状のものが第 305 圖に矢で示すやうに油の均一に供給され易い點から最も適當である。



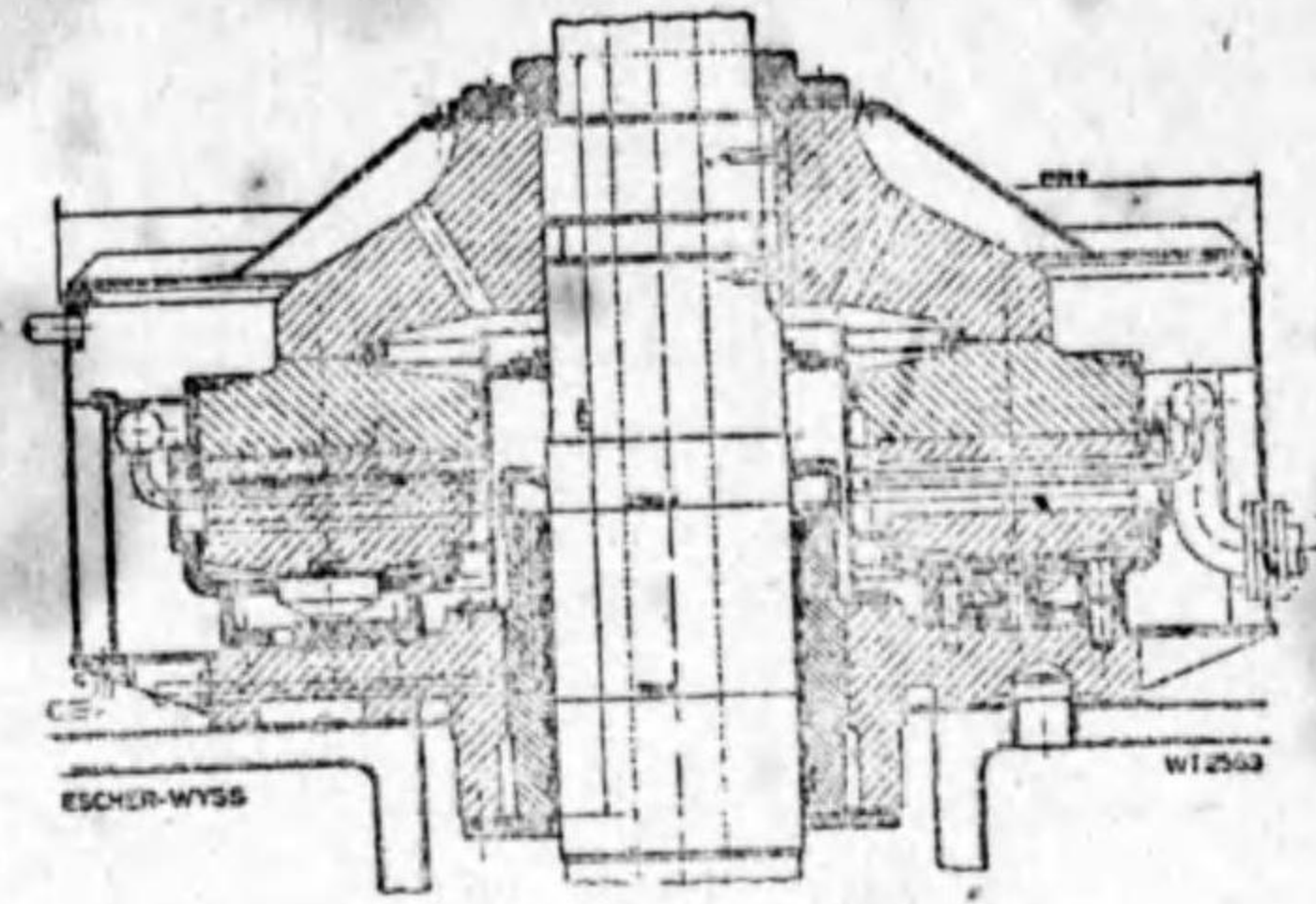
第 305 圖 扇形パッド

この種の推力軸受に於ける摩擦状態は殆ど完全な液體摩擦となり摩擦係数は凡そ 0.002 以下にして摩擦面の速度 30 m/s 内外の場合に平均壓力 35 kg/cm<sup>2</sup> となるも摩擦面は完全



に油層により分離せられ金属面の接觸を起すことはない。許し平均壓力としては 30 kg/cm<sup>2</sup> 以下にとるのが安全とされ  
てゐる。

第 306 圖はミッチェル原理による瑞西國エッシャー・ワイズ Escher Wyss 會社製豎軸プロペラ水車の軸受である。この軸受は發電機回轉子及びプロペラ水車翼その他總重量 900 噸を釣るものであつて、フランジの外徑 2300 mm、10 個のホワイト・メタル張りの扇形パッドが接觸してゐる。

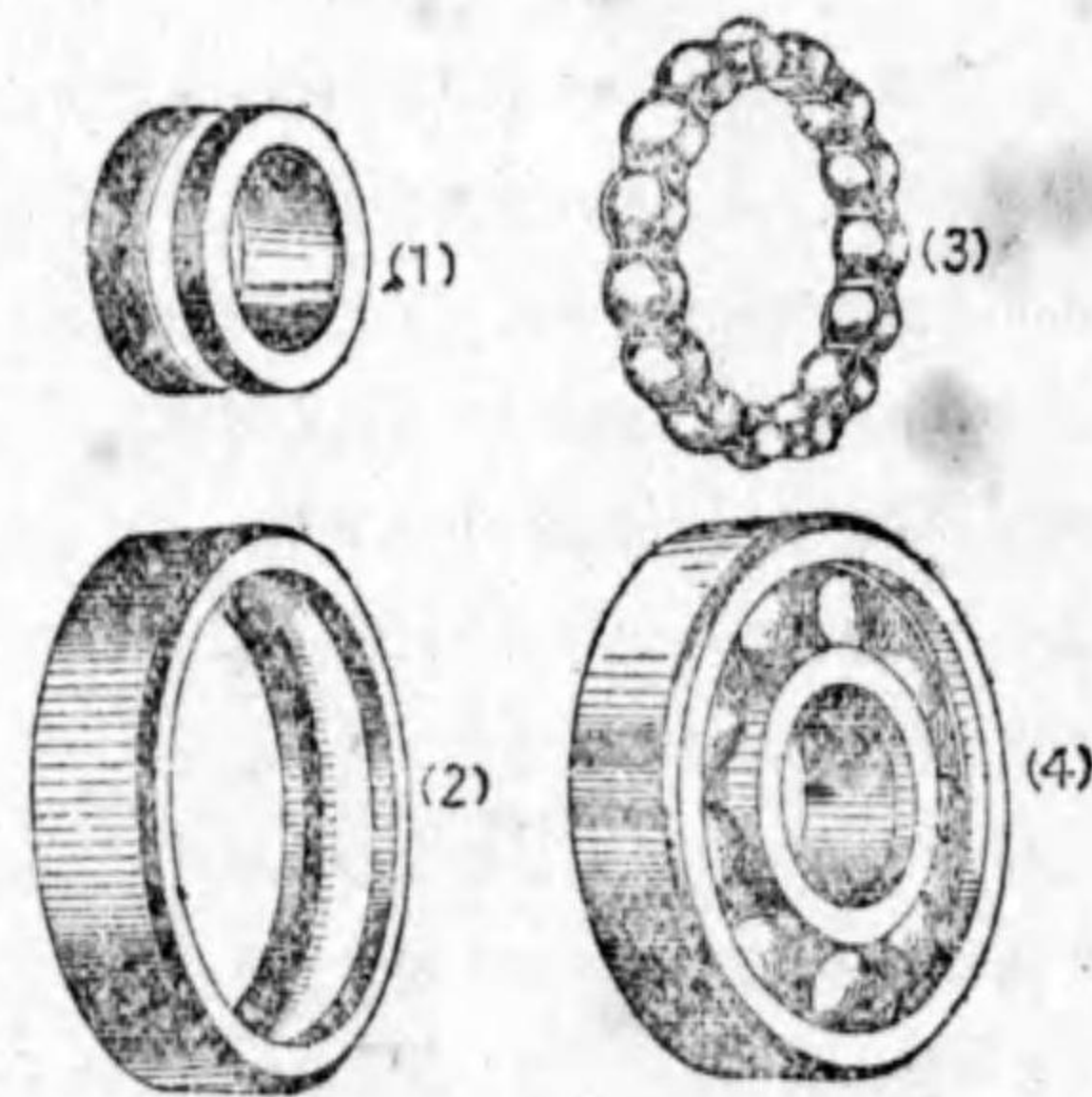


第 306 圖 豎軸水車用特殊推力軸受

B. ころがり軸受

第 5 節 ころがり軸受の分類

前節で述べたやうに滑り接觸による軸受ではその接觸面が廣大となるにより如何に給油を完全にならしめるも摩擦が相當伴ふが故に回轉運動が妨げられ動力の損失を來すことは免れぬ。然るに球或はころにすればその接觸は點或は線となり、軸の回轉に際し球又はころがその接觸點若しくは接觸線の周りに轉動し僅かのころがり摩擦を起すから回轉運動を妨げる作用が極めて少い。球及びころを軸受に應用するに當つては眞のころが



第 307 圖 球軸受

り運動になるやうに注意せねばならぬ。且つ球及び路面は大なる壓力を受けるからこれに耐へる高級の特殊鋼を使用し、表面は極めて硬く且つ平滑に仕上げ然も靱性を失はず、形狀及び寸法は十分正確に作らねばならぬ。

第 307 圖は横軸受に應用せる心向き球軸受の一例にして (1) は内レースで軸に固定し、共に運動をなすも (2) の外レースは軸受の箱内に固定される。球が互に相觸れ大なる滑り摩擦を生じないやうに、又は轉び出でることを防ぐために (3) のケージを用ひる。ケージには鋼板押拔と、青銅實體のものが多く用ひられ、高速回轉用にはデュラルミン、ペークライト等の實體ケージが適す。

滑り軸受に比し有利な點は

- 1) 摩擦少く始動抵抗少く動力の節約となる。
- 2) 磨耗僅小にして、軸心の狂ひ少く高速回轉に適す。
- 3) 軸受の長さを短縮し、潤滑剤の消費少く、給油の手数を省く。

不利な點は取付けが困難にして軸受全體の直徑大きくなること等である。

ころがり軸受を大別すれば、

- 1) 球軸受 Ball bearing
- 2) ころ軸受 Roller bearing

荷重の加はり方により構造上區別すれば、

- 1) 心向き軸受: 軸線に直角な荷重を受けるもの。 Radial bearing
- 2) 推力軸受: 軸線に平行な荷重を受けるもの。 Thrust bearing
- 3) 斜力軸受: 1 及び 2 の荷重を同時に受けるもの。 Combined radial and thrust bearing

球及びころの配列により區別すれば、

- 1) 單列型 Single row
- 2) 複列型 Double row

心向き及び推力何れの型も荷重の大きさにより區別すれば、

- 1) 輕型: 輕荷重用 Light type
- 2) 中型: 中荷重用 Medium type
- 3) 重型: 重荷重用 Heavy type



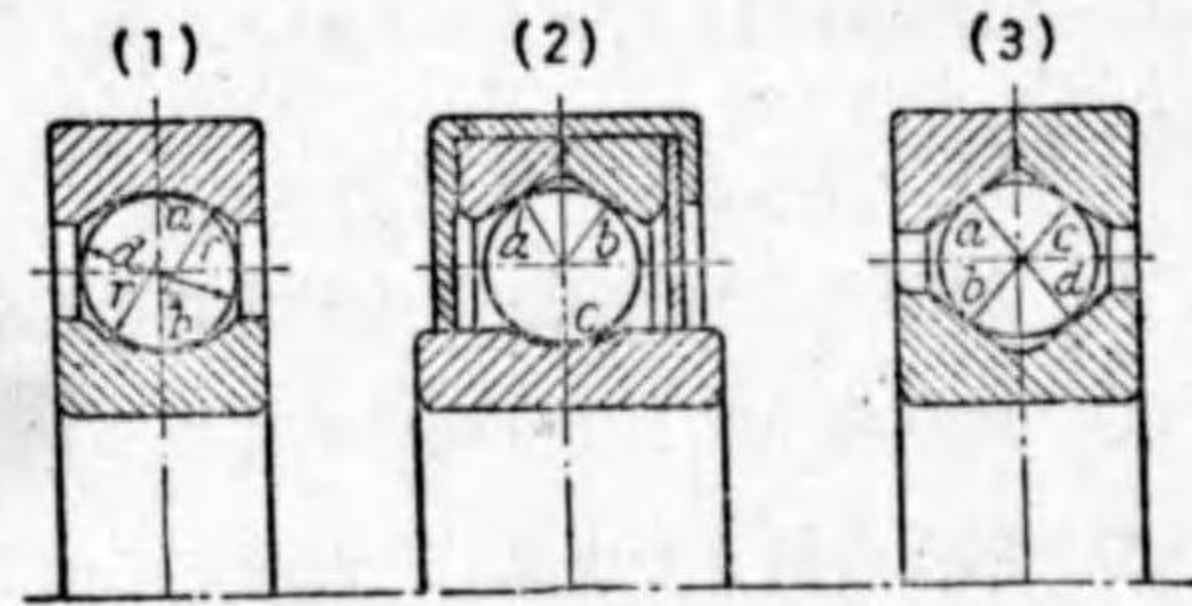
この他、球軸受には特別重型、特別軽型及び特別大型、特別小型を製作するものもある。

心向き軸受には別に調心環付のもの、アダプタ付軸受があり、又複列自動調心式軸受には特に廣軽型と廣中型とがある。

### 第 6 節 球及びころ軸受の負荷重

球軸受に使用する球は良質の鋼材で作られ各球とも、その大きさに不同なく直径の公差は 0.005~0.01 mm にして 0.0025 mm と稱するものもある。

球受レースも球と同質のもので焼入研磨し、ロックウェル C 62 以上の硬さが必要である。球は 1 列又は 2 列に配列され荷重の大小によ

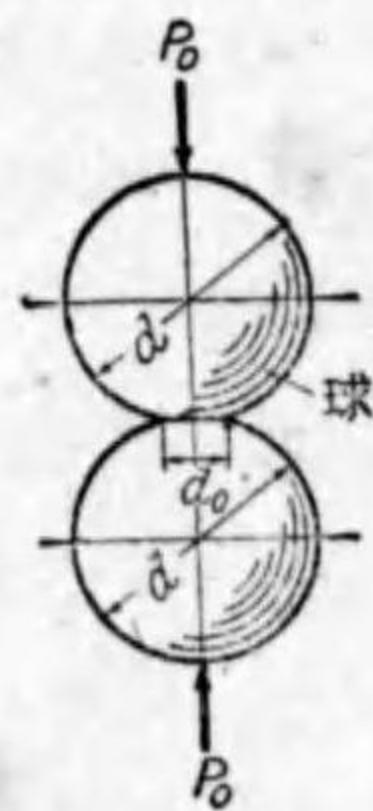


第 308 圖 球とレースとの接觸

つて何れかを選ぶ。球 1 個が内外のレースに接觸する點の數によつて 2 點接觸より 4 點接觸までであるが、點數の多いもの程負荷量は増すが、工作困難であり、壽命短かく且つ抵抗が大きいのので近來は圓溝形レースをもつ 2 點接觸が多く用ひられる。第 308 圖 (1) は 2 點接觸、(2) は 3 點接觸、(3) は 4 點接觸を示す。

(1) はストリベックの考案になるもので廣く用ひられる。レースは  $\frac{2}{3}d$  の半徑で丸味を附す。心向き軸受の場合これによるときは内レースの圓溝に於ける球の接觸面積が、外レースの圓溝に於けるよりも小さくなるから外レースの圓溝の断面半徑を  $0.56d$ 、内レースのものを  $0.52d$  とすることが提案された。

第 309 圖に於て同一直徑を有する  $d$  なる 2 個の球が  $P_0$  なる荷重の下に互に押付られる場合には兩球面は元の接觸點を中心として變形し  $d_0$  の面で相接するものである。



第 309 圖 球面同志の接觸

ヘルツの理論によれば弾性限界以内では  $d_0$  は次のやうな關係が成立することを示した。

$$d_0 = 1.4 \sqrt[3]{\frac{P_0 \cdot d}{E}} \text{ cm} \dots\dots\dots (118)$$

但し  $E$  は縦弾性係数とす。

従て接觸面に於ける平均壓縮力  $p_m$  は

$$p_m = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4} d_0^2} = 0.652 \sqrt[3]{P_0 \left(\frac{E}{d}\right)^2} \dots\dots\dots (119)$$

然るに球が平面と接する場合、球が 2 倍の直径の球面に内接する場合には  $p_m$  の等しい値に對して壓縮力がそれぞれ  $4P_0$  又は  $16P_0$  となる。即ち球面同志を相接して壓縮することは甚だ危険である。

式 (119) から

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \frac{p_m^3 \cdot d^2}{0.652^3 E^2} \\ P_0 &= K \cdot d^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (120)$$

Stribeck は球軸受の球に對し許し得る最大荷重を定めるために以上説明した Hertz の理論を基礎とする多くの實驗を行つた結果弾性的の破壊荷重が  $d^2$  に正比例するものなることを確めた。よつて氏は球軸受中の球 1 個の許し得る荷重即ち  $P_0 = K \cdot d^2$  で示した。式中  $K$  は許し單位壓力にして球及びレースの材質、形狀に應じ適當に選ぶと共に軸受の壽命を考慮して定める。

鋼球が平面又は圓筒面或は圓錐面に支持される場合  $K \geq 30 \sim 50 \text{ kg/cm}^2$

鋼球が  $\frac{2}{3}d$  の半徑で作られた圓溝内に支持される場合

$$K \geq 100 \text{ kg/cm}^2$$

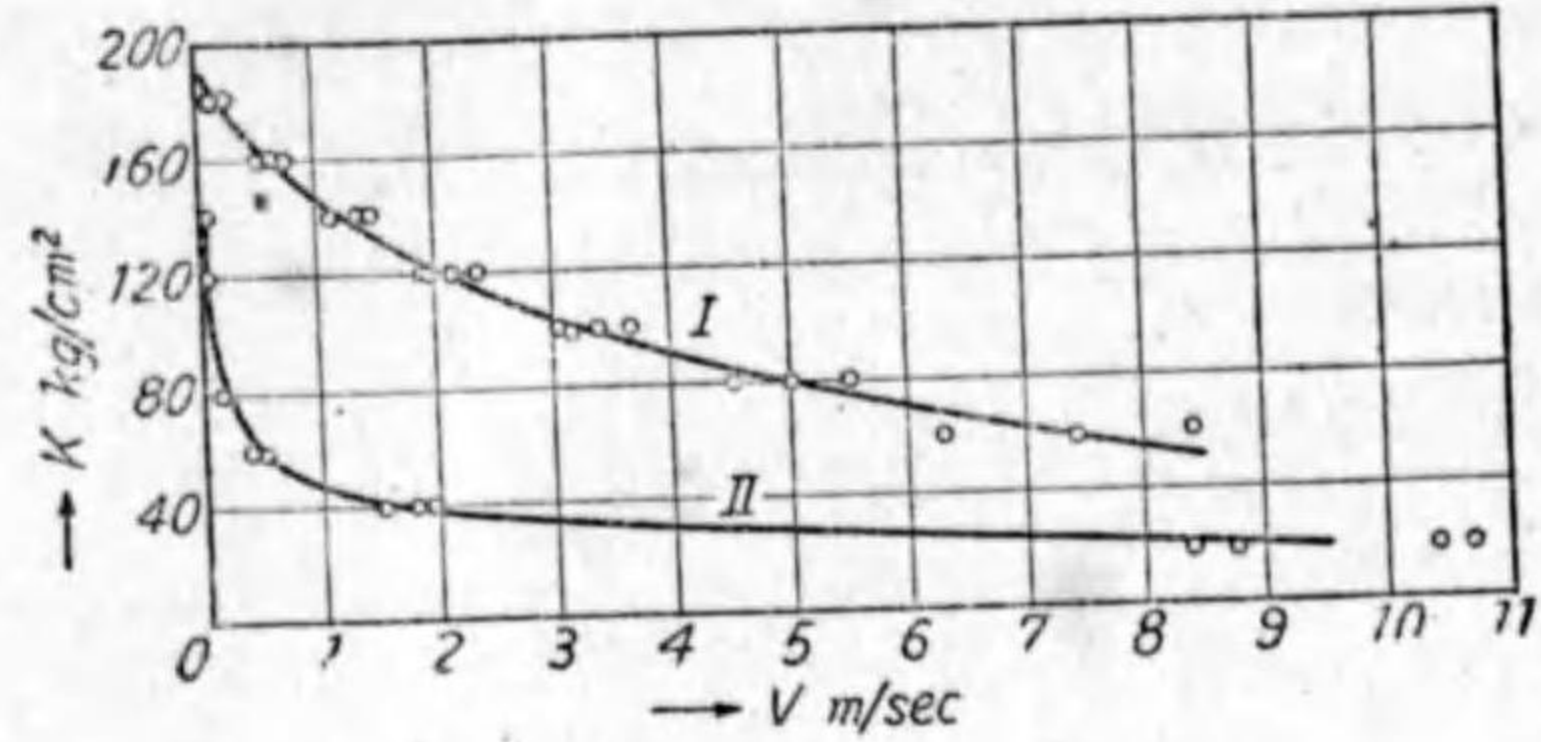
鑄鐵球が鑄鐵の 2 平面間に支持される場合 (低速度)  $K \geq 2.5 \text{ kg/cm}^2$

この  $K$  の値は連續使用の場合であるが間歇使用のときはこの値の 2 倍にとる。但し特に優秀材料に對しては以上の値の 1.5 倍をとる。

ころに對しては  $P_0 = K \cdot d \cdot l$  但し  $l$  はころの長さ cm にして  $K$  の値は第 254



頁に示す。



I 心向き軸受 II 推力軸受

第 310 圖 球の中心圓の速さ  $v$  による許し単位壓力  $K$  の値

次に球の平均回轉速度  $v = \frac{\pi D_m \cdot n}{60}$  とすれば  $v$  のそれぞれの値に對して  $K$  の値は第 310 圖の曲線から實驗的に知ることが出来る。但し  $D_m$  = 球の中心圓の直徑  $m$ ,  $n$  = レースの毎分回轉數とする。

第 33 表は R. H. Grant の實驗による良質工具鋼球に對する大體の潰し強さを示す。

第 33 表 工具鋼球の潰し強さ

球の直徑		潰し強さ		球の直徑		潰し強さ		球の直徑		潰し強さ	
inch	mm	lb	kg	inch	mm	lb	kg	inch	mm	lb	kg
1/16	1.59	390	177	3/8	9.53	14,000	6,350	5/8	23.81	88,000	39,917
3/16	2.38	875	397	7/16	11.11	19,100	8,664	1	25.40	100,000	45,360
1/4	2.78	1,562	709	1/2	12.70	25,000	11,340	1 1/8	28.57	125,000	56,700
5/16	3.18	2,450	1,111	9/16	14.29	31,500	14,288	1 1/4	31.75	156,000	70,762
3/8	4.76	3,496	1,586	5/8	15.88	39,000	17,690	1 1/2	38.10	225,000	102,060
7/16	5.56	4,780	2,168	3/4	19.05	56,250	25,515	1 5/8	41.27	263,000	119,300
1/2	6.35	6,215	2,819	7/8	20.64	66,000	29,938	1 3/4	44.45	306,000	138,800
5/8	7.94	9,910	4,509	1	22.22	76,000	34,474	2	50.80	400,000	181,440

單列型心向き球軸受に  $P$  なる荷重が下向きに作用するときは第 311 圖に示すやうに下半分にある球が全荷重を負担するものと假定すれば、荷重の直下にある球が最大  $P_0$  で、兩側のは漸次小さな荷重を負担することとなる。

圖の如く各球の中心方向に作用する力を  $P_0, P_1, P_2$  等とし、これ等の力の作用する間の

角を  $\alpha$  とすれば力の釣合條件としてこれ等の力  $P_0, P_1, P_2$  等の垂直分力の和は  $P$  に等しい筈である。即ち

$$P = P_0 + 2 P_1 \cos \alpha + 2 P_2 \cos 2 \alpha + \dots + 2 P_n \cos n \alpha$$

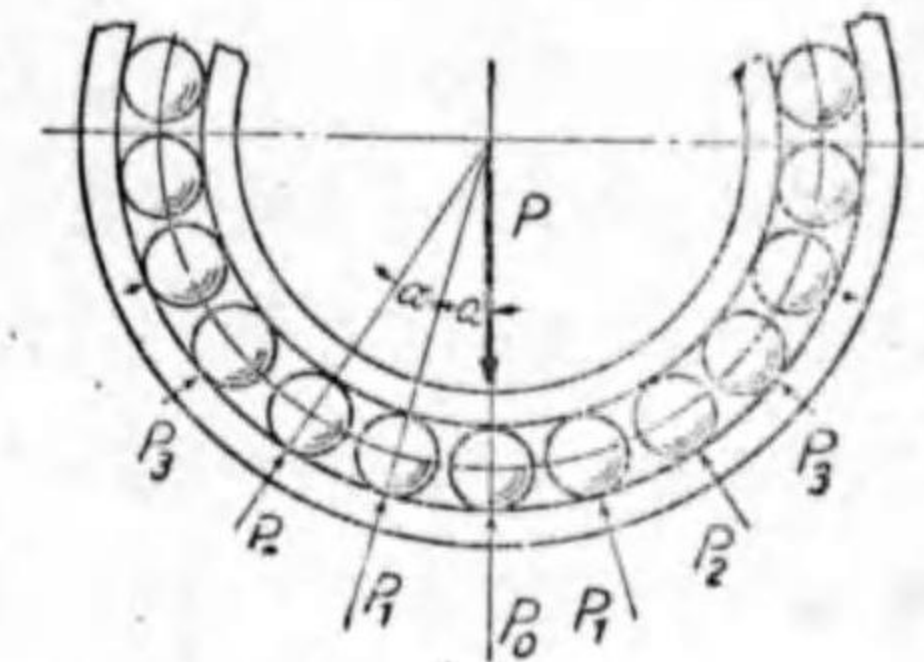
なる釣合條件式を得る。

軸受中の球の全數を  $N$  とせば

$$\alpha \cdot N = 360^\circ \quad \text{又は} \quad \alpha = \frac{360^\circ}{N}$$

である。然るに  $n \cdot \alpha \leq 90^\circ$  でなければならぬ。故に  $n \leq \frac{N}{4}$  である。

球上の荷重の分布は上に得た静力學上の釣合條件のみでは勿論決定出来ない。即ち彈性變形を考へに入れねばならぬ。



第 311 圖 球に對する荷重分布

實際の球軸受到てはレースは荷重の作用によつて多少變形するのみでなく、全球が同一寸法にある事は勿論望み難い。

この點を考慮して Stribeck は心向き球軸受は球の全數の  $\frac{1}{5}$  がこれに加はる全荷重を負ふやうに設計すべきことを示してゐる。

これに従ふときは單列型に於ては、

$$P_0 = \frac{5}{N} P$$

式 (120) に従へば 1 個の球に許される最大荷重は  $P_0 = K \cdot d^3$  であるからこれと上式とを結合せば

$$P = \frac{1}{5} N \cdot K \cdot d^3 \dots \dots \dots (121)$$

となる。

複列型は單列型に對し (1.5~1.6)  $P$  の負擔力がある。 $K$  の値は尙前述の回轉速度により適當に定めれば最も理想的である。

市場に出てゐる各型の軸受到對する荷重容量は各製作所がそれぞれの型録に示してゐるので使用の際にはそれを探ることとなる。

推力球軸受では工作が完全であれば全球が等分に荷重を負担する。



故に

$$P = N \cdot P_0 = N \cdot K \cdot d^2 \dots \dots \dots (122)$$

速度が増せば遠心力のため球は強くレースの外側に押し出され易いから  $K$  の値は小さくとる。

極低速度の場合  $K \leq 220 \text{ kg/cm}^2$ , 推力の著しい変化ある場合, 又は場所に制限あるときにも  $K \leq 80 \text{ kg/cm}^2$  とする。尙各製作所の製品の型式及び荷重容量により適當の大きさのものを選定するがよい。

次にくる軸受に於るところには圓筒形, 圓錐形, 太鼓形が普通である。ころは線接觸をなすから球に比べて大きな負擔力を有する。然しこれを正しく軸に平行又は一定の傾斜に保つ事は困難にして, 直徑に比し長いもの程均一に荷重が分配されず, 又曲りの生ずることの多いため近來は  $d=l$  を限度としてゐる。支へる力は同大の單列型球軸受に比し, 圓筒形ころは約 1.75 倍, 太鼓形ころ軸受は約 2 倍である。

ころの直徑  $d \text{ cm}$ , 長さを  $l \text{ cm}$ , ころの全數を  $N$  とすれば球軸受の場合と同様に次の關係がある。

$$P = \frac{1}{5} N \cdot K \cdot d \cdot l \dots \dots \dots (123)$$

構造物等に用ひる鑄鐵ころと鑄鐵平面レースの場合  $K = 25 \text{ kg/cm}^2$

同 上鋼ころと鋼平面レースの場合  $K = 60 \text{ kg/cm}^2$

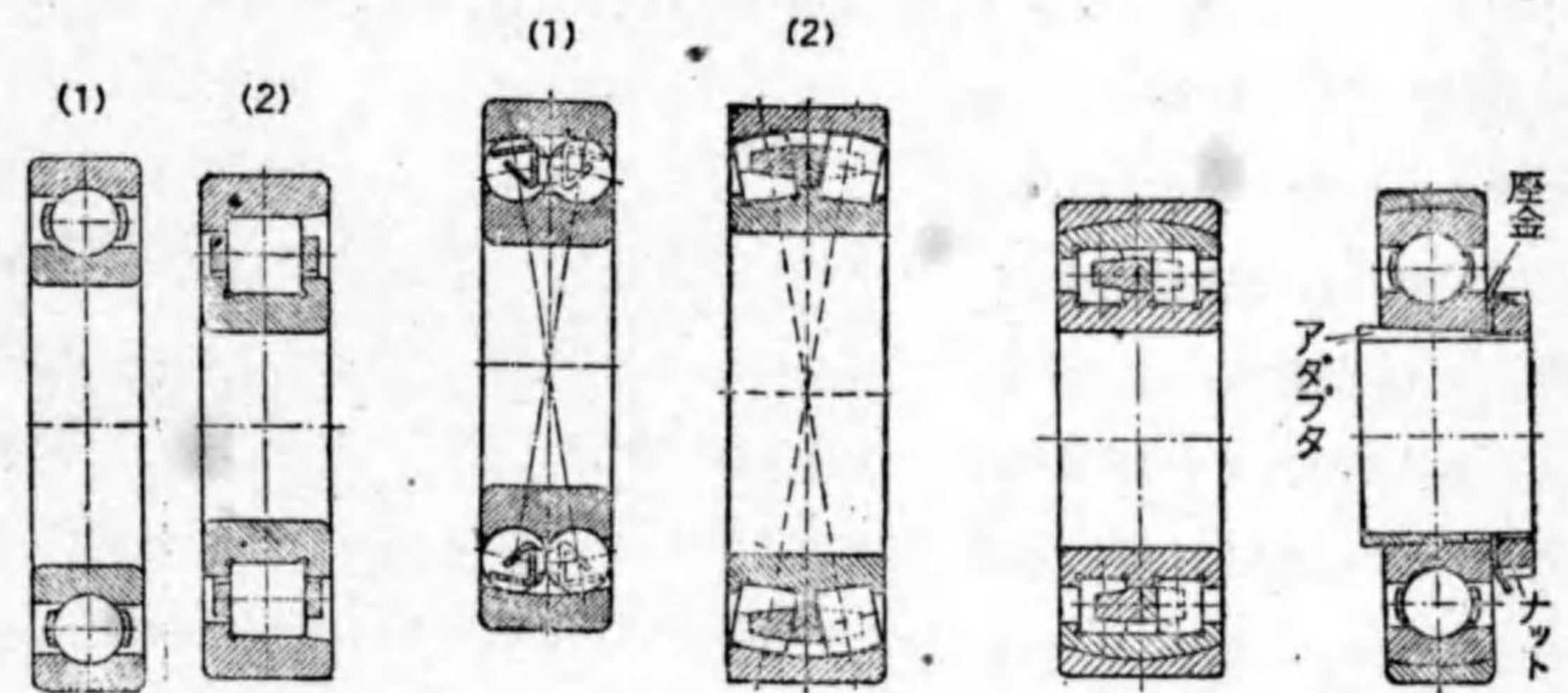
極低速回轉をなす焼入鋼ころと焼入鋼レースの場合  $K = 100 \sim 150 \text{ kg/cm}^2$

球及びころ軸受の有名なるは瑞典の SKF 社, 英國の Hoffmann 社等にして我國に於ては NSK (日本精工株式會社, 東京) NTN 及び IKF (大阪) 等が著名である。何れも種々の型及び大きさがあり又回轉數によつて耐へ得る荷重が定まるを以てこれらを使用するに當つてはその製作所の製品につき更に調べる必要がある。JES 第 359 號に球及びころ軸受の規格がある。

### 第 7 節 球及びころ軸受の構造例

第 312 圖は單列型心向き軸受, 第 313 圖は自動調心式複列型心向き軸受にして前者は固定式, 後者は外レースの内面球面状なるため調心作用に應ずる。

第 314 圖及び第 315 圖は自動調心環付の軸受である。第 312 圖~第 314 圖の構造にすれば軸を段付に仕上げこれに軸受を嵌めて固定しなければならぬが第 315 圖によればナットにより割つたアダプタ (圓錐筒) を締付け任意の位置に固定することが出来る。傳動軸等に應用が廣い。



第 312 圖 單列型心向き軸受

第 313 圖 自動調心式複列型心向き軸受

第 314 圖 自動調心環付複列型

第 315 圖 アダプタ付自動調心環付單列型

推力軸受到けるものでは平面座片推型(第316

圖), 球面座片推型(第317

圖), 平面座兩推型(第318

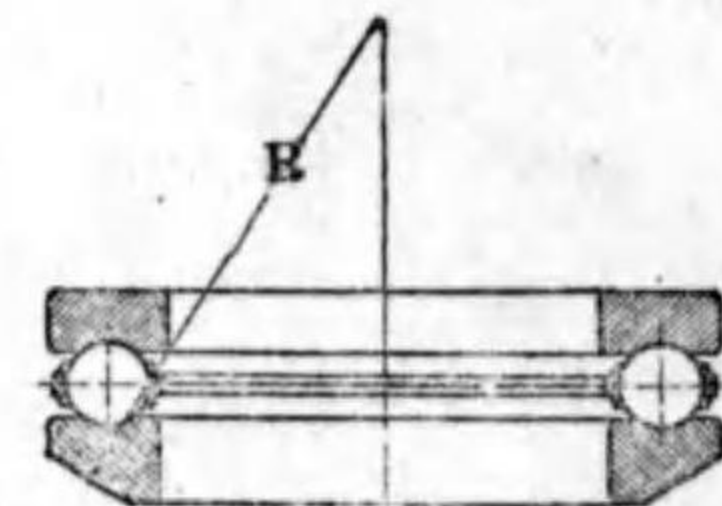
圖), 球面座兩推型

(第319

圖)を示し, 球面座のものは調心作用に應ずる。



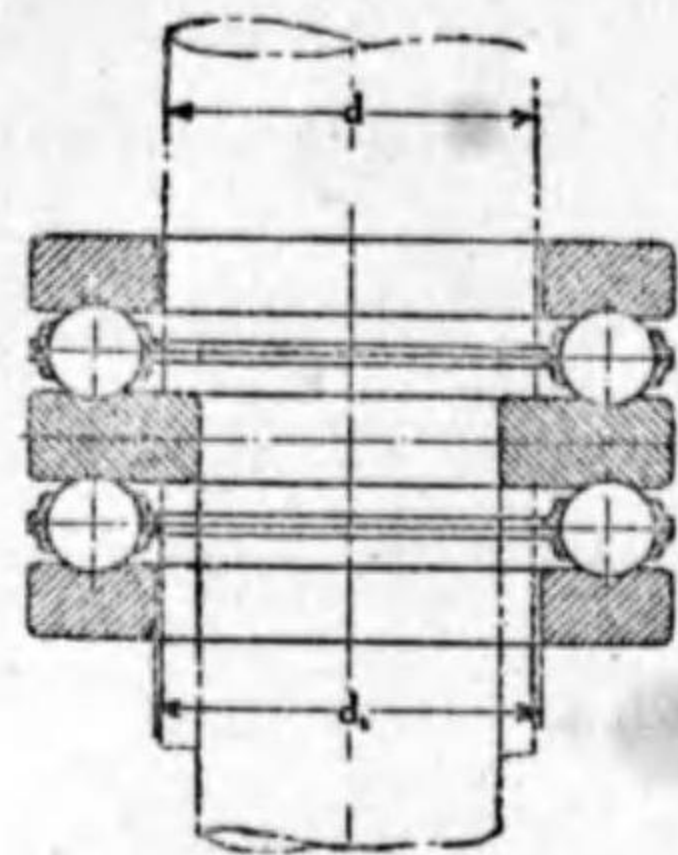
第 316 圖 平面座片推型



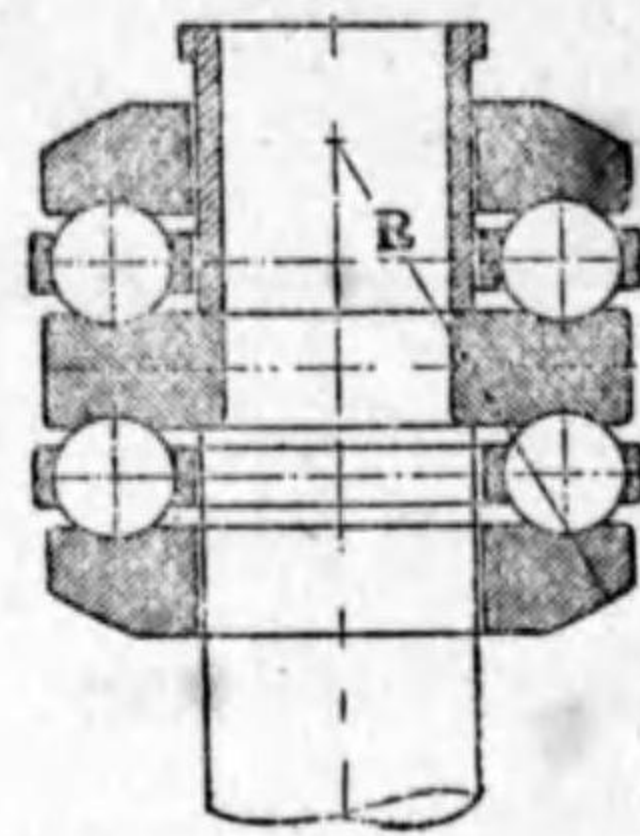
第 317 圖 球面座片推型



推力と横圧とを受ける場合には第 320 圖に示す組合にする。軸受に於ては受箱内に汚物、濕氣及び塵埃等の潜入は禁物であるから第 321 圖に示すやうにフェルト・パッキンを嵌めるか或は第 322



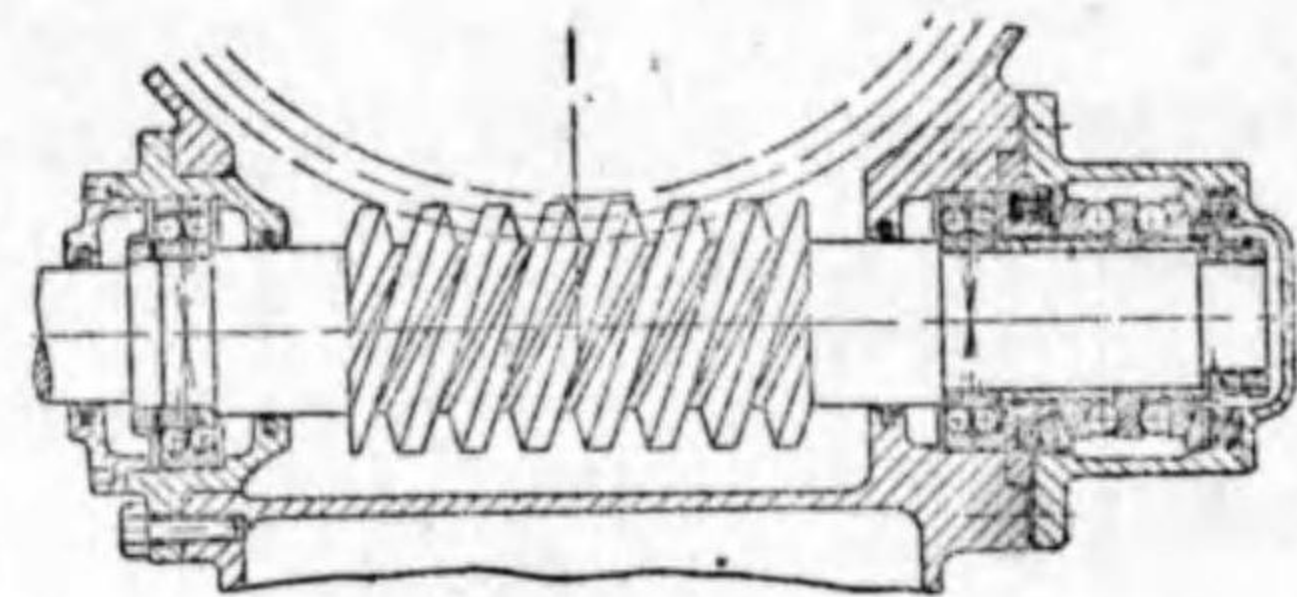
第 318 圖 平面座兩推型



第 319 圖 球面座兩推型

圖の如く小さき溝を掘るか、又は軸端ならば第 323 圖のやうに盲蓋を取付る。

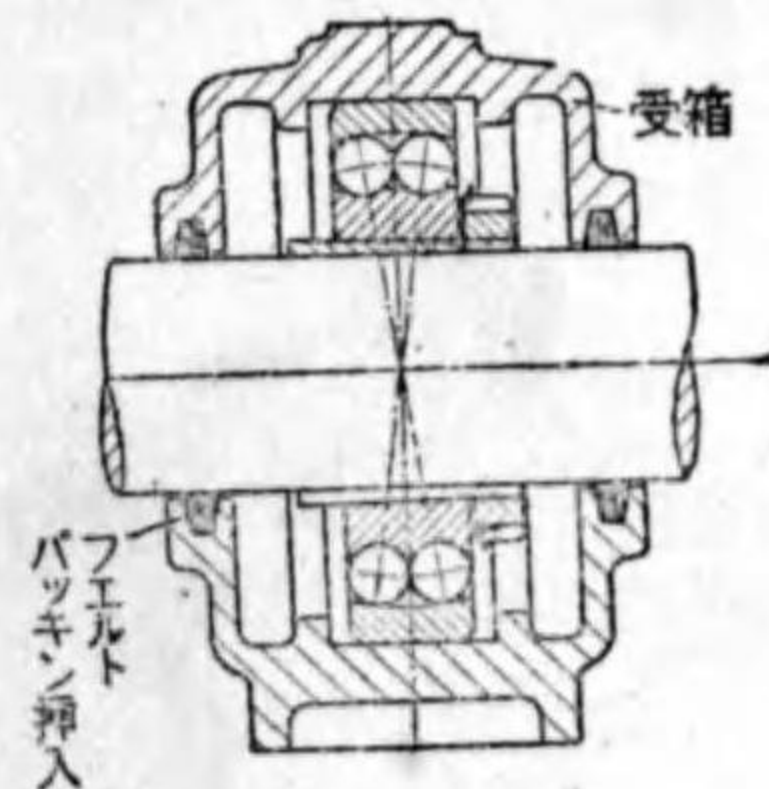
次に短圓筒ころ横軸受は推力荷重の伴はない割合大きな直荷重に對して用ひられ航空發動機、電動機及び車輛等の軸受に適す。ころの長きものは撓みころにする。これは第 324 圖に示す



第 320 圖

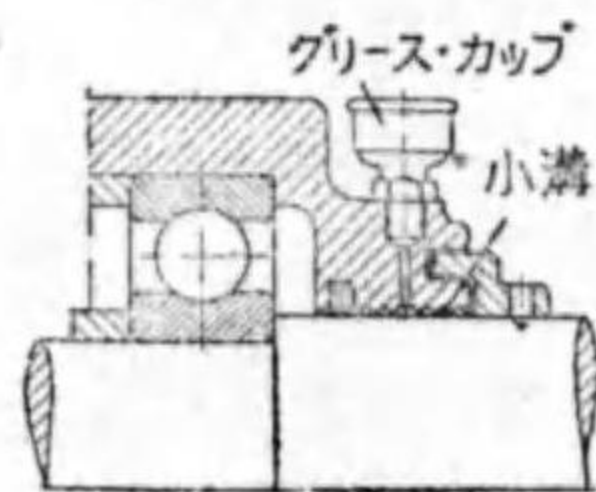
兩推力軸受と心向き軸受との組合せの例

如く、鋼の薄板を蔓卷狀に巻き、熱處理及び研磨して一つのところにしたもので、油の行き渡りがよく、又ころ自



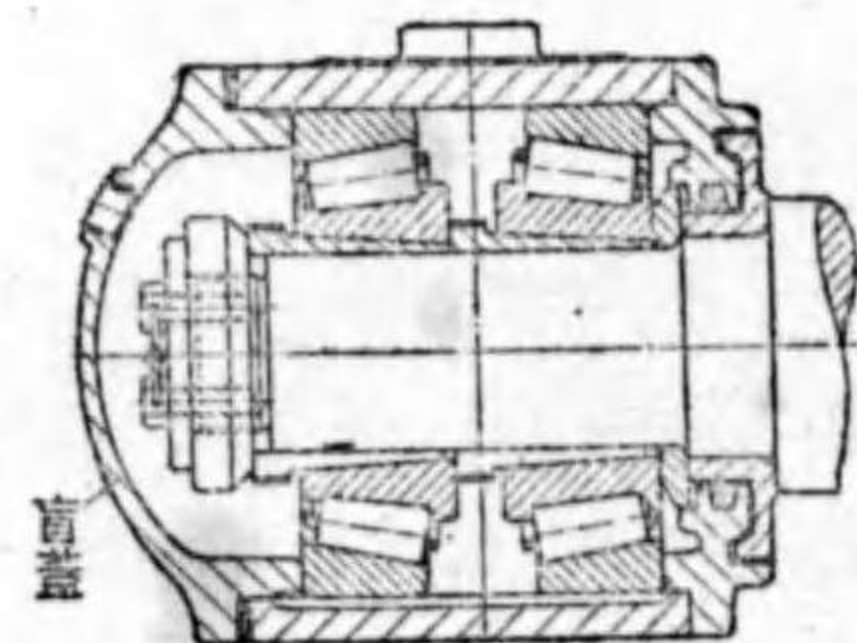
第 321 圖

フェルト・パッキン挿入の例



第 322 圖

小溝を設けた例

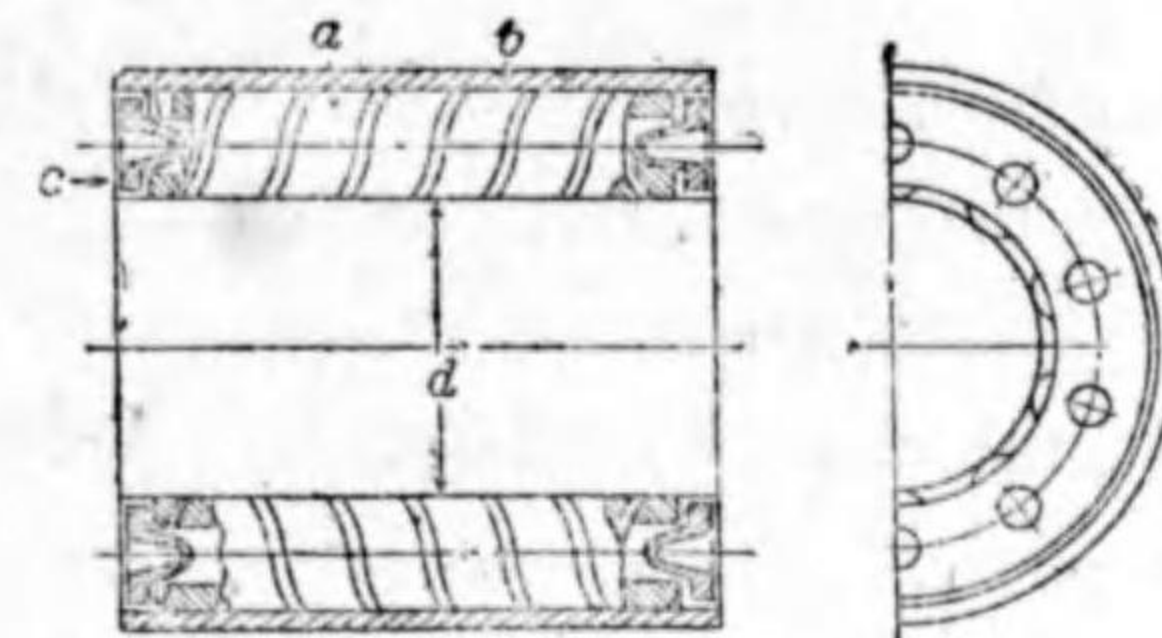


第 323 圖

ガソリン動車の車軸の例

身の方が撓むのでころに加はる荷を均一にし故障が少い。米國のハイアットころ軸受が自動車各部に用ひられてゐる。負荷量もころの投影面積上 500 回轉に於て 25~35 kg/cm<sup>2</sup>、高級型では 1000 回轉に於て 50 kg/cm<sup>2</sup> の許容量を示してゐる。

斜力ころ軸受として近來工作機械及び自動車各部に廣く用ひられるものには第 325 圖に示す米國のティムケン勾配ころ軸受がある。このころ軸受は内外のレースも圓錐形で、凡ての圓錐の頂點が軸線上の一點に集合してゐるとき、ころがり運動が圓滑に行はれる。

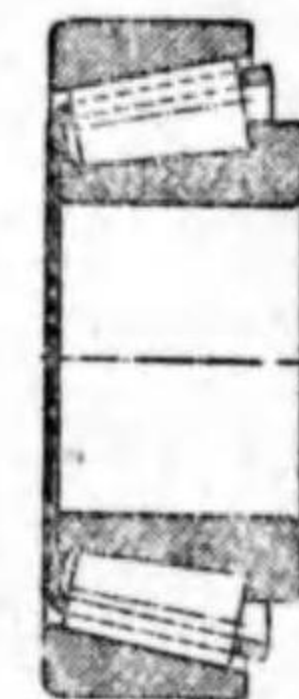


c = 鋼製ケージ

a = クロム・ニッケル鋼ころ  
蔓卷の方向は右及び左のものを交互に取付る

b = 鋼製外レース

第 324 圖 Hyatt ころ軸受



第 325 圖 斜力ころ軸受

次に球及びころ軸受は理論的にはころがり運動をなすものであるから潤滑剤の必要なきが如くなれど、局部的に生ずる滑り摩擦及び球或はころとケージとの間の滑り摩擦を減じ、球及びころ、ケージ竝にレースの發錆、濕氣及び塵埃等の浸入を防止するため良質の機械油又はグリースを軸箱内に填充する。

この潤滑剤として適當なものは中性の鐵油にして遊離酸、遊離アルカリ、水分、鹽分等の腐蝕を促す物質を含有せぬことを要する。3,000 rev/mn 以下の普通型には熔點 80°C 位の良質のグリースでよく、3,000~5,000 rev/mn のものには 45°C でレッドウッド粘度 100 秒位の良質の鐵油を以て油浴法になすべく、5,000 rev/mn 以上は見送給油器で油を滴下せしめるがよい。グリースは使用久しきに亘れば自然分解し殘滓が球に膠着するが故に年一二次回新に交換するをよしとする。

向球軸受は 200°C 以上の温度に於て使用せぬ方がよいわけであるが撓入せる材料の保



護のためには 90°C を超えない方がよい。ころがり軸受に於ける摩擦はころがり運動に伴ふ抵抗と、球或はころ及びケージの間の滑り摩擦とである。実験の結果  $\mu$  は球軸受に於て平均 0.0015 にして荷重小なる程、速度大きい程大きくなる傾向がある。完全潤滑の行はれる滑り軸受に比し  $\mu$  は必ずしも小さくはないが、始動時の摩擦抵抗の小さな事が特異点である。

一般の軸受では軸が回転し軸受箱は静止してゐるので、軸受の内レースは軸に固く嵌合する必要があるがその嵌合程度は、軸受製作の精度、用途及び荷重の輕重に応じて適切でないと圓滑な運動を妨げ、發音、故障の原因となり、壽命を短くするから適當な嵌合にする。

外レースと軸受箱との嵌合程度も前と同様重要にして、軸が普通速度を以て回轉する場合には緩く嵌合するを適當とし、高速度で振動あるもの或は重荷重で衝撃を受ける場合には固く嵌込む。

一般機械用ころがり球及びころ軸受の普通精度のものは國際標準規格に準據して第 34 表に示す如く JES 第 359 號に制定せられてゐる。

第 34 表 (第 1 表) 外輪外径の寸法差及回轉の精度 單位  $\mu=0.001 \text{ mm}$

外 徑 D mm	平均値 Dm の寸法差		輕 荷 重		中 荷 重		重 荷 重		偏 心 最 大	溝 溝 振 最 大
	上	下	D最大	D最小	D最大	D最小	D最大	D最小		
10以上 18以下	0	-8	D+1	D-9					15	40
18ヲ超エ30〃	0	-9	D+2	D-11					15	40
30〃 50〃	0	-11	D+3	D-14	D+3	D-14			20	40
50〃 80〃	0	-13	D+4	D-17	D+4	D-17	D+3	D-16	25	40
80〃 120〃	0	-15	D+5	D-21	D+5	D-21	D+4	D-19	35	45
120〃 150〃	0	-18	D+6	D-25	D+6	D-25	D+5	D-23	40	50
150〃 180〃	0	-25	D+7	D-33	D+6	D-31	D+5	D-30	45	60
180〃 250〃	0	-30	D+9	D-39	D+7	D-37	D+6	D-36	50	70
250〃 315〃	0	-35	D+10	D-45	D+8	D-43	D+7	D-42	60	80
315〃 400〃	0	-40	D+11	D-51	D+9	D-49	D+8	D-48	70	90
400〃 500〃	0	-45	D+13	D-58	D+11	D-56	D+9	D-54	80	100
500〃 630〃	0	-50	D+15	D-65	D+12	D-62	D+10	D-60	100	120

備考 1. 偏心及溝溝振は球軸受到り之を適用す 2. 本表の數値は 20°C に於て測りたるものとす

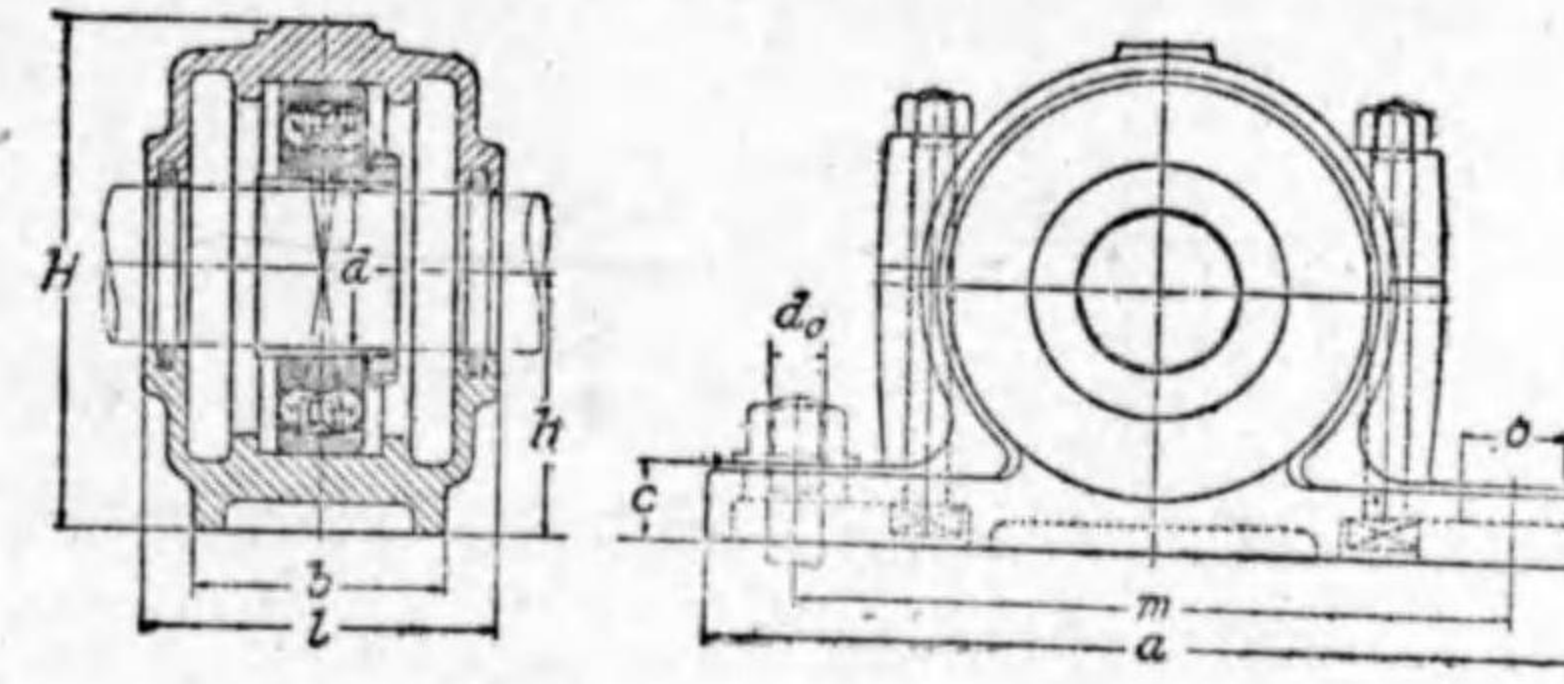
(第 2 表) 内輪内徑の寸法差、回轉の精度並に内輪及外輪の幅の寸法差 單位  $\mu=0.001 \text{ mm}$

内 徑 d mm	平均値 dm の寸法差		d最大	d最小	内輪及外輪の 幅 b の寸法差		内輪及外輪の 最大幅と 最小幅との 差 最大	偏 心 最 大	溝 溝 振 最 大	溝 溝 振 最 大
	上	下			上	下				
30以下	0	-10	d+3	d-13	0	-100	20	15	20	40
30ヲ超エ50〃	0	-12	d+3	d-15	0	-120	20	15	20	40
50〃 80〃	0	-15	d+4	d-19	0	-150	25	20	25	50
80〃 120〃	0	-20	d+5	d-25	0	-200	25	25	25	50
120〃 180〃	0	-25	d+6	d-31	0	-250	30	30	30	60
180〃 250〃	0	-30	d+8	d-38	0	-300	30	40	30	60
250〃 315〃	0	-35	d+9	d-44	0	-350	35	50	35	70
315〃 400〃	0	-40	d+10	d-50	0	-400	40	60	40	80

備考 1. 内輪及外輪の幅 b の寸法差並に内輪及外輪の最大幅と最小幅との差は「ラジアル」球軸受、圓筒ころ軸受及球面ころ軸受到り之を適用す

第 35 及び第 36 表は輕型複列心向き球軸受の軸受箱及び軸鈞の寸法を示す。

第 35 表 輕型複列心向き球軸受箱

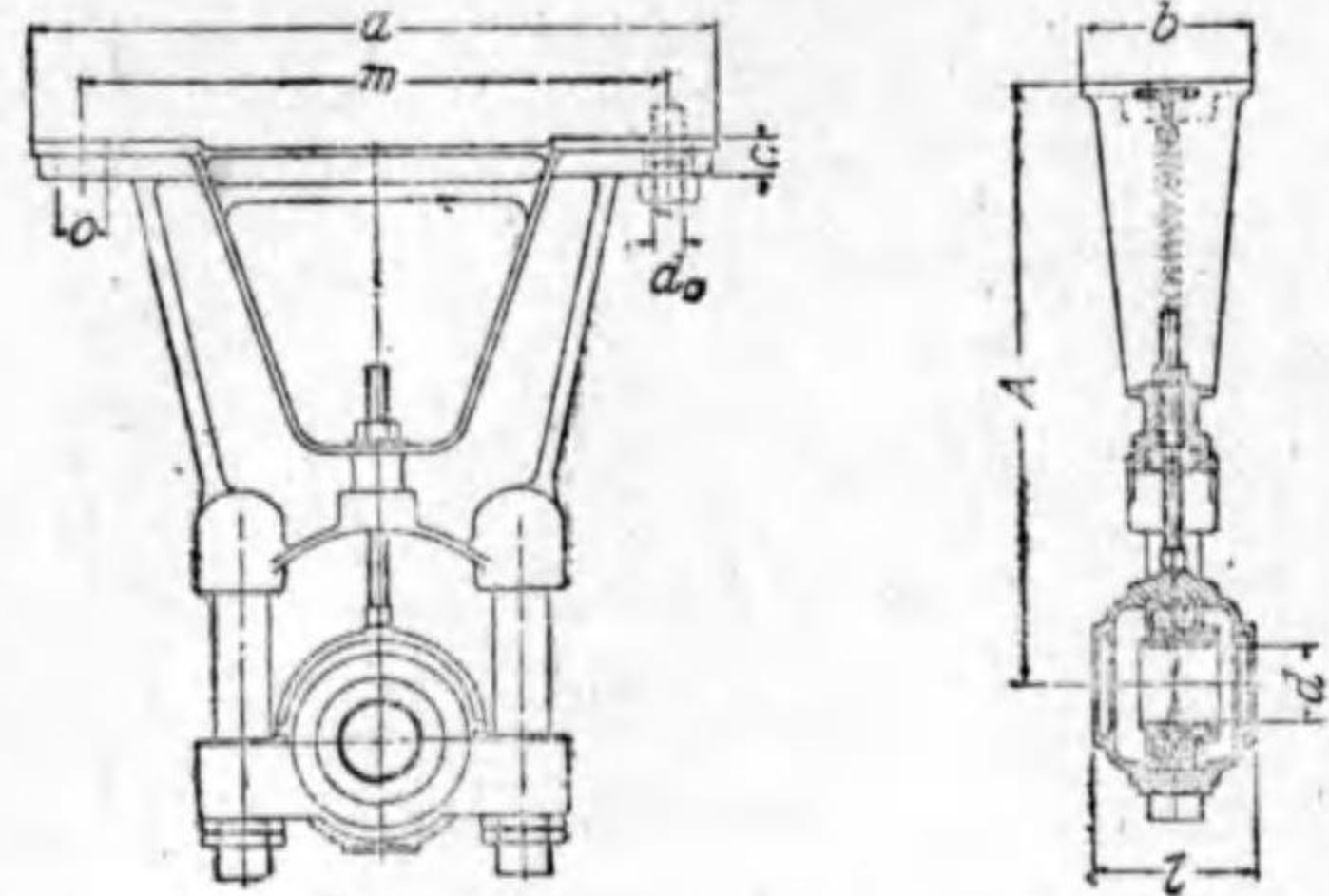


輕 型 用

寸 法 (mm)										重量 (kg) (軸受共)
d	l	h	H	a	b	m	c	o	d <sub>0</sub>	
20	67	40	85	160	46	125	14	23	1/2	1.60
25	77	50	95	180	52	140	16	23	1/2	2.2
30	77	50	100	180	52	140	16	23	1/2	2.5
35	85	60	115	210	60	170	17	23	1/2	3.5
40	85	60	120	210	60	170	18	23	1/2	3.9
45	85	60	125	210	60	170	18	23	1/2	4.1
50	95	70	140	270	70	210	22	33	5/8	6.0
55	105	70	145	270	70	210	22	33	5/8	6.7
60	110	80	160	290	80	230	22	33	5/8	8.7
65	115	80	165	290	80	230	22	33	5/8	9.4
70	120	95	190	320	90	260	28	33	3/4	12.5
75	120	95	195	320	90	260	28	33	3/4	13.5
80	130	105	210	350	100	285	28	40	3/4	17.0
85	130	105	210	350	100	285	28	40	3/4	17.5
90	140	115	230	390	110	315	32	45	7/8	23
95	145	115	235	390	110	315	32	45	7/8	25
100	150	130	255	410	120	340	32	45	7/8	29



第 36 表 輕 型 用 軸 鈞



寸	法 (mm)								重量 (kg) (軸受共)	毎分回轉數			
	d	A	a	b	m	l	c	d <sub>0</sub>		100	250	500	
50	2吋	500	550	110	480	95	30	3/4	30	19.5	1690	1280	1040
55	—	500	550	120	480	105	30	3/4	30	24	1960	1500	1210
60	2 1/4	500	550	120	480	110	30	3/4	30	25	2120	1620	1310
65	2 1/2	500	550	120	480	115	30	3/4	30	26	2530	1920	1560
70	2 3/4	600	640	140	560	120	35	7/8	35	38	2780	2120	1720
75	3	600	640	140	560	120	35	7/8	35	40	3150	2400	1950
80	—	600	650	150	560	130	40	1	40	47	3550	2700	2200
85	3 1/4	600	650	150	560	130	40	1	40	49	4000	3050	2470
90	3 1/2	600	670	160	560	140	45	1 1/8	45	57	4400	3350	2720
95	3 3/4	600	670	160	560	145	45	1 1/8	45	59	4800	3660	2960
100	4	600	680	180	560	150	50	1 1/4	50	71	5400	4100	3330

## 第 8 章 摩擦傳動裝置

### 第 1 節 回轉運動の傳達

回轉運動の傳達方法としては

1) 直接傳達法： 軸間距離小さき場合には各軸に適當の形狀を有する車を固定し、それ等の直接接觸により運動及び動力の傳達を行ふものにして、これには摩擦車傳動(ころがり接觸)と齒車傳動(滑り接觸)との二方法がある。

2) 間接傳達法： 軸間距離相當大きい場合には捲掛傳動法による。これにはベルト、ロープ及び鎖を媒介物として用ひ、それ等の摩擦抵抗及び張力により間接に傳達を行ふ。

何れの場合に於ても原動軸に固定せられた車を **原動車**、受動軸に固定せられた車を **受動車** と稱する。  
Driving wheel  
Driven wheel

回轉運動の傳達に於て重要な事は兩回轉軸の速度の割合である。この割合を **速比** といふ。即ち  
Velocity ratio

$$\begin{aligned} \text{速比 } i &= \frac{\text{受動軸の角速度}(\omega_2)}{\text{原動軸の角速度}(\omega_1)} = \frac{\text{受動軸の毎分回轉數}(n_2)}{\text{原動軸の毎分回轉數}(n_1)} \\ &= \frac{\text{原動車の直徑}(D_1)}{\text{受動車の直徑}(D_2)} \end{aligned}$$

で表すこととする。

従て  $i=3:1$  であれば受動軸の速度が3倍に増し、 $i=1:3$  であれば  $\frac{1}{3}$  に減ずることを意味する。速比は齒車及び鎖傳動に於ては一定に保たれるがその他の傳動に於ては變化する。

これ等の回轉運動の傳達法の何れを選ぶかは、兩軸間の關係的位置、速比を一定にする必要の有無及び傳達すべき力の大きさ等により異なる。



第 2 節 摩擦車傳動

2 軸が相接近してゐる場合には第 326 圖に示すやうに 2 軸にそれぞれ車を取付け相接觸せしめその間の摩擦を利用して運動を傳へることが出来るものでこれを摩擦車といふ。

外接觸の場合は同圖 (1) の如く兩軸の回轉方向は相反對で、

中心距離  $C = (D_1 + D_2)/2$  にして、内接觸の場合は同圖 (2) の如く兩軸の回轉方向は同一となり  $C = (D_1 - D_2)/2$  となる。この際滑りなきものとすれば

$$\text{周速度 } v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2$$

となる。但し  $n_1, n_2 = A$  車, B 車の毎分回轉數

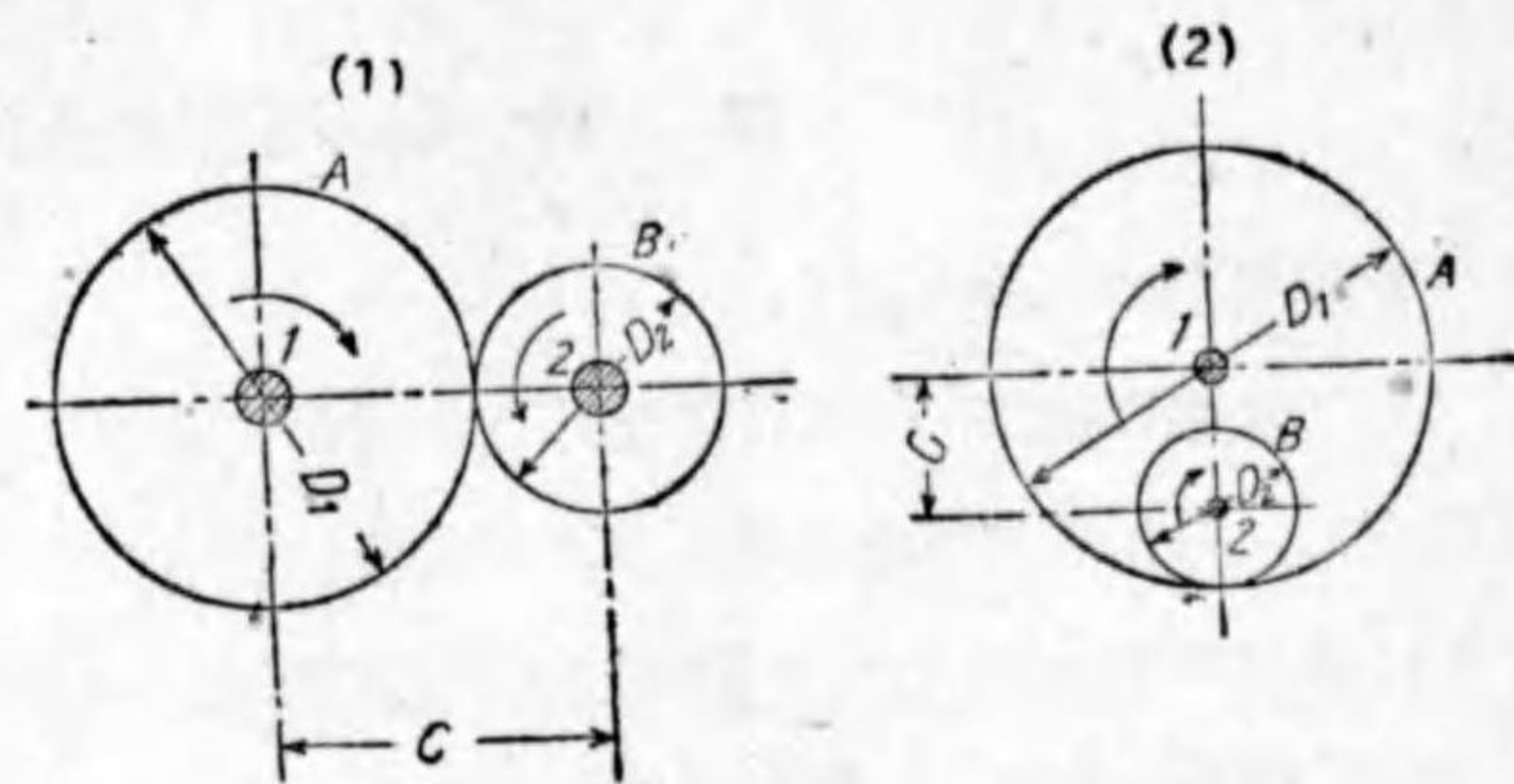
これ等の車で接觸壓力缺乏すれば滑りを起し事實上速比が亂れる。

摩擦車の應用範圍は凡そ次の場合に制限せられる。

- 1) 傳達すべき力が大きくなり、速比を重視しない場合。
- 2) 回轉速度大きく普通の齒車を用ひ難い場合。
- 3) 兩軸間を頻りに斷續する必要がある場合。

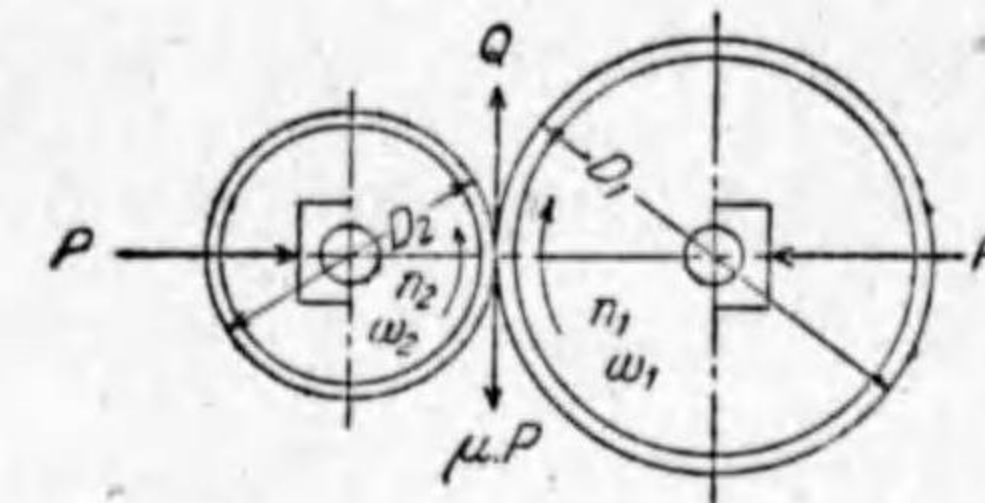
摩擦車として實用的のものには

1. 平摩擦車: 2 軸平行の場合。  
Spur friction wheel
2. 溝付摩擦車: 2 軸平行の場合。  
Grooved friction wheel
3. 傘摩擦車: 2 軸相交る場合。  
Bevel friction wheel
4. 變速摩擦車: 變速の出来るもので摩擦車の特別な場合。  
Variable speed friction wheel



第 326 圖 摩擦車

1. 平摩擦車 第 327 圖に於て一方の車を力  $P$  を以て押せば他方の車は  $P$  に等しき反動力を生じ、これ等の 2 力は釣合ひ、接觸面の摩擦係数を  $\mu$  とすれば摩擦力は  $\mu \cdot P$  である。故に兩車が滑らぬためには



第 327 圖 平摩擦車

$$\mu \cdot P \geq Q \quad \text{又は} \quad P \geq \frac{Q}{\mu} \quad \dots\dots\dots(124)$$

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{75 H}{v} \\ P &\geq \frac{75 H}{\mu \cdot v} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(125)$$

但し  $Q = \text{傳達力 kg}$

$v = \text{車の周速度 m/s}$

$\mu$  の値は摩擦車表面の仕上と材料とにより異なる。兩車の接觸は理論上線接觸なるも實際材料は弾性歪みを起し面接觸となる。接觸壓力  $P$  が大きく車の幅狭きときは磨耗が著しく、發生熱量も多いからその材料に適した  $\mu$  の値と長さ 1 cm 當りの許し得る壓力  $p_{cm} \text{ kg}$  とを定め車の幅  $b$  を求める。

$$\left. \begin{aligned} P &= p_{cm} \cdot b \\ p_{cm} \cdot b &= \frac{Q}{\mu} \quad \text{又は} \quad b = \frac{Q}{\mu \cdot p_{cm}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(126)$$

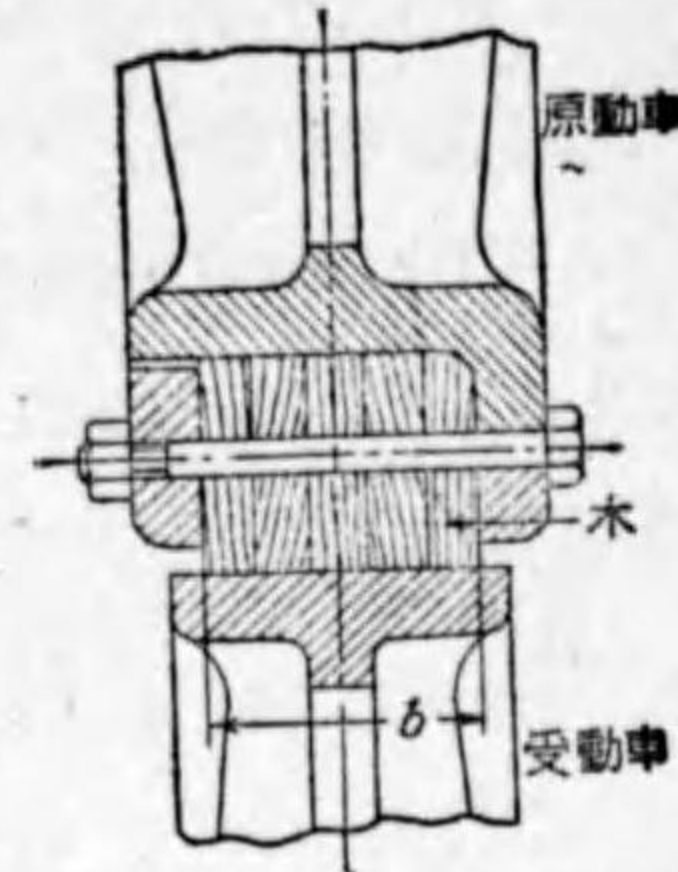
$\mu$  及び  $p_{cm}$  の値は次の如くである。

組 合 せ 材 料	$\mu$ の 値	$p_{cm} \text{ kg/cm}$
鑄鐵と鑄鐵	0.1~0.15	45~70
鑄鐵と革	0.15~0.3	7~15
鑄鐵と木 { 堅 質 軟 質	0.2~0.5	17~25 10~15
鑄鐵とタールを浸したバルブ	0.15	43



摩擦車の騒音を防ぎ摩擦を増すために原動車のリムに革、木、紙及びゴム等の非金属材料を張り、相手の車は多くは鑄鐵にして、軽合金、白色合金等も用ひられる。

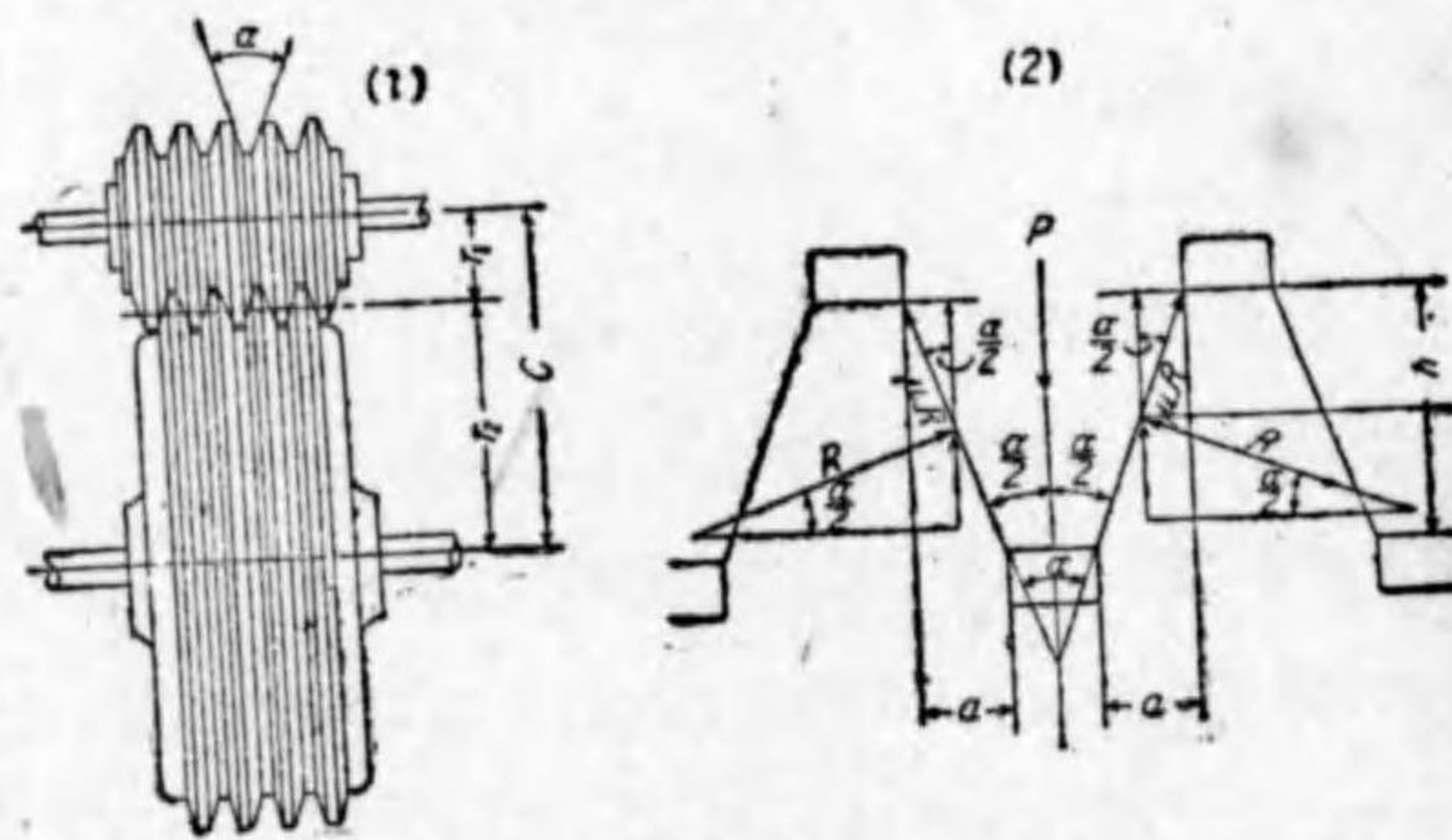
第 328 圖は鑄鐵と木片とを用ひた平摩擦車の構造を示すものにして摩擦面は木目に直角な面を用ひる。傳動效率は鑄鐵車と非金屬車の組合せに於て約 90%，鑄鐵車同志の場合は約 80% 位である。



第 328 圖 平摩擦車の構造

2. 溝付摩擦車 溝付摩擦車は小さい壓力を加

へて然も大なる摩擦力を起すもので第 329 圖に示すやうに車の周圍に V 字形の溝を作りその側面で兩車を接觸せしめ摩擦を増大せしめる。同圖 (2) は接觸状態を擴大したもの



第 329 圖 溝付摩擦車

で力  $P$  を以て兩車を押しつけると力線圖から

$$\left. \begin{aligned} P - 2R \sin \frac{\alpha}{2} - 2\mu \cdot R \cos \frac{\alpha}{2} &= 0 \\ P &= 2R \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right) \\ R &= \frac{P}{2 \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (127)$$

溝の中央に働く回轉力を  $Q$  とすれば滑りなきためには

$$2\mu \cdot R \geq Q \text{ 或は } R \geq \frac{Q}{2\mu}$$

この値を式 (127) に代入すれば

$$P \geq \frac{Q \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)}{\mu} = \frac{Q}{\mu_1} \dots\dots\dots (128)$$

但し

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}}$$

又は

$$P \geq \frac{75 H}{\mu_1 \cdot v} \dots\dots\dots (129)$$

即ち平摩擦車に比し  $\mu$  が  $\mu_1$  に増したものと見ることが出来る。

鑄鐵製の車に對し  $\alpha = 30^\circ \sim 40^\circ$  にとる。

いま  $\frac{\alpha}{2} = 15^\circ$  とすれば

$$\mu_1 = \frac{\mu}{0.26 + 0.96 \mu}, \mu = 0.1 \text{ ならば } \mu_1 = 0.28$$

従て

$$P = \frac{Q}{\mu_1} = \frac{Q}{0.28} = 3.56 Q$$

即ち平摩擦車に比し押へる力は餘程小さくすむ。

次に溝の數を  $N$  とすれば 1 個の溝に及ぼす壓力は  $\frac{P}{N}$  である。

この壓力を  $2a = 2h \cdot \tan \frac{\alpha}{2}$  なる幅を以て支へるから幅 1 cm につき許し得べき壓力を  $p_{cm} \text{ kg}$  とすれば

$$\frac{P}{N} = 2h \cdot \tan \frac{\alpha}{2} p_{cm} \text{ 又は } N = \frac{P}{2h \cdot \tan \frac{\alpha}{2} p_{cm}}$$

或はこれに式 (128) の  $P$  の値を代入すれば

$$N = \frac{Q}{2h \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \mu_1 \cdot p_{cm}} \dots\dots\dots (130)$$

溝數は普通 3~6 個に止める方が工作は容易である。溝の深さ  $h = 0.94 \times \sqrt{\mu_1 \cdot P} \text{ mm}$  から定める (普通 5~12 mm)。溝のピッチは 3 mm~20 mm 普



通 10 mm 位に定める。幅 1 cm 當りに許し得る壓力  $p_{em}$  は鑄鐵と鑄鐵の場合凡そ 120~150 kg/cm にとられる。傳動效率は凡そ平均 90% である。

3. 傘摩擦車 第 330 圖の如く兩車の接觸面間に垂直壓力  $P$  を與へるため、 $a$  及び  $b$  車の軸方向にそれぞれ  $R_1$  及び  $R_2$  を加へればよい。その關係は力線圖から

$$R_1 = P \sin \alpha, \quad R_2 = P \sin \beta$$

而して

$$P \geq \frac{75 H}{\mu \cdot v} \text{ であるから}$$

$$\left. \begin{aligned} R_1 &\geq \frac{75 H}{\mu \cdot v} \sin \alpha \\ R_2 &\geq \frac{75 H}{\mu \cdot v} \sin \beta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(181)$$

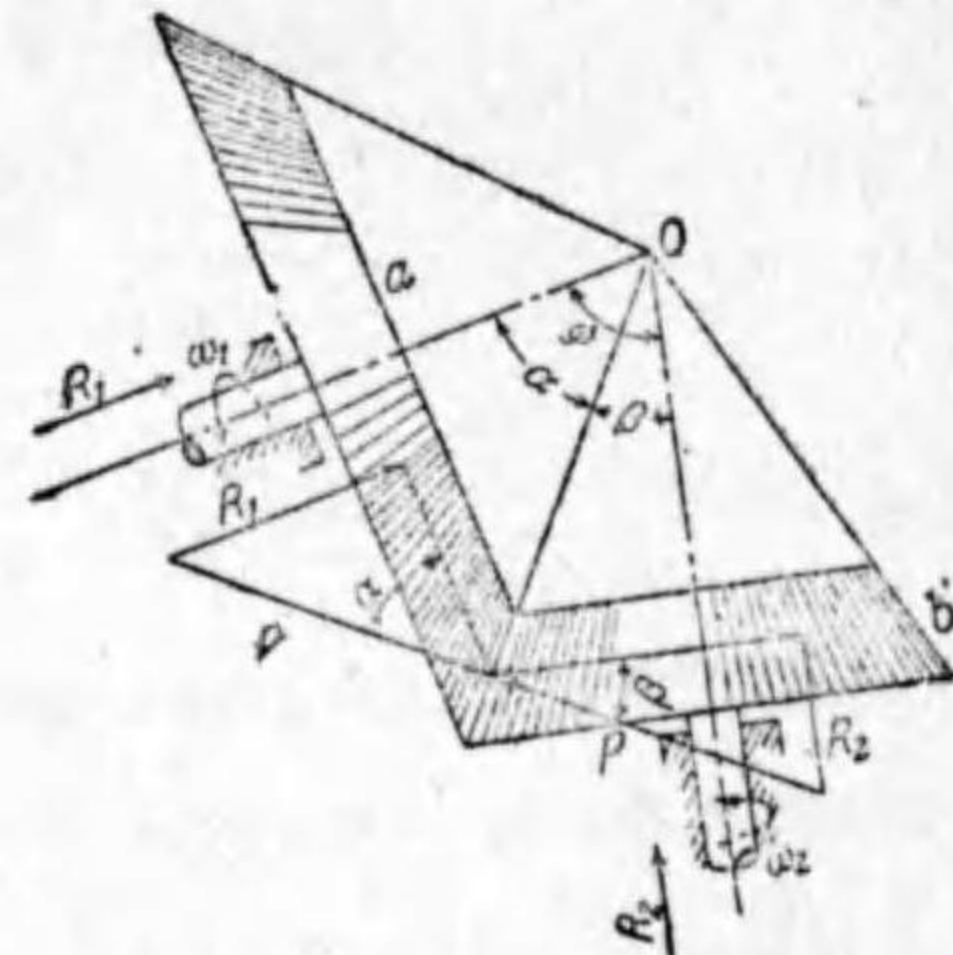
但し  $P$  は接觸線の中央に働くものと假定し周速度  $v$  は平均をとる。然し兩車の軸受に於ては軸に直角に作用する力  $P \cos \alpha$  及び  $P \cos \beta$  が起る。即ち小車の方が軸受で支

へるべき軸方向の力は小さく、軸に直角方向の力は大となる。傳動效率は約 88% とされてゐる。

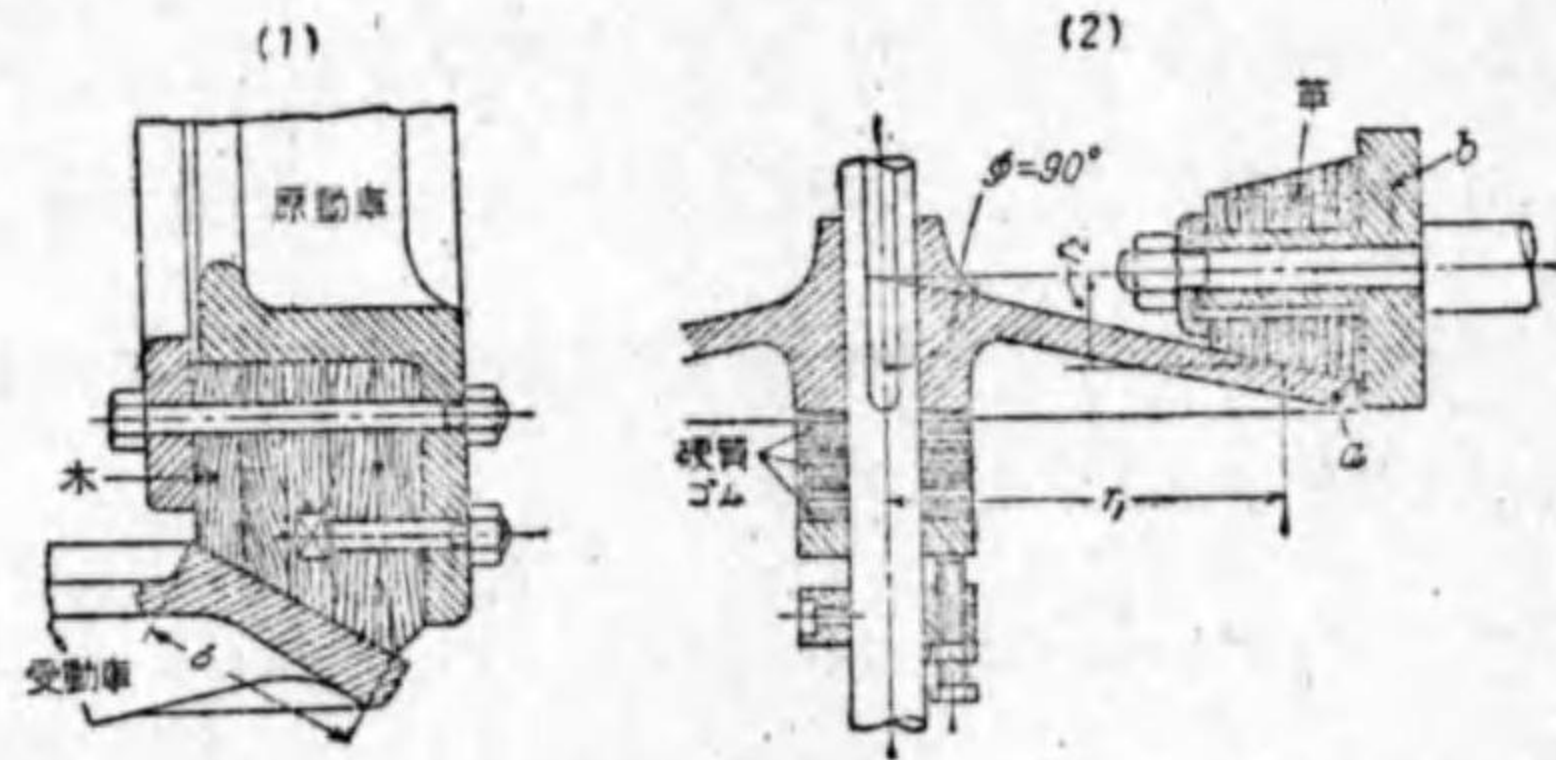
次に圓錐の頂角は速比により定まる。

いま車の直徑を大端側に於てそれぞれ  $D_a, D_b$  とすれば

$$\begin{aligned} \frac{1}{i} &= \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_b}{D_a} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\sin \alpha} \\ &= \frac{\sin \phi \cos \alpha - \cos \phi \sin \alpha}{\sin \alpha} = \frac{\sin \phi}{\tan \alpha} - \cos \phi \end{aligned}$$



第 330 圖 傘摩擦車



第 331 圖 傘摩擦車の構造

$$\therefore \tan \alpha = \frac{\sin \phi}{\frac{n_1}{n_2} + \cos \phi} = \frac{\sin \phi}{\frac{1}{i} + \cos \phi}$$

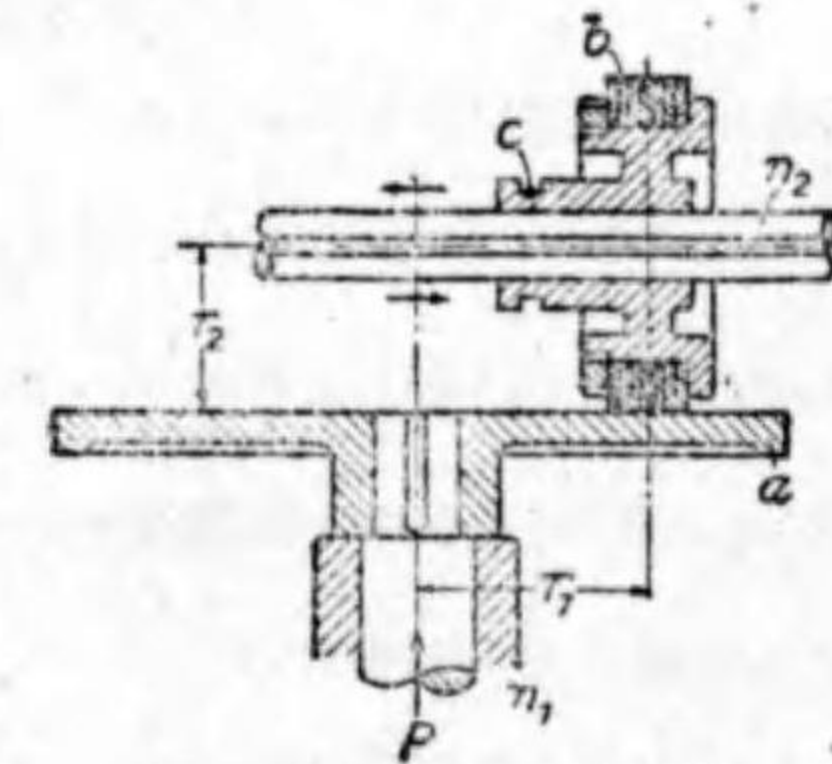
$$\tan \beta = \frac{\sin \phi}{\frac{n_2}{n_1} + \cos \phi} = \frac{\sin \phi}{i + \cos \phi}$$

直交軸に對しては  $\phi = 90^\circ$  にして

$$\tan \alpha = i, \quad \tan \beta = \frac{1}{i}$$

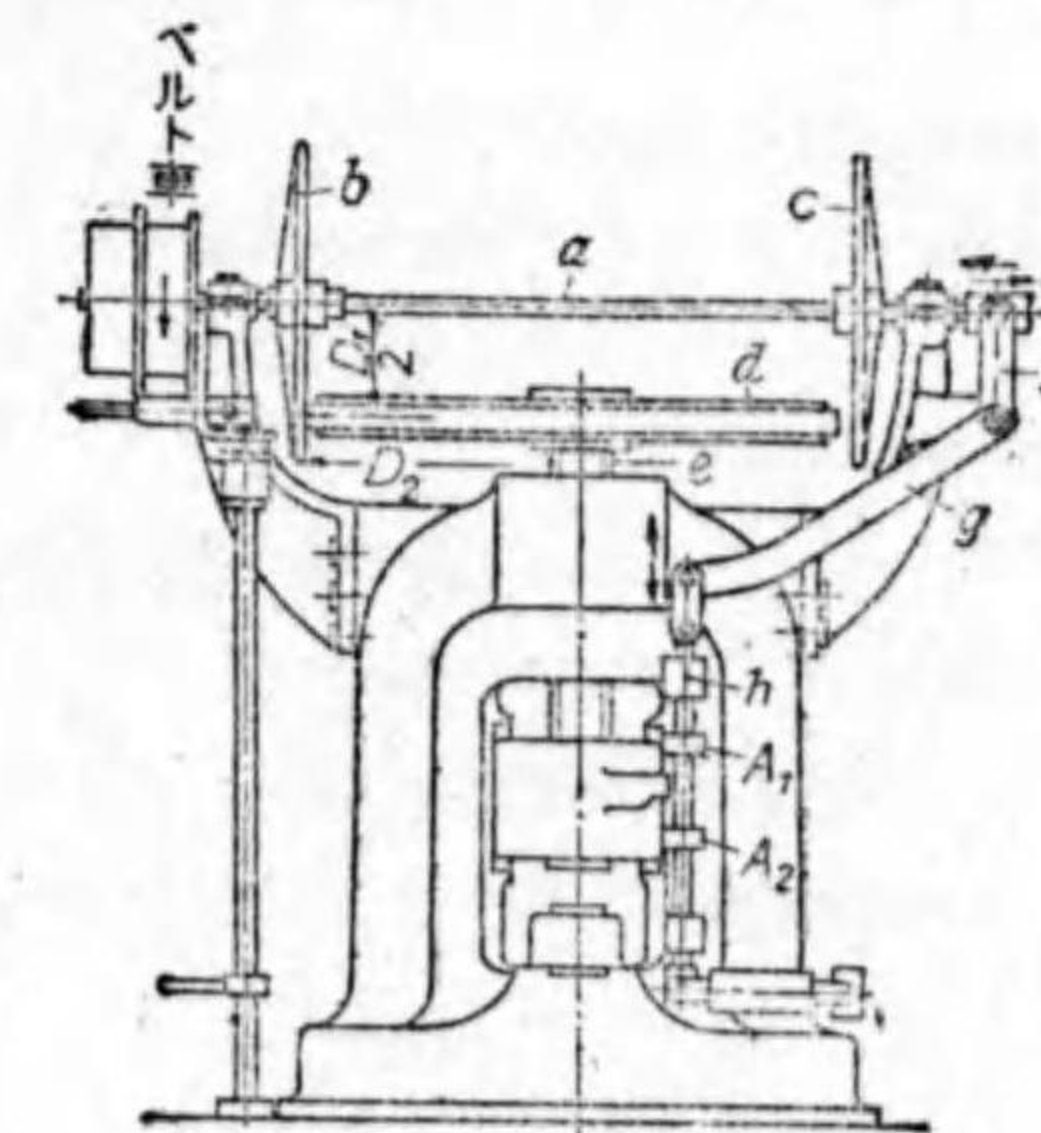
第 331 圖は木片及び革をそれぞれ用ひた構造を示す。

4. 變速摩擦車 傘摩擦車に於て一方の頂角が  $180^\circ$  になると第 332 圖の如く  $a$  車は圓板となる。いま原動車  $a$  の回轉が一定であるとき受動車  $b$  の回轉を  $a$  車の中心より  $r_1$  の半徑を運轉中自由に變へることによつて連續的に速比の變換が出来る。いま滑りのないものとし、 $a$  車の回轉數を  $n_1$ 、 $b$  車の回轉數を  $n$  とすれば  $n_2 = n_1 \frac{r_1}{r_2}$  となる。



第 332 圖 圓板摩擦車

受動車  $b$  を  $a$  車の中心を越へて尙移動せしめると受動車  $b$  の回轉方向は逆になるが、摩擦傳動状態は  $a$  車の中心に接近する程滑りと磨耗が増し傳達力を減ずる。この圓板摩擦車に於ては  $b$  車を原動車とすることも出来るが好ましくない。この装置の效率は高速のとき凡そ 80%、低速のとき 60% とされてゐる。



第 333 圖 摩擦ねぢプレス

第 333 圖は摩擦ねぢプレスに應用した圓板摩擦車の例で、 $a$  は原動軸にして  $b$  及び



c の圓板を備へ、プレスねぢ e に摩擦材料を張つた車 d が取付られ、はずみ車の作用をも兼ねるので重くされてある。ねぢ e の下端にはプレスの型を取付ける枠がある。レバ f を操作して主動圓板 b を d に接觸させるときはねぢ棒は下る。このときははずみ車が加速され相當の運動エネルギーにより目的物を壓縮する。ねぢが或る位置に下れば突起 A<sub>2</sub> を押下げ、g、f 等のリンク作用により車 b は車 d より離れ、反對に車 c と d とが接觸してねぢは上昇する。

目的物を壓縮(プレス)する直前には次の如き運動エネルギーを蓄へることになる。  
いま J<sub>p</sub> ははずみ車、ねぢ棒等の回轉部分の極慣性モーメント cm-kg-s<sup>2</sup>

$$n_2 = \text{衝撃直前のねぢ棒の r. p. m} = \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2}$$

$$n_1 = \text{原動軸 a の r. p. m}$$

回轉による運動エネルギー

$$K_1 = \frac{1}{2} J_p \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} J_p \left( \frac{2\pi \cdot n_2}{60} \right)^2$$

次にねぢ棒 e に於るねぢのリードを L cm とすれば

$$v = n_2 \text{ 回轉のときの下降速度} = L \frac{n_2}{60} \text{ cm/s}$$

W = 運動部分の總重量(はずみ車、ねぢ棒、枠等) kg

下降運動による運動エネルギー

$$K_2 = \frac{W}{2g} v^2 = \frac{L^2 \cdot n_2^2 \cdot W}{7200g}$$

s = 目的物を壓縮する深さ cm

壓縮中 W が s だけ下降するエネルギー

$$K_3 = W \cdot s$$

依て全エネルギーは

$$K = K_1 + K_2 + K_3$$

運動部分休止するに至るまでの全エネルギーを以て壓縮を行ふものとし

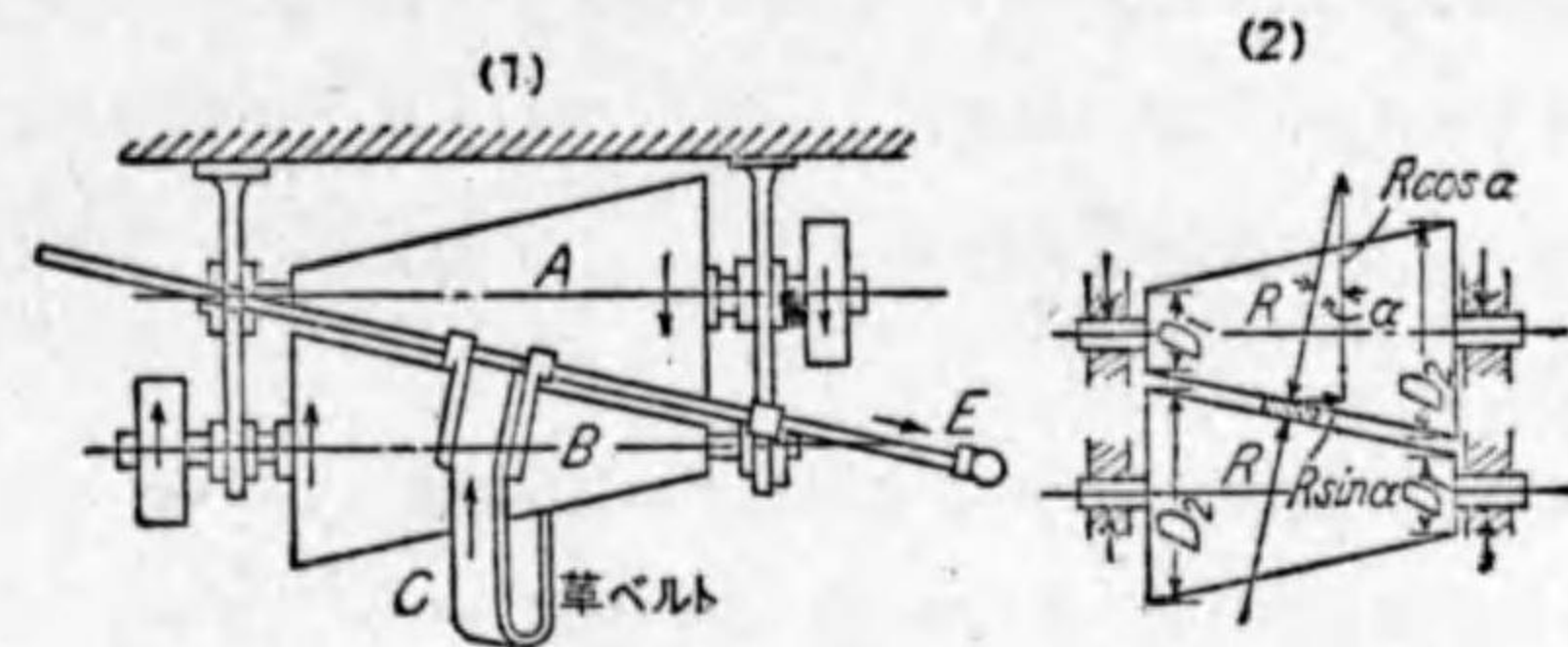
P = 作業中の平均壓縮力 kg

η = 機械効率

$$P = \frac{K}{s \eta}$$

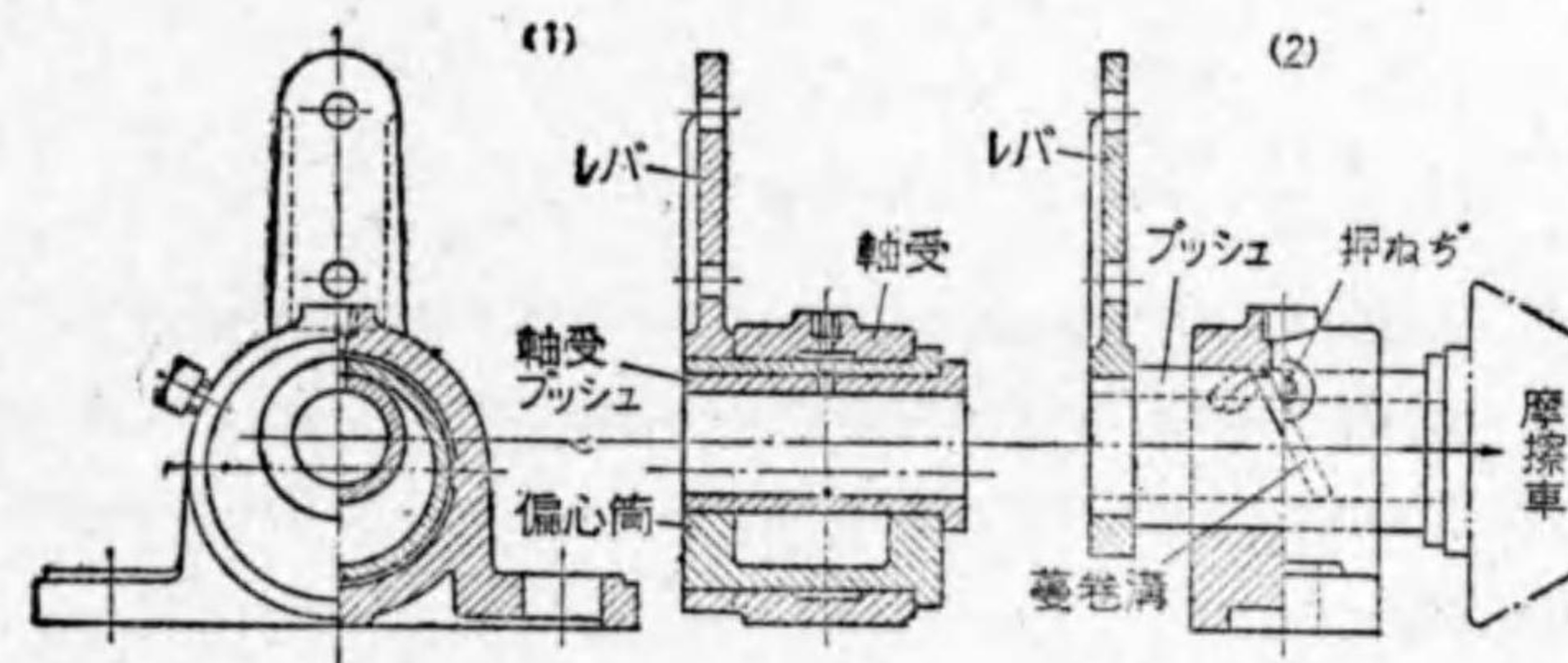
壓縮の直前 d 車は b 車を離れ、この回轉力は少しもプレス作用に加はらない。

第 334 圖は變速摩擦車の一例でイーバンス Evans 圓錐摩擦車の應用にして相等しき 2 個の圓錐車を反對の向に平行に取付けその間に革ベルト C を挟みこれを移動



第 334 圖 圓錐摩擦車

せしめることにより速比は D<sub>1</sub>/D<sub>2</sub> から D<sub>2</sub>/D<sub>1</sub> まで自由に變はる。ベルトが磨耗すれば取替へは容易であるが、大きい動力傳達には適せない。



第 335 圖 摩擦車運動軸受

### 第 3 節 摩擦車運動軸受

摩擦車を押す力は普通軸受を経て與へるもので、平及び溝付摩擦車では、この力は軸受に對して横荷重となり、傘及び變速摩擦車の圓板車では推力荷重となる。

摩擦車に於ても摩擦クラッチに似た傳動の斷續作用を簡單に行はしむるため



第 385 圖のやうな軸受を受動車側に設ける。(1) は横壓を與へる軸受で、軸受ブッシュは偏心筒に嵌り更に軸受箱に嵌る。レバにより偏心筒を回しこれにより摩擦車の接離を簡単に行ふ。(2) は推力型のもので、ブッシュの外面に刻まれた蔓巻溝に押しねちの先端が嵌り、レバを回すことにより軸方向に摩擦車を押しつけ或は離す。常に定位置に止めて置くものは蔓巻溝の代りにねちを用ひ把止しておく方がよい。

例題 1. 毎分 250 回轉をなす直徑 800 mm の平摩擦車を 210 kg の力を以て押しつければ幾馬力を傳へ得るか。但し摩擦係數  $\mu=0.3$  とす。

式 (125) より

$$H = \frac{\pi \cdot D \cdot n \cdot \mu \cdot P}{75 \times 100 \times 60} = \frac{3.14 \times 80 \times 250 \times 0.3 \times 210}{75 \times 100 \times 60} = 8.8 \text{ 馬力}$$

例題 2. 前問に於て鑄鐵車と革張車とし幅 1 cm 當りの許し壓力  $p_{cm}=12 \text{ kg/cm}$  とすれば幅を如何程にすべきか。

式 (126) より

$$b = \frac{P}{p_{cm}} = \frac{210}{12} = 17.5 \text{ cm}, \quad 175 \text{ mm}$$

例題 3. 主動車 850 rev/mn 受動車 350 rev/mn をなす鑄鐵製溝付摩擦車にて 3 馬力を傳達するには二つの車に如何程の力を以て押し付べきか、又溝の深き及び數を求めよ。但し兩車の軸心距離は約 250 mm とし、溝の角  $\alpha=30^\circ$ 、摩擦係數  $\mu=0.1$  とす。

$$n_1 = 850, \quad n_2 = 350$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{850}{350} = \frac{17}{7} \quad \therefore D_2 = \frac{17}{7} D_1$$

$$D_1 + D_2 = 2C = 2 \times 25 = 50, \quad D_1 + \frac{17}{7} D_1 = 50, \quad 24 D_1 = 350$$

$$D_1 = \frac{350}{24} = 14.6, \quad 146 \text{ mm}, \quad D_2 = 146 \times \frac{17}{7} = 354 \text{ mm}$$

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 100} = \frac{3.14 \times 14.6 \times 850}{60 \times 100} = 6.5 \text{ m/s}$$

兩車を押すために加ふべき力は式 (129) より

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0.1}{0.26 + 0.1 \times 0.96} = 0.28$$

$$P = \frac{75 H}{\mu_1 \cdot v} = \frac{75 \times 3}{0.28 \times 6.5} = 123.5 \text{ kg}$$

$$\text{溝の深き } h = 0.94 \sqrt{0.28 \times 123.5} = 5.54 \approx 6 \text{ mm}$$

溝の數  $N$  を求むるに  $p_{cm} = 130 \text{ kg/cm}$  と假定すれば

$$N = \frac{P}{2h \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \cdot p_{cm}} = \frac{123.5}{2 \times 0.6 \times 0.268 \times 130} = 2.98 \approx 3$$



### 第9章 齒車傳動裝置

#### 第1節 齒車の分類

ころがり接觸をなす摩擦車に於ては一定速比を厳密に保持することは不可能である。よつて確實な速比と強力な傳動とを得るためにはころがり接觸をなす二つの圓筒車の表面に凹凸を附し、これを相互に嚙合はして目的を達する。この凹凸は勿論接觸條件を満足すべき形狀にすべきであつて、凸部を齒といひ、かゝる車を**齒車**といふ。  
Toothed wheel 或は Gear

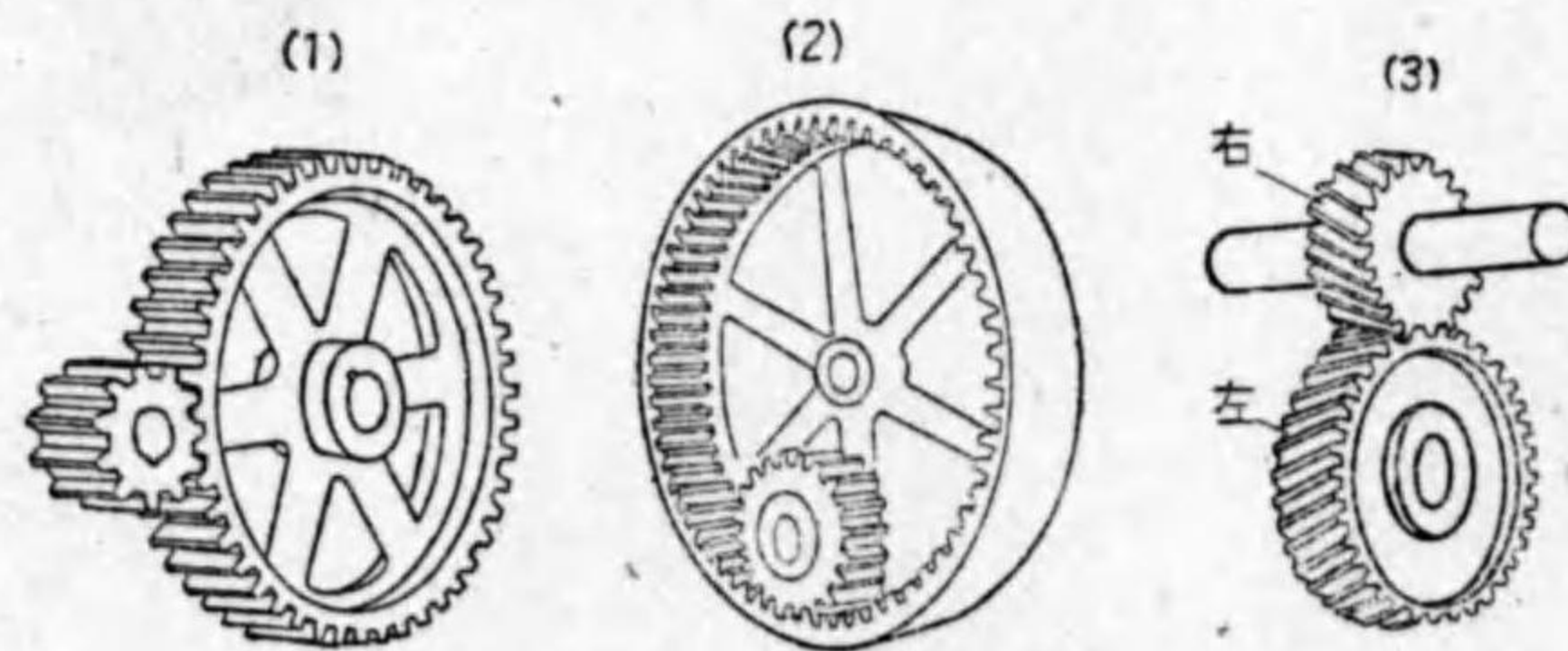
齒車の齒がころがり接觸をなすことは理論上不可能にして必ず接觸點に於て切線方向に相互的滑りを有しこれによつて摩擦損失、磨耗及び騒音等を伴ふ。

ころがり接觸をなす圓筒形を齒車に於ては**ピッチ圓筒**と稱へ、このピッチ圓筒の横断面は圓であるからこれを**ピッチ圓**と稱する。一對の齒車に於てピッチ圓の直徑が異なる場合大圓を**大齒車**小圓を**小齒車**といひ、直徑の無限大のもの即ちピッチ線が直線の場合この齒車を**ラック**と稱する。  
Pitch cylinder  
Pitch circle  
Gear 或は wheel Pinion  
Rack

齒車はその形状によつて次の如く分類する。

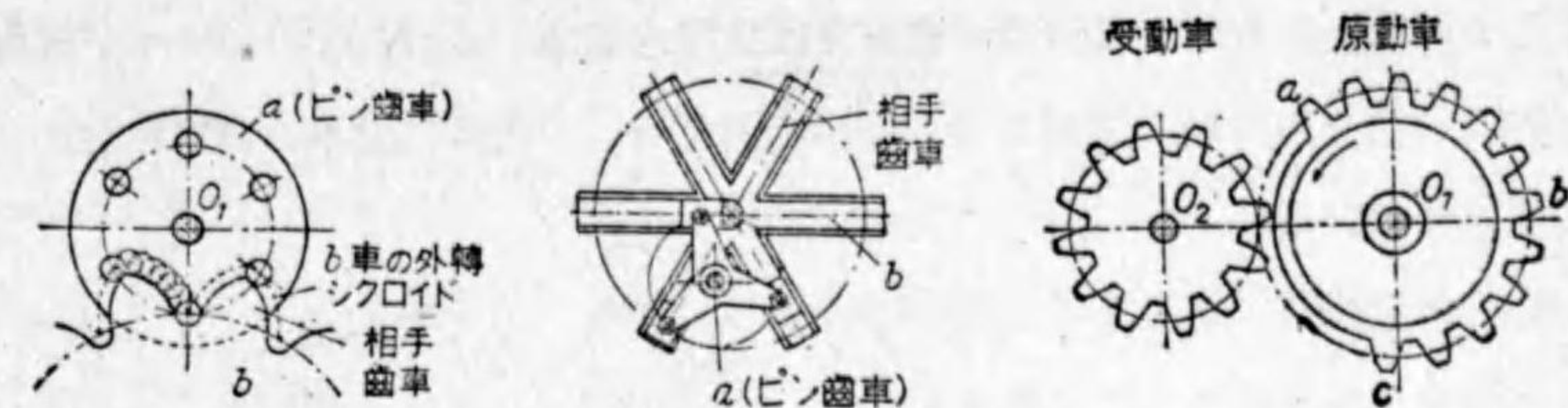
1) **平齒車**  
Spur gear

2 軸平行の場合にしてピッチ面が圓筒形でその外周に直線齒を備へこの齒の各部は車の軸に



第336圖 2 平行軸間の齒車

平行である。摩擦車の場合と同様に**外齒車**と**内齒車**又は**環狀齒車**とがある (第  
External gear Internal gear, Annular gear

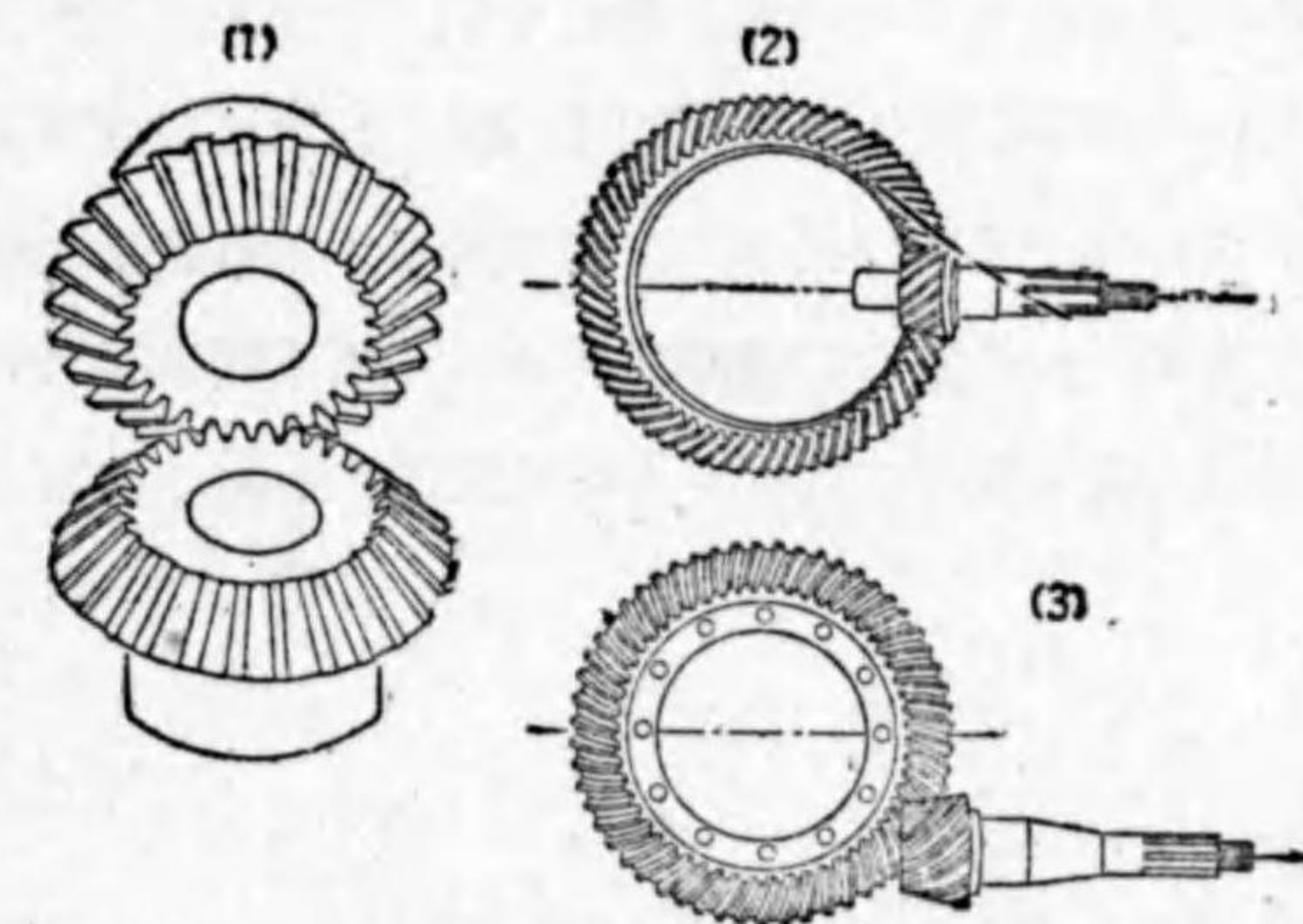


第337圖 ピン齒車(外接) 第338圖 ピン齒車(内接) 第339圖 途切れ齒車

336圖1及び2)。平齒車の特殊型として齒が蔓卷狀に作られた**はすば齒車**(第336圖3)。その他**ピン齒車**(第337圖, 第338圖), **途切れ齒車**(第339圖)等がある。  
Helical gear  
Pin wheel  
Interrupted gear

2) **傘齒車** 2軸が互に交る場合にしてピッチ面が圓錐をなすものであるが

普通にはこの圓錐の頂點附近を除いた一部分が用ひられる。この圓錐の母線方向に齒を附したものが、この場合に用ひられる普通の齒車で、**直線齒傘齒車**と呼ばれる (第340圖



第340圖 各種傘齒車

1)。特殊型として齒

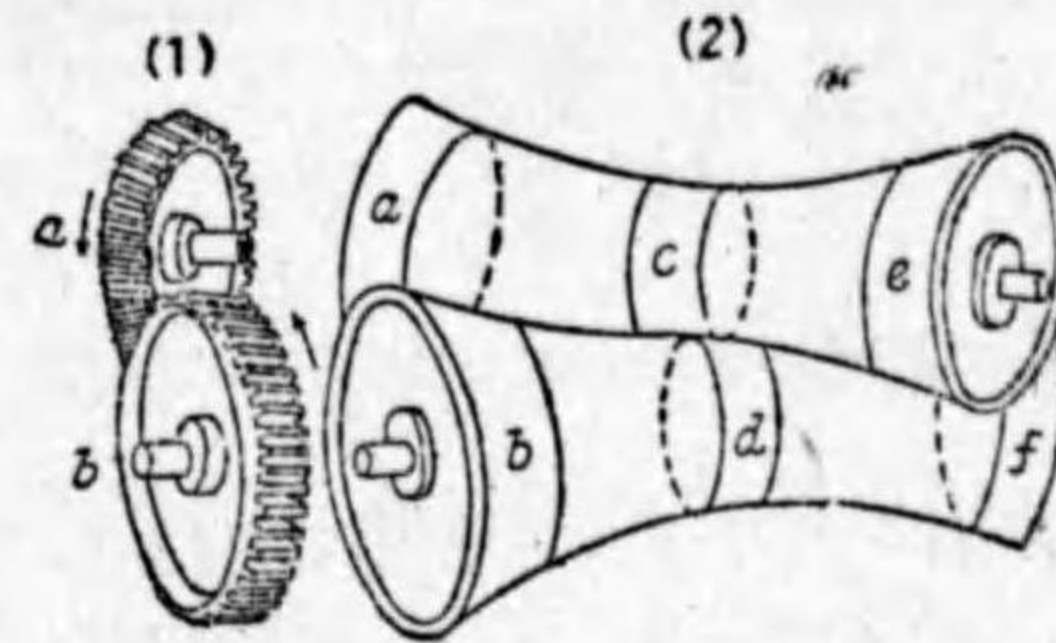
を曲線状にした**まがりば傘齒車**(第340圖2)がある。これは自動車の後車軸驅動裝置, 工作機械, 映寫機等の如き高速で靜肅な運轉を望む場合に用ひられる。

3) **はすば傘齒車**又は**食違傘齒車** 2軸平行でもなく交りもしない場合で、第341圖(2)に示すものはころがり接觸をなす單双曲線回轉體であるが(1)はその一部a及びbを取つて作つたもので齒は斜ではあるが直線狀に出来る。こ



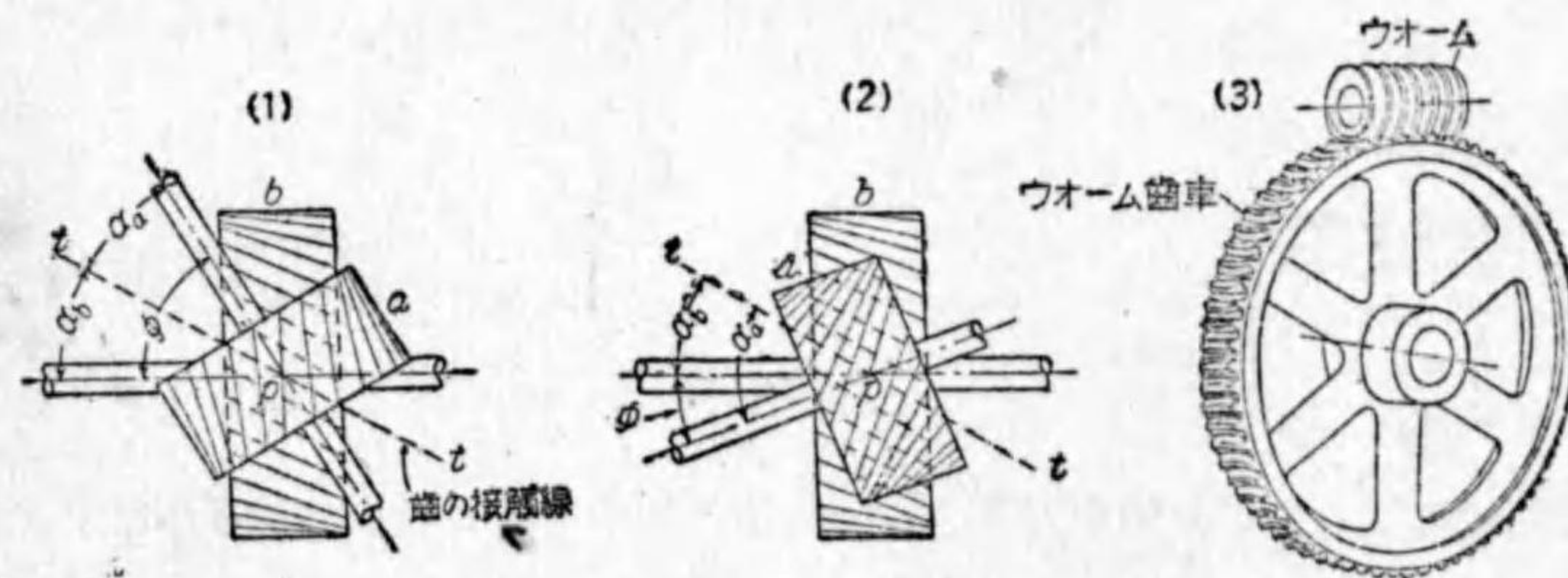
の歯を曲線状に作った特殊型を**まがりば食違傘歯車** (第 340 圖 3) といひ、運轉靜肅、負荷力の増加、速比の増大等の利點を有し、近時自動車の後車軸驅動装置に用ひられる。

4) **ねぢ齒車** Screw gear はすば傘齒車の場合と同様に 2 軸平行でもなく交りもしない場合に用ひられ、第 341 圖 (2) の喉圓 *c, d* 部の代りに圓筒車を用ひると接觸はただ一點となる。従て摩擦のみでは傳動不可能となる。いまこれに蔓



第 341 圖 はすば傘齒車

卷狀の齒を切り出せば平行軸のはすば齒車に類似の齒車が出来る。このものは又普通の多山ねぢをその軸に垂直な二つの平面で切つたときに出来る齒車となる。これをねぢ齒車といふ(第 342 圖)。はすば傘齒車とねぢ齒車とは兩軸の關係は何れも同一で齒の長さの方向に滑りがある缺點も同様であるが、前者は線接觸をなすのに後者は點接觸であるから兩車間の壓力が局部にのみ集中し磨耗が激しい。従て後者は大きい力の傳達には不向である。



第 342 圖 ねぢ齒車

ねぢ齒車もはすば齒車も齒車 1 個としては全く同一にして、ただはすば齒車は兩車の齒の捩れの方向は互に相反し、その蔓卷角は相等しきも、ねぢ齒車は兩軸のなす角度  $\phi$  は  $90^\circ-0$  まで變り、兩車の齒の捩れが同一方向なるとき

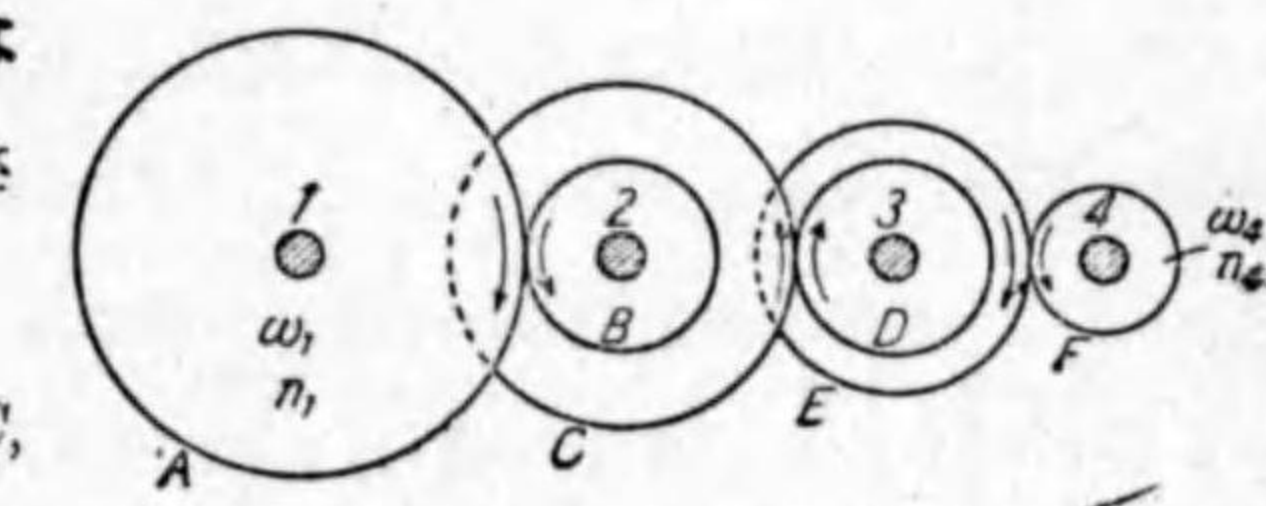
は  $\phi = \alpha_a + \alpha_b$  (第 342 圖 1) にして、捩れの方向互に相反するときは  $\phi = \alpha_a - \alpha_b$  (同圖 2) の如くなる。次にねぢ齒車に於てその速比を著しく大にすると、一方の齒車の齒數を少くして一つ或は二つ位にしなければならぬ。かやうにしたときのねぢ齒車は全く普通のをねぢ狀となる。これを**ウオーム** Worm といひ、相手の齒車を**ウオーム齒車** Worm wheel といふ(第 342 圖 3)。

### 第 2 節 齒車のつながり

齒車に於ては摩擦傳動裝置第 1 節に於て述べた如く速比  $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  は原動及び受動兩齒車の齒數の比  $\frac{N_1}{N_2}$  によつて表されるので  $i$  を**齒數比** Gear ratio とも稱へる。

即ち 齒數比  $i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$  .....(132)

第 343 圖の如く原動軸 1 及び受動軸 4 の間に數個の齒車を挟み間接に傳達を行ふ場合がある。これを**齒車のつながり** Gear train といひ、軸 2 及び軸 3 に固定された齒車を**複齒車** Compound gear といふ。



第 343 圖 齒車のつながり

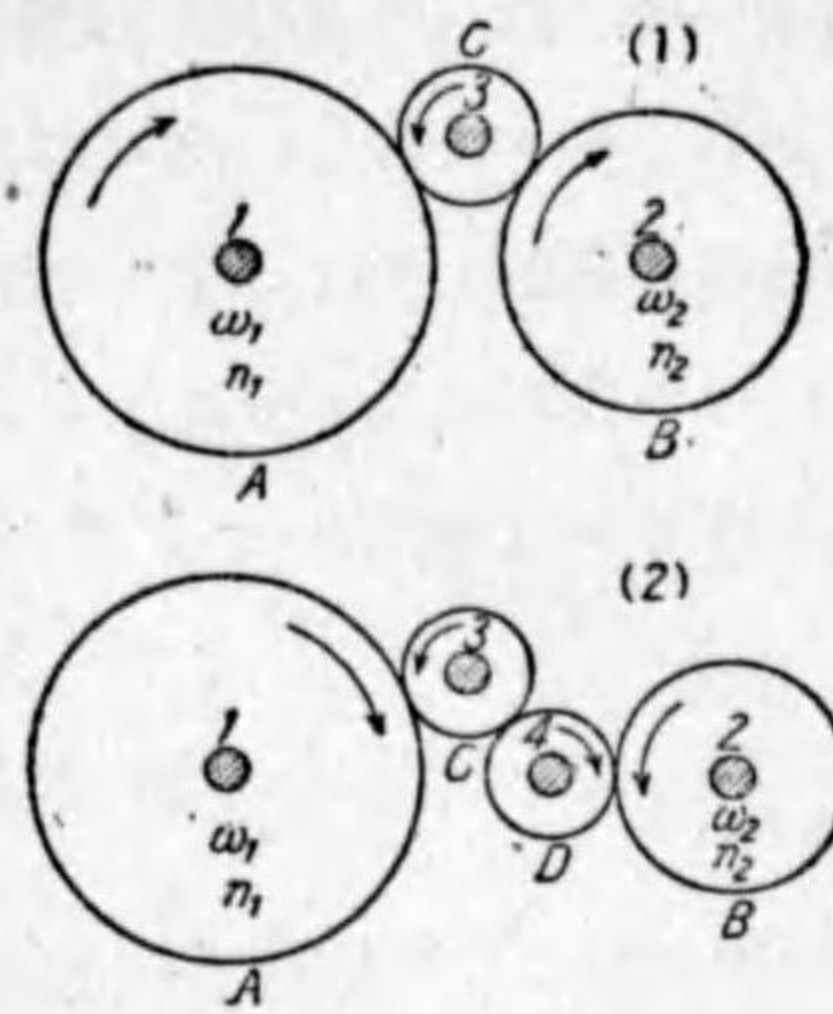
いま  $N_A, N_C, N_E$  を原動車 *A, C, E* の齒數,  $N_B, N_D, N_F$  を受動車 *B, D, F* の齒數とし,  $n_1, n_2, n_3$  及び  $n_4$  を各軸の回轉數とすれば

速比又は齒數比  $i = \frac{n_4}{n_1} = \frac{\text{原動車の齒數の相乗積}}{\text{受動車の齒數の相乗積}} = \frac{N_A \times N_C \times N_E}{N_B \times N_D \times N_F}$  .....(133)

この方法は速比が大きい場合に應用せられ従て車の直徑の差が甚しくなることを防ぐ。次に軸間距離大きい場合に車の大きくなるを避け、又は回轉を逆にするために兩軸の間に**遊齒車** Idle gear を設ける。この遊齒車は速比に全く無關係で大きさも任意にして差支へない。



第 344 圖 (1) の如く遊歯車が奇数なれば兩軸 1, 2 の回轉方向は等しく, これが偶数ならば反對方向になる(同圖 2)。次に速比をそれ程嚴密に考へない場合には齒の磨耗を均一にするため大きい齒車の齒數を 1 枚増す場合がある。即ち兩車の齒數の最小公倍數になるべく大きくなるやうにすれば同一の齒と齒とが頻繁に嚙合ふ機會が少くなる。この餘分に増した齒を無駄齒といふ。  
Hunting cog

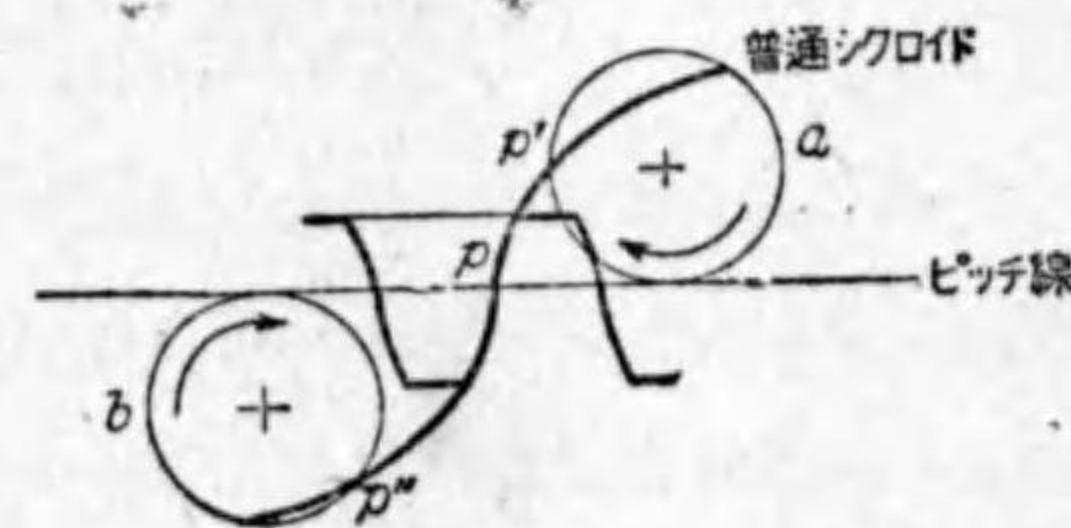


第 344 圖 遊歯車の置き方

第 3 節 齒形曲線の種類

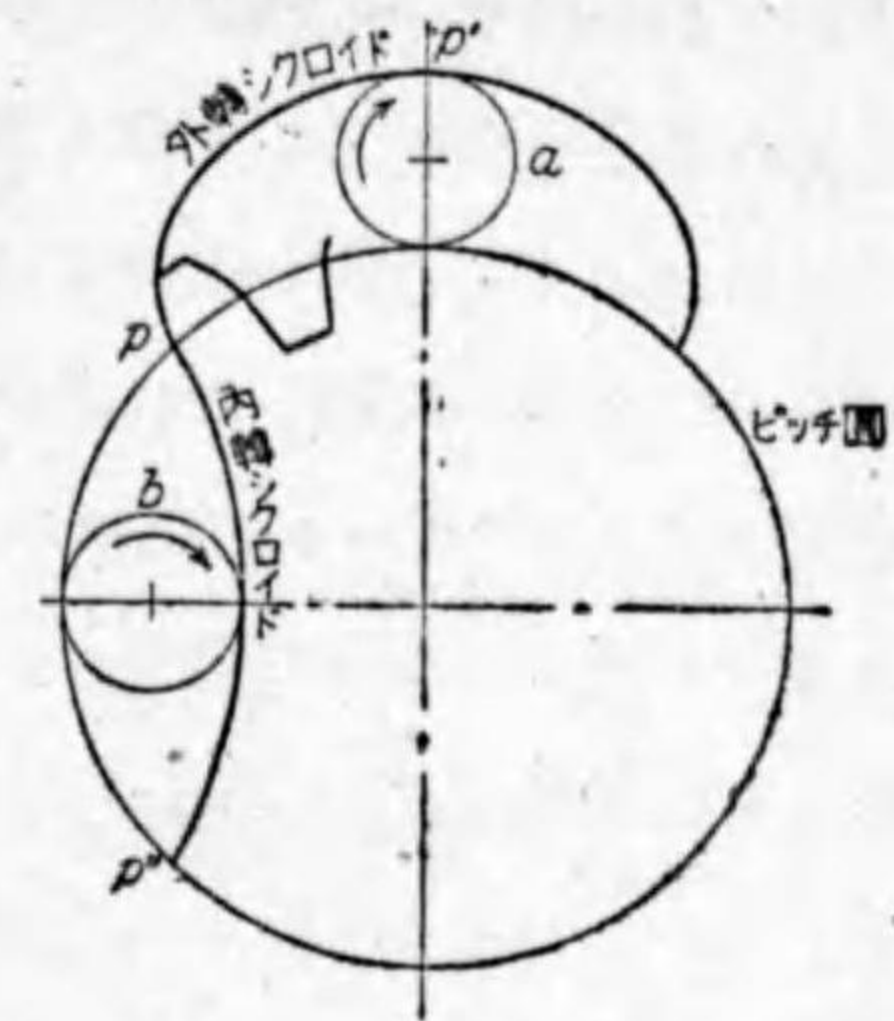
一定の速比で傳動を行ふ一對の齒車に於てピッチ線のころがり接觸をなすと同様の運動を傳ふるためには齒は嚙合つてゐる限り何れの位置に於ても接觸點を通る兩齒形の共通垂線が常にその瞬間のピッチ點を通るやうになつてゐることが必要である。これが齒に對する機構學的要件であつて, この要件を満足し得る一般實用齒形としては種々提示されてゐるが, ピッチ圓の大きさと接觸線を與へて一對の齒形を定めるときにはなるべく接觸線の簡單であることが望ましい。普通用ひられる主なものはシクロイド及びインボリュートの 2 種である。

1. シクロイド式 第 345 圖に於てピッチ線の上下を  $a$  及び  $b$  なるころがり圓がころがり行くとすればその圓周上の一 點  $p$  は  $pp'$  及び  $pp''$  なる曲線を描く。この曲線を普通シクロイドと稱へる。



第 345 圖 普通シクロイド

第 346 圖の如くピッチ圓の外と内を  $a$  及び  $b$  なるころがり圓が矢の方向にそれぞれころがるとすれば, その圓周上の一 點  $p$  が畫く曲線  $pp'$  を外轉シクロイド,  $pp''$  を内轉シクロイドと稱へる。シクロイド式は一名複曲線式とも呼ばれる。  
いまピッチ圓の直徑を  $D$ , ころがり圓の直徑を  $d$  とし, 兩圓の關係によりシクロイドの變り方を示せば次の如くなる。



第 346 圖 外轉及び内轉シクロイド

	各圓の關係	外 接	内 接
I	$D = \infty$	普通シクロイド	普通シクロイド
II	$d = D/2$	外轉シクロイド	直 線
III	$d = D$	Cardioid	點
IV	$d > D$	外轉シクロイド	Pericycloid
V	$d = \infty$	インボリュート	インボリュート

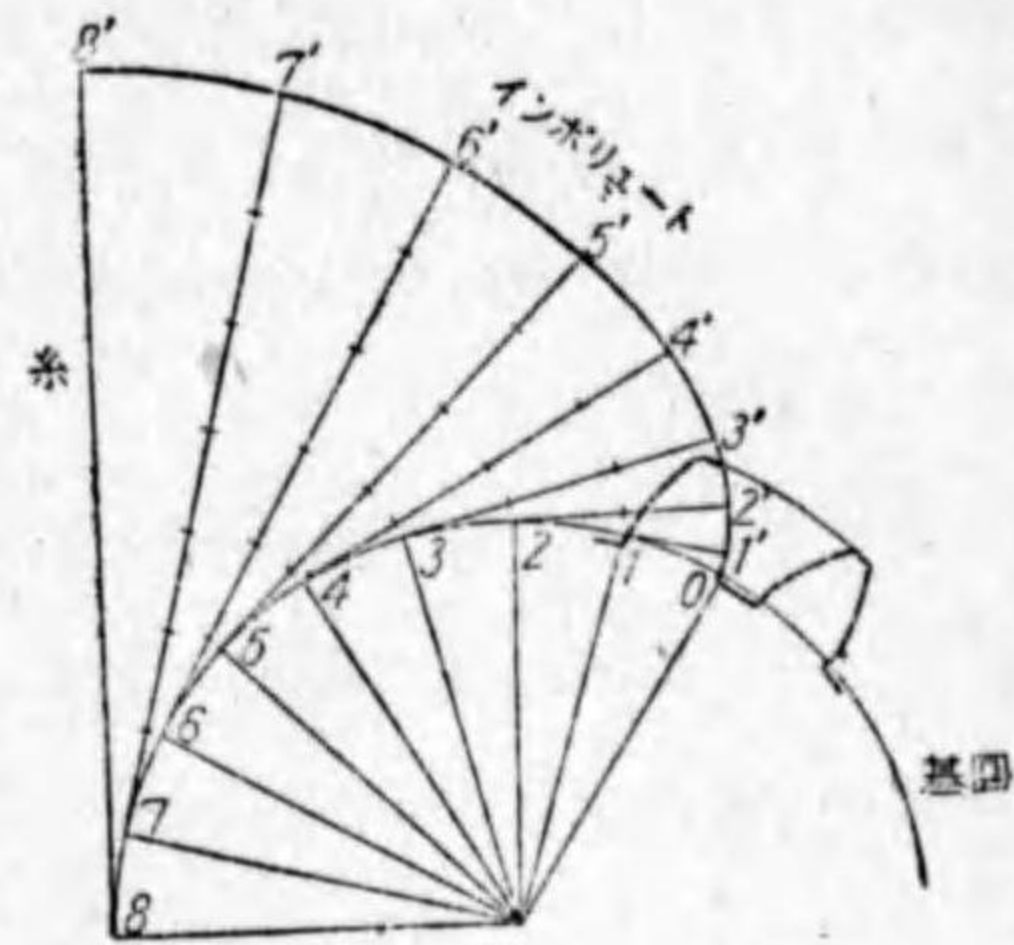
IV の内接の場合は  $d = D$  なる圓が外接ころがりなす場合と全然同一である。

平齒車の特種型であるピン齒車は III の内接の場合を應用したものである。ころがり圓の大きさに就ては機構學上何等制限はないが, 實用齒形としては二つの制限がある。第 1 の制限は齒の強さの關係上 II の場合の  $d$  が  $D/2$  よりも大きくならぬやうにする。もしこれより大ならば齒の根元は著しく薄くなる。第 2 の制限は 3 個以上の齒車が互換嚙合をなすためには總ての齒車のころがり圓の直徑が同一でなければならぬ。それ故大小不同の多くの齒車に於て第 1 の制限を加味して總てのころがり圓の直徑は最小車の直徑  $D$  の二分の一にするが普通なるも, この事は實際齒車の使用上不便なことである。



2. **インボリュート式** この式は一名單曲線式とも呼ばれ、ただ一つの曲線  
Single curve system  
を以て齒形を形成し現今最も廣く用ひられる。

前述の如くころがり圓の直徑が無限大となりその圓周が直線となればシクロイドの代りにインボリュートが出来る。即ちシクロイドの特別な場合に過ぎぬから一對の齒形は勿論接觸條件の目的に叶う。インボリュートは又第 347 圖の如く圓板に巻きつけた絲を引張りつゝ巻き戻すとき絲の端の畫く曲線で、この圓板を**基圓**といふ。この曲線の形状はたゞ基圓の大きにのみ關係し基圓以内には存在しない。



第 347 圖 インボリュートの畫法

インボリュート式はシクロイド式に比し、曲線が簡單で特にそのラックは理論的に直線齒形となりこれを原形とする齒切カッタを容易に正確に作り得ること及び總形カッタで切削する場合比較的少いカッタで足りる。齒車の中心距離に多少の融通性があり而も速比に變化は起らない等の利點を有してゐるから現今の齒車はインボリュート式が獨占的に採用され、シクロイド式は時計、計器等特殊の場合の他殆ど用ひられてゐない。本書に於ては主としてインボリュート式に就き述べることにする。

第 4 節 車の嚙合

第 348 圖に於て一對の嚙合齒車のピッチ圓  $A_1, A_2$  がピッチ點  $p$  に於て接する。いま矢の方向に回轉し嚙合が  $a$  點に於て始まり  $b$  點で終るものとする。 $a_1, a_2$  はそれぞれ齒の面上の點であり、且つピッチ圓上の點であるから回轉して  $p$  點に來たときには  $a_1$  と  $a_2$  とは一致しなければならぬ。それ故  $\overline{pa_1} = \overline{pa_2}$

である。これ等の圓弧を**近寄り弧**といふ。同様に嚙合が將に終らむとする場合には  $\overline{pb_1} = \overline{pb_2}$  にしてこれ等の圓弧を**遠退き弧**といひ、この兩者の和に等しき弧  $a_1pb_1, a_2pb_2$  を**接觸弧**と稱する。連續的に運動を傳へるためには少くとも一組の齒は嚙合つてゐる必要があり、從て

$$\text{接觸率 } \epsilon = \frac{\text{接觸弧}}{\text{圓ピッチ}} \geq 1$$

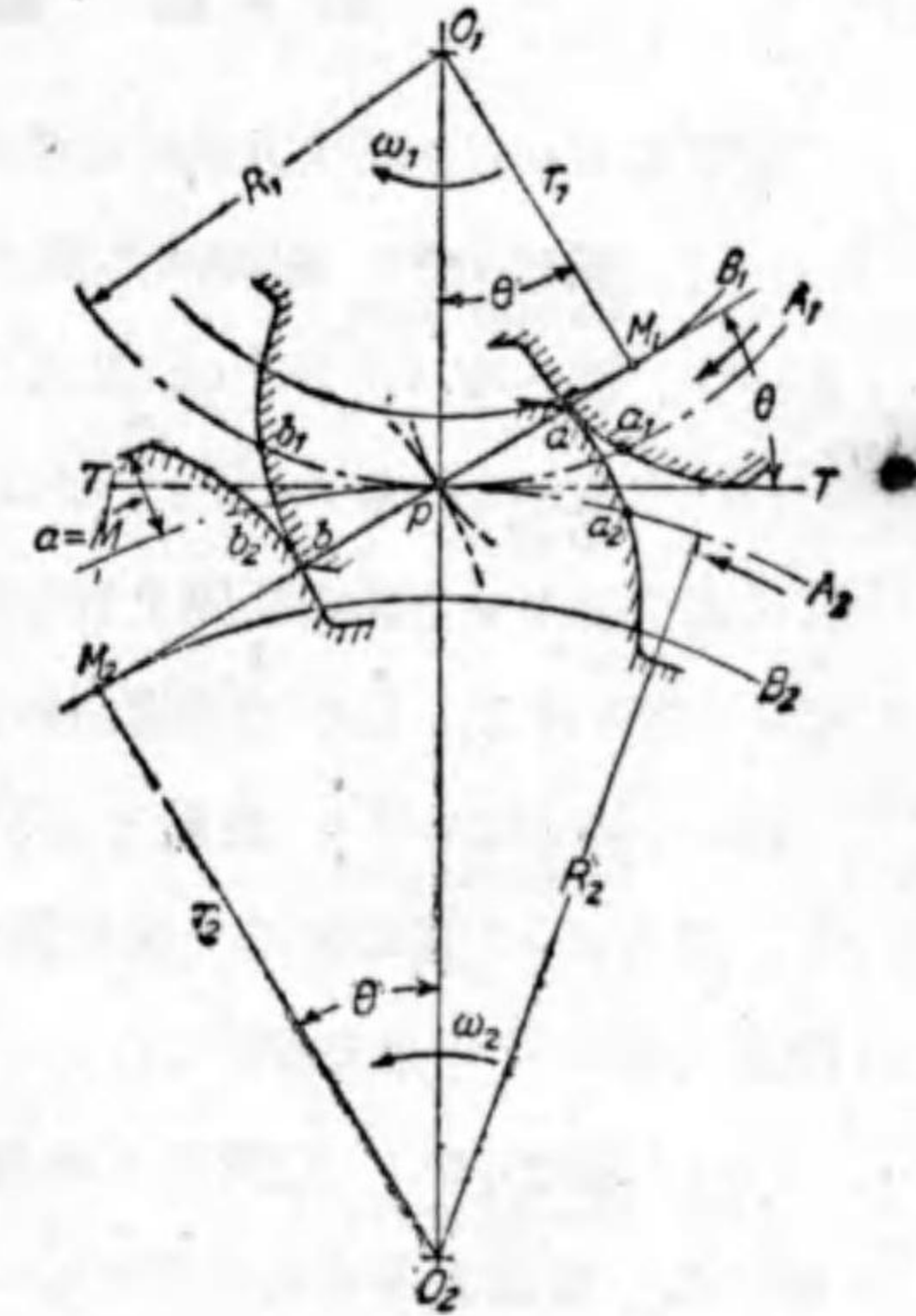
(普通 1.2~2) の關係が満足されねばならぬ。同時に嚙合齒の數が多い程多くの齒で力を受けるので安全で且つ振動及び騒音が減少する。

前述の如く齒車の嚙合は何れの位置に於ても兩齒車軸の角速比を一定に保つやうにする。このためには齒の接觸點  $a$  に於る齒面への垂直線は常に兩ピッチ圓の接點  $p$  を通るやうにする。

然るときは兩齒車の  $ap$  方向の線速度は  $r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$  にして三角形  $O_1M_1p$  及び  $O_2M_2p$  の相似關係から  $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{O_1p}{O_2p} = \frac{R_1}{R_2} = \text{一定}$  となる。

インボリュート齒車に於ては**接觸點の軌跡**即ち接觸線は  $\overline{apb}$  にして、この直線の延長  $M_1M_2$  に接する圓  $B_1, B_2$  は基圓にして  $B_1$  に巻かれた絲が  $B_2$  に巻きとられると考へるとき、傾斜直線  $M_1M_2$  上の一 $p$  の畫くインボリュートはそれぞれの齒車の齒形となる。

直線  $M_1M_2$  は齒の壓力の作用する方向でこれを**壓力線**ともいひ、二つのピッチ圓に共通なる切線  $TT$  となす角  $\theta$  を**壓力角**と稱へ、一定の回轉モーメントを傳へるにはなるべく小さい程軸間及び齒間の壓力が小さく済む。普通  $14\frac{1}{2}^\circ$



第 348 圖 齒車の嚙合



にとり特に歯数の少いときには  $\phi \geq 20^\circ$  にする。

### 第 5 節 歯の各部の名稱及び割合

歯車のピッチを表す方法には次の 4 種がある。

(i) **圓ピッチ** (Circular pitch) : 相隣れる歯のピッチ圓上に於て相應する 2 點間の弧の長さをいひ、例へば CP 16 mm 又は CP 5/8" の如く稱へる。

(ii) **モジュール** (Module) : ピッチ圓の直径 (mm) を歯数で除したもので即ち歯 1 枚に對するピッチ圓の直径を表したもので例へばモジュール 5, M 5 又は  $5\pi$  ピッチ等と呼ぶ。日本標準規格には第 327 號に規定されてある。

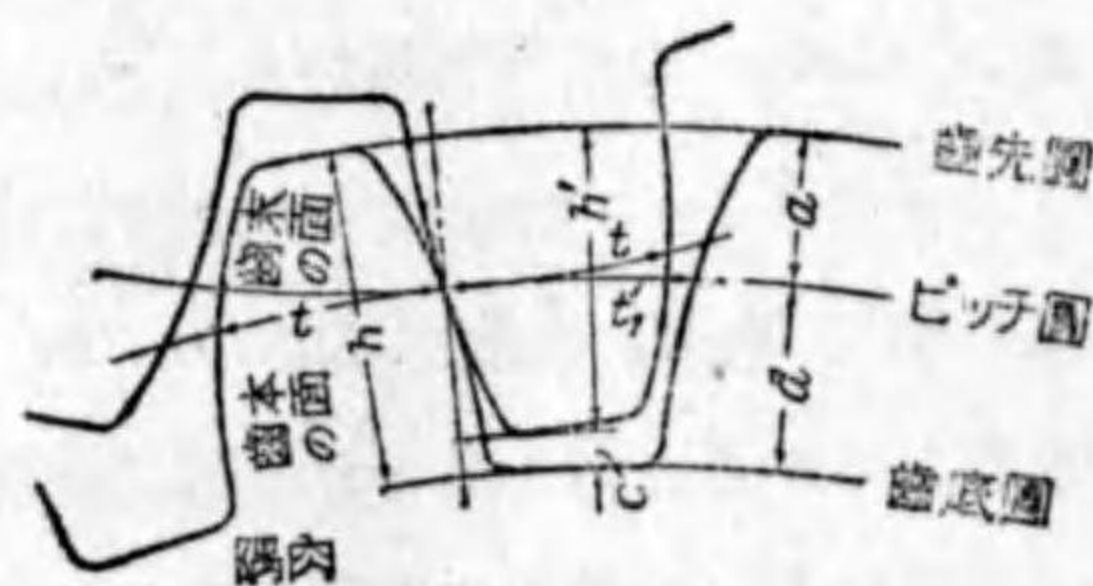
(iii) **直径ピッチ** (Diametral pitch) : 歯数をピッチ圓の直径 (吋) で除したもので無名數である。即ちピッチ圓の直径 1 吋に對する歯数を表したもので、例へば DP 4 又は便宜上單に 4P と略稱する。

(iv) **弦ピッチ** (Chordal pitch) : 相隣れる歯のピッチ圓上に於て相應する 2 點間の弦の長さをいふ。普通歯車の歯を表すには殆ど使用せられないが鎖歯車のピッチをいひ表すに用ひる。

1. 標準齒形 第 349 圖に於て齒部に對しては

$t$  = 齒の厚  
Thickness of tooth  
 $t_1$  = 齒の空き  
Tooth space  
 $t_1 - t$  = 背隙  
Back lash  
齒先圓  
Addendum circle  
齒底圓  
Root circle  
 $a$  = 齒末の丈  
Addendum  
 $d$  = 齒本の丈  
Dedendum

$h$  = 齒の高  
Height of tooth  
 $c$  = 頂隙  
Radial clearance  
 $h'$  = 接觸の高  
Working depth  
齒末の面  
Face  
齒本の面  
Flank  
齒の幅  
Width of face



第 349 圖 齒の各部名稱

の名稱が附られてある。鑄放しの齒形に於ては通常次の割合による。

$$t = 0.48 P_c, \quad t_1 = 0.52 P_c, \quad a = 0.3 P_c, \quad d = 0.4 P_c, \quad h = 0.7 P_c$$

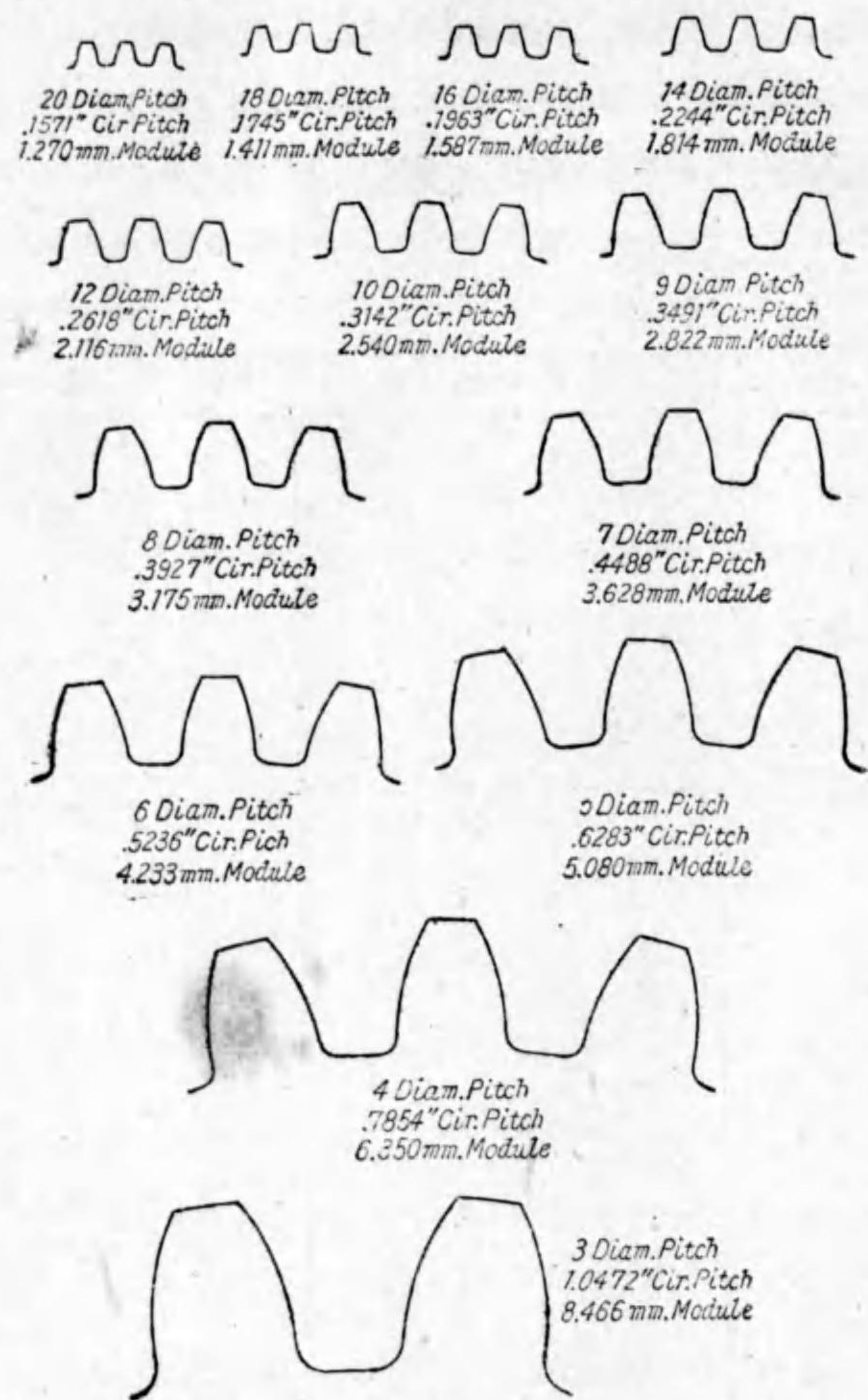
背隙は齒形、ピッチの不揃へ等に備へるのみでなく、齒面の潤滑を完全ならしめるためにも必要にして、普通切削齒でも少くとも圓ピッチの凡そ 1% を與へる。精密齒車に於ても齒面に油膜の構成を妨げない程度の背隙を必要とする。

切削齒の標準形として廣く用ひられてゐるものは壓力角  $14\frac{1}{2}^\circ$  のインボリュート齒形である。この他壓力角  $20^\circ$  の低齒 (Stub tooth) を近時かなり多く用ひるやうになつた。次に米國ブラウンシャープ社の定めた  $14\frac{1}{2}^\circ$  標準平齒車の齒形割合を示す。

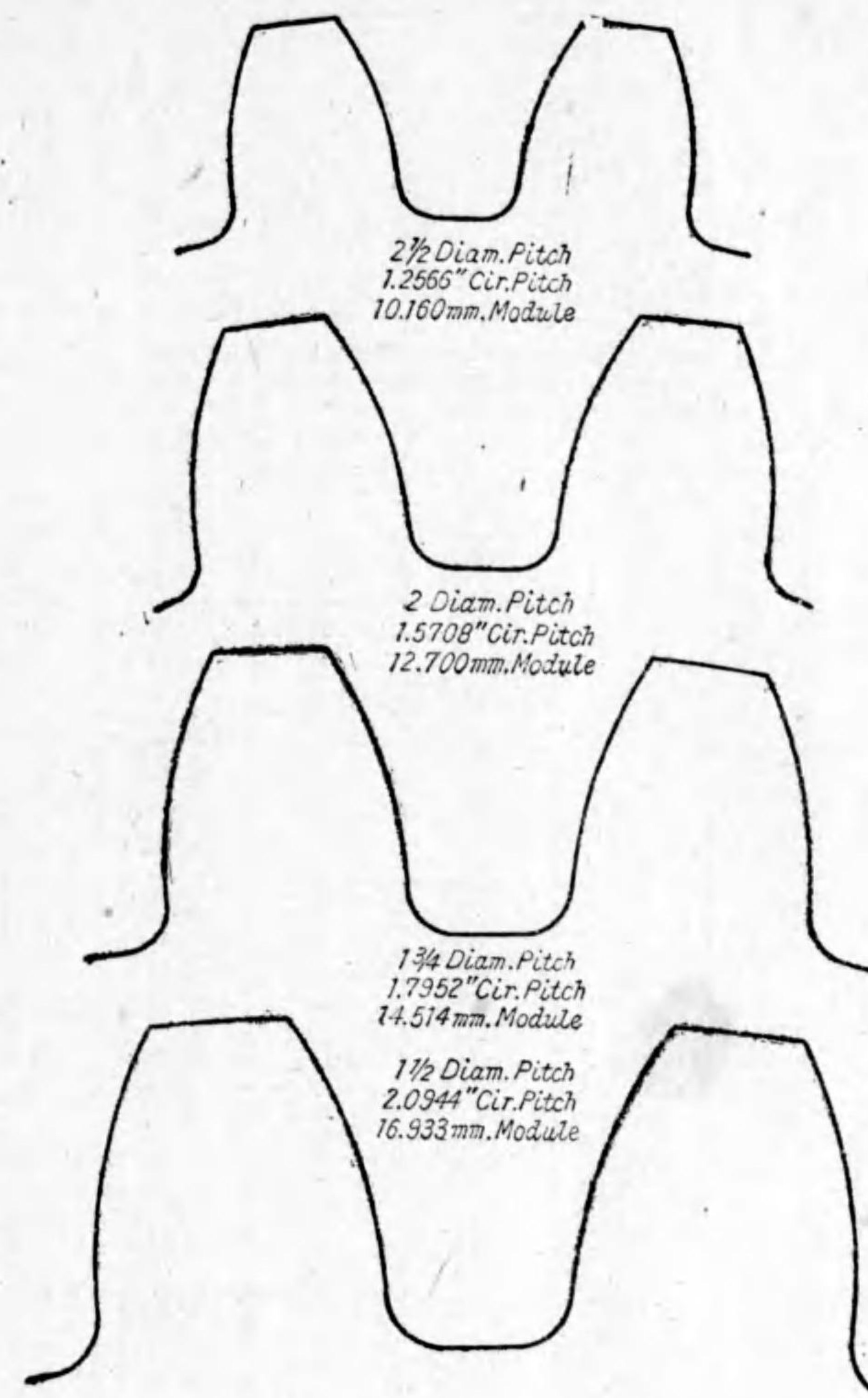
各部の名稱	メートル式 (mm)	英 式 (吋)
モジュール $M$ 直径ピッチ $P$	$M = \frac{P_c}{\pi} = \frac{D}{N} = \frac{D_0}{N+2} = \frac{25.4}{P}$	$P = \frac{\pi}{P_c} = \frac{N}{D} = \frac{N+2}{D_0}$
圓ピッチ $P_c$	$P_c = M \cdot \pi = \frac{\pi \cdot D}{N} = \frac{\pi \cdot D_0}{N+2}$	$P_c = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi \cdot D}{N}$
ピッチ圓直径 $D$	$D = M \cdot N = \frac{P_c \cdot N}{\pi} = \frac{D_0 \cdot N}{N+2}$	$D = \frac{N}{P} = \frac{P_c \cdot N}{\pi}$
外 径 $D_0$	$D_0 = (N+2)M = D + 2M$	$D_0 = \frac{N+2}{P} = D + \frac{2}{P}$
齒底圓直径 $D_r$	$D_r = (N - 2.31416)M = D - 2.31416 M$	$D_r = \frac{N - 2.31416}{P} = D - \frac{2.31416}{P}$
齒 数 $N$	$N = \frac{D}{M} = \frac{D_0}{M} - 2$	$N = D \cdot P = D_0 \cdot P - 2$
齒 の 厚 $t$	$t = \frac{M \cdot \pi}{2} = \frac{P_c}{2} = 1.5708 M$	$t = \frac{\pi}{2P} = \frac{P_c}{2} = \frac{1.5708}{P}$
齒末の丈 $a$	$a = M = 0.3183 P_c$	$a = \frac{1}{P} = 0.3183 P_c$
齒本の丈 $d$	$d = a + c = 1.15708 M$	$d = a + c = \frac{1.15708}{P} = 0.3683 P_c$
齒 の 高 $h$	$h = a + d = 2.15708 M$	$h = a + d = \frac{2.15708}{P} = 0.6866 P_c$
接觸の高 $h'$	$h' = 2a = 2M$	$h' = 2a = \frac{2}{P}$
頂 隙 $c$	$c = 0.15708 M = \frac{t}{10}$	$c = \frac{0.15708}{P} = \frac{t}{10}$



第 350 圖は直徑ピッチ基準の標準齒の實形を示す。カッタの種類を少くするため普通は第 37, 38 表のモジュール及び第 39, 40 表の直徑ピッチを用ふ。



第 350 圖 (1) 直徑ピッチ基準, 標準齒の實形



第 350 圖 (2) 直徑ピッチ基準, 標準齒の實形



第 37 表 モジュール及びこれに相当する直径ピッチ

モジュール	相当直径ピッチ	モジュール	相当直径ピッチ	モジュール	相当直径ピッチ	モジュール	相当直径ピッチ
.5	50,800	2.25	11,288	5.0	5,080	11	2,309
.75	33,867	2.5	10,160	5.5	4,618	12	2,117
1.0	25,400	2.75	9,236	6.0	4,233	14	1,814
1.25	20,320	3.0	8,466	7.0	3,628	16	1,587
1.5	16,933	3.5	7,257	8.0	3,175	18	1,411
1.75	14,514	4.0	6,350	9.0	2,822	20	1,270
2.0	12,700	4.5	5,644	10.0	2,540	24	1,058

第 38 表 モジュールを基準としたる歯の寸法 (単位 mm)

モジュール $M$	円ピッチ $P_c = M \cdot \pi$	歯の厚 $t$	歯末の丈 $a$	接觸の高 $h' = 2a$	歯本の丈 $d = a + c$	歯の高 $h = 2a + c$
0.2	0.6283	0.3142	0.20	0.4	0.2314	0.4314
0.25	0.7854	0.3927	0.25	0.5	0.2893	0.5393
0.3	0.9425	0.4712	0.30	0.6	0.3471	0.6471
0.4	1.2566	0.6283	0.40	0.8	0.4628	0.8628
0.5	1.5708	0.7854	0.50	1.0	0.5785	1.0785
0.75	2.3562	1.1781	0.75	1.5	0.8678	1.6178
1	3.1416	1.5708	1.00	2.0	1.1571	2.1571
1.25	3.9270	1.9635	1.25	2.5	1.4464	2.6964
1.5	4.7124	2.3562	1.50	3.0	1.7356	3.2356
1.75	5.4978	2.7489	1.75	3.5	2.0249	3.7749
2	6.2832	3.1416	2.00	4.0	2.3142	4.3142
2.25	7.0686	3.5343	2.25	4.5	2.6034	4.8534
2.5	7.8540	3.9270	2.50	5.0	2.8927	5.3927
2.75	8.6394	4.3197	2.75	5.5	3.1820	5.9320
3	9.4248	4.7124	3.00	6.0	3.4712	6.4712
3.25	10.2102	5.1051	3.25	6.5	3.7605	7.0105
3.5	10.9956	5.4978	3.50	7.0	4.0498	7.5498
3.75	11.7810	5.8905	3.75	7.5	4.3392	8.0891
4	12.5664	6.2832	4.00	8.0	4.6283	8.6283
4.5	14.1372	7.0686	4.50	9.0	5.2069	9.7069
5	15.7080	7.8540	5.00	10.0	5.7854	10.7854
5.5	17.2788	8.6394	5.50	11.0	6.3639	11.8639
6	18.8496	9.4248	6.00	12.0	6.9425	12.9425
7	21.9911	10.9956	7.00	14.0	8.0996	15.0996
8	25.1327	12.5664	8.00	16.0	9.2566	17.2566
9	28.2743	14.1372	9.00	18.0	10.4137	19.4137
10	31.4159	15.7080	10.00	20.0	11.5708	21.5708
11	34.5575	17.2788	11.00	22.0	12.7279	23.7279
12	37.6991	18.8496	12.00	24.0	13.8850	25.8850
13	40.8407	20.4204	13.00	26.0	15.0420	28.0420
14	43.9823	21.9911	14.00	28.0	16.1991	30.1991
15	47.1239	23.5619	15.00	30.0	17.3562	32.3562
16	50.2655	25.1327	16.00	32.0	18.5133	34.5133
18	56.5487	28.2743	18.00	36.0	20.8274	38.8274
20	62.8319	31.4159	20.00	40.0	23.1416	43.1416
25	78.5398	39.2699	25.00	50.0	28.9270	53.9270

第 39 表 直径ピッチを基準としたる歯の寸法 (単位 mm)

直径ピッチ $P$	円ピッチ $P_c$	歯の厚 $t$	歯末の丈 $a$	接觸の高 $h' = 2a$	歯本の丈 $d = a + c$	歯の高 $h = 2a + c$
$\frac{1}{2}$	159,593	79,797	50,800	101,600	53,781	109,581
$\frac{3}{4}$	106,396	53,198	33,867	67,733	39,187	73,054
1	79,797	39,898	25,400	50,800	29,390	54,790
$1\frac{1}{4}$	63,837	31,919	20,320	40,640	23,512	43,832
$1\frac{1}{2}$	53,198	26,599	16,933	33,867	19,594	36,527
$1\frac{3}{4}$	45,598	22,799	14,514	29,029	16,794	31,809
2	39,898	19,949	12,700	25,400	14,695	27,395
$2\frac{1}{4}$	35,465	17,733	11,289	22,578	13,062	24,351
$2\frac{1}{2}$	31,919	15,959	10,160	20,320	11,756	21,916
$2\frac{3}{4}$	29,017	14,509	9,236	18,473	10,687	19,924
3	26,599	13,299	8,467	16,933	9,797	18,263
$3\frac{1}{2}$	22,799	11,400	7,257	14,514	8,397	15,654
4	19,949	9,975	6,350	12,700	7,343	13,698
5	15,959	7,980	5,080	10,160	5,878	10,958
6	13,299	6,650	4,233	8,467	4,898	9,132
7	11,400	5,700	3,629	7,257	4,199	7,827
8	9,975	4,987	3,175	6,350	3,674	6,849
9	8,836	4,433	2,822	5,644	3,266	6,038
10	7,980	3,990	2,540	5,080	2,939	5,479
11	7,254	3,627	2,300	4,618	2,672	4,981
12	6,650	3,325	2,117	4,233	2,449	4,566
13	6,138	3,069	1,954	3,908	2,261	4,215
14	5,700	2,850	1,814	3,629	2,099	3,914
15	5,320	2,660	1,693	3,387	1,959	3,653
16	4,987	2,494	1,588	3,175	1,837	3,424
17	4,694	2,347	1,494	2,988	1,729	3,223
18	4,433	2,217	1,411	2,822	1,633	3,044
19	4,200	2,100	1,337	2,674	1,547	2,884
20	3,990	1,995	1,270	2,540	1,470	2,740
22	3,627	1,814	1,155	2,309	1,336	2,490
24	3,325	1,662	1,058	2,117	1,225	2,283
26	3,069	1,535	.977	1,954	1,130	2,107
28	2,850	1,425	.907	1,814	1,050	1,956
30	2,660	1,330	.847	1,693	.980	1,826
32	2,494	1,247	.794	1,588	.918	1,712
34	2,347	1,173	.747	1,494	.864	1,611
36	2,217	1,108	.706	1,411	.816	1,522
38	2,100	1,050	.668	1,337	.773	1,442
40	1,995	.998	.635	1,270	.735	1,369
42	1,900	.950	.605	1,210	.700	1,305
44	1,814	.907	.577	1,155	.668	1,245
46	1,735	.867	.552	1,104	.639	1,191
48	1,662	.831	.529	1,058	.612	1,141
50	1,596	.798	.508	1,016	.583	1,096



第 40 表 直径ピッチを基準としたる歯の寸法 (単位吋)

直径ピッチ $P$	間ピッチ $P_c = \pi/P$	歯の厚 $t$	歯末の寸 $a = 1/P$	接歯の高 $h' = 2a$	歯本の寸 $d = a + c$	歯の高 $h = 2a + c$
1/2	6.2832	3.1416	2.0000	4.0000	2.3142	4.3142
3/4	4.1888	2.0944	1.3333	2.6666	1.5428	2.8761
1	3.1416	1.5708	1.0000	2.0000	1.1571	2.1571
1 1/4	2.5133	1.2566	0.8000	1.6000	0.9257	1.7257
1 1/2	2.0944	1.0472	0.6666	1.3333	0.7714	1.4381
1 3/4	1.7952	0.8976	0.5714	1.1429	0.6612	1.2326
2	1.5708	0.7854	0.5000	1.0000	0.5785	1.0789
2 1/4	1.3963	0.6981	0.4444	0.8888	0.5143	0.9587
2 1/2	1.2566	0.6283	0.4000	0.8000	0.4628	0.8628
2 3/4	1.1424	0.5712	0.3636	0.7273	0.4208	0.7844
3	1.0472	0.5236	0.3333	0.6666	0.3857	0.7190
3 1/2	0.8976	0.4488	0.2857	0.5714	0.3306	0.6163
4	0.7854	0.3927	0.2500	0.5000	0.2893	0.5393
4 1/2	0.6981	0.3491	0.2222	0.4444	0.2571	0.4793
5	0.6283	0.3142	0.2000	0.4000	0.2314	0.4314
5 1/2	0.5712	0.2856	0.1818	0.3636	0.2104	0.3922
6	0.5236	0.2618	0.1666	0.3333	0.1928	0.3595
7	0.4488	0.2244	0.1429	0.2852	0.1653	0.3081
8	0.3927	0.1963	0.1250	0.2500	0.1446	0.2696
9	0.3491	0.1745	0.1111	0.2222	0.1286	0.2397
10	0.3142	0.1571	0.1000	0.2000	0.1157	0.2157
11	0.2856	0.1428	0.0909	0.1818	0.1052	0.1961
12	0.2618	0.1309	0.0833	0.1666	0.0964	0.1798
13	0.2417	0.1208	0.0769	0.1538	0.0890	0.1659
14	0.2244	0.1122	0.0714	0.1429	0.0826	0.1541
15	0.2094	0.1047	0.0666	0.1333	0.0771	0.1438
16	0.1963	0.0982	0.0625	0.1250	0.0723	0.1348
17	0.1848	0.0924	0.0588	0.1176	0.0681	0.1269
18	0.1745	0.0893	0.0555	0.1111	0.0643	0.1198
19	0.1653	0.0827	0.0526	0.1053	0.0609	0.1135
20	0.1571	0.0785	0.0500	0.1000	0.0579	0.1079
22	0.1428	0.0714	0.0455	0.0909	0.0526	0.0980
24	0.1309	0.0654	0.0417	0.0833	0.0482	0.0898
26	0.1208	0.0604	0.0385	0.0769	0.0445	0.0829
28	0.1122	0.0561	0.0357	0.0714	0.0413	0.0770
30	0.1047	0.0524	0.0333	0.0666	0.0386	0.0719
32	0.0982	0.0491	0.0312	0.0625	0.0362	0.0674
34	0.0924	0.0462	0.0294	0.0585	0.0340	0.0634
36	0.0873	0.0436	0.0278	0.0555	0.0321	0.0599
38	0.0827	0.0413	0.0263	0.0526	0.0304	0.0568
40	0.0785	0.0393	0.0250	0.0500	0.0289	0.0539
42	0.0748	0.0374	0.0238	0.0476	0.0275	0.0514
44	0.0714	0.0357	0.0227	0.0455	0.0263	0.0490
46	0.0683	0.0341	0.0217	0.0435	0.0252	0.0469
48	0.0654	0.0327	0.0208	0.0417	0.0241	0.0449
50	0.0628	0.0314	0.0200	0.0400	0.0231	0.0431
56	0.0561	0.0280	0.0178	0.0357	0.0207	0.0385
60	0.0524	0.0262	0.0166	0.0333	0.0193	0.0360

上述の標準歯形は我國に於て殆ど獨占的に用ひられる。インボリュート歯切カッタは嚴密に言へば各モジュール、直径ピッチに於ては齒數の異なる毎に齒形曲線も異なるから數多くカッタの準備をすべきであるが便宜上齒數 12 枚からラックに到るまで 8 種に分け各區分毎に 1 個のカッタで間に合はす。即ち

- No. 1.....135 よりラックまで
- No. 2.....55 より 134 まで
- No. 3.....35 より 54 まで
- No. 4.....26 より 34 まで
- No. 5.....21 より 25 まで
- No. 6.....17 より 20 まで
- No. 7.....14 より 16 まで
- No. 8.....12 より 13 まで

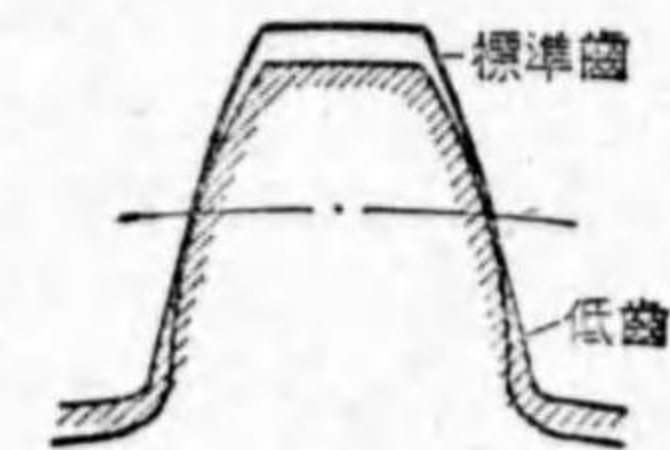
これ等のカッタはその番號の受持つ齒數の中、最少齒數に合せて作り齒先を瘦せしめて嚙合の干渉を除くやうにしてある。従て大切な齒形を切削する場合には各番號の間に 7 個の半番號を設けてある。

- No. 1 1/2.....80 より 134 まで
- No. 2 1/2.....42 より 54 まで
- No. 3 1/2.....30 より 34 まで
- No. 4 1/2.....23 より 25 まで
- No. 5 1/2.....19 より 20 まで
- No. 6 1/2.....15 より 16 まで
- No. 7 1/2.....13

シクロイド齒形は齒數に應じて曲線の變化することはインボリュートの場合よりも甚しいから各モジュール又は直径ピッチに就ては 24 個のカッタがあり、最小齒數 12 枚より順次に ABC 等の番號を附し區分してある。

2. 低齒 自動車の變速装置等の如く衝撃を受ける部分には特に強度の大きい齒車が必要である。かやうな場合に低齒が用ひられる。

低齒の齒形は前述のやうに壓力角 20° で、齒の高さが、標準齒に比して一般に低い(第 351 圖)。齒末の寸によつて種別されるからその種類は多いが、一般に用ひられてゐるものには次の 3 種がある。



標準齒と低齒との比較

第 351 圖



(i) 標準低歯 米國標準低歯として American Gear Mfrs. Assn. (A. G. M. A.) の制定したもので、標準齒形と異なる點は齒の高さのみで次の算式による。式中  $M$  はモジュール、 $P$  は直径ピッチを表す。

$$a = 0.8 M = \frac{0.8}{P} \times 25.4$$

$$d = a + c = M = \frac{25.4}{P}$$

$$c = 0.2 M = \frac{0.2}{P} \times 25.4$$

$$h = 1.8 M = \frac{1.8}{P} \times 25.4$$

$$D = M \cdot N = \frac{N}{P} \times 25.4$$

$$D_0 = (N + 1.6) M = \frac{(N + 1.6)}{P} \times 25.4$$

$$D_r = (N - 2) M = \frac{(N - 2)}{P} \times 25.4$$

この齒形のアンダカットされる限界齒数は 13 枚で、ラック型カッタ又はホブで切削する場合である。

(ii) ナットル低歯 Nuttall Gear Co. の C. H. Logue によつて定められたもので一名ローグ式とも稱せられる。

$$a = 0.25 P_c = 0.7854 M$$

$$d = a + c = 0.30 P_c = 0.94248 M$$

$$c = 0.05 P_c = 0.15708 M$$

$$h = 0.55 P_c = 1.72783 M$$

$$h' = 0.5 P_c = 1.5708 M$$

$$D = \frac{N \cdot P_c}{\pi} = M \cdot N$$

$$D_0 = D + 0.5 P_c = (N + 1.5708) M$$

$$D_r = D - 0.6 P_c = (N - 1.88493) M$$

アンダカットの起る限界齒数は前項と同様 13 枚である。

(iii) フェローズ低歯 米國 Fellows Gear Shaper Co. で創始されたもので、フェローズ低歯ビニオン型カッタで切削する場合にのみ用ひられる。ピッチは分數の形で表はし分子はピッチ、分母は齒の高さを表す。例へばモジュール  $3/6$  はモジュール 8 のピッチで、モジュール 6 に相當する齒の高さを有することを示す。直径ピッチにも同様の表し方を採用する。例へば  $5/7 P$  の如くである。これ等を算式で示すと

$M_1$  = 齒の厚を表すモジュール (分子)

$M_2$  = 齒の高さを表すモジュール (分母)

公稱モジュール =  $\frac{M_1}{M_2}$  とすれば

$$P_c = M_1 \cdot \pi, a = M_2, d = 1.25 M_2, c = 0.25 M_2$$

$$h = 2.25 M_2, D = M_1 \cdot N, D_0 = D + 2 M_2 \text{ となる。}$$

次に (吋單位)

$P_1$  = 分子直径ピッチ

$P_2$  = 分母直径ピッチとすれば

$$a = \frac{1}{P_2}, d = a + c = \frac{1.25}{P_2}, c = \frac{0.25}{P_2}$$

$$h = \frac{2.25}{P_2}, D = \frac{N}{P_1}, D_0 = D + \frac{2}{P_2}$$

となり、この齒形のアンダカットされる限界齒数はビニオン型カッタの直径により異なる。尙この他高齒と稱へ、齒形割合は標準齒形と全く同様でたゞ壓力角のみ  $20^\circ$  となつたものもある。

### 第 6 節 齒の干渉及びアンダカットによる限界齒數

インポリュート齒形の曲線は基圓よりも内部には存在しないから、第 348 圖に於て述べたやうに傾斜直線  $M_1 M_2$  が基圓に接する點  $M_1$  及び  $M_2$  よりも先きの方で齒先圓が傾斜直線と交らないやうにする。若し然らざるときは兩齒車

の齒末の面と齒本の面

との間に干渉が起り齒

車は回轉し得ない。極

限の場合に於て齒先圓

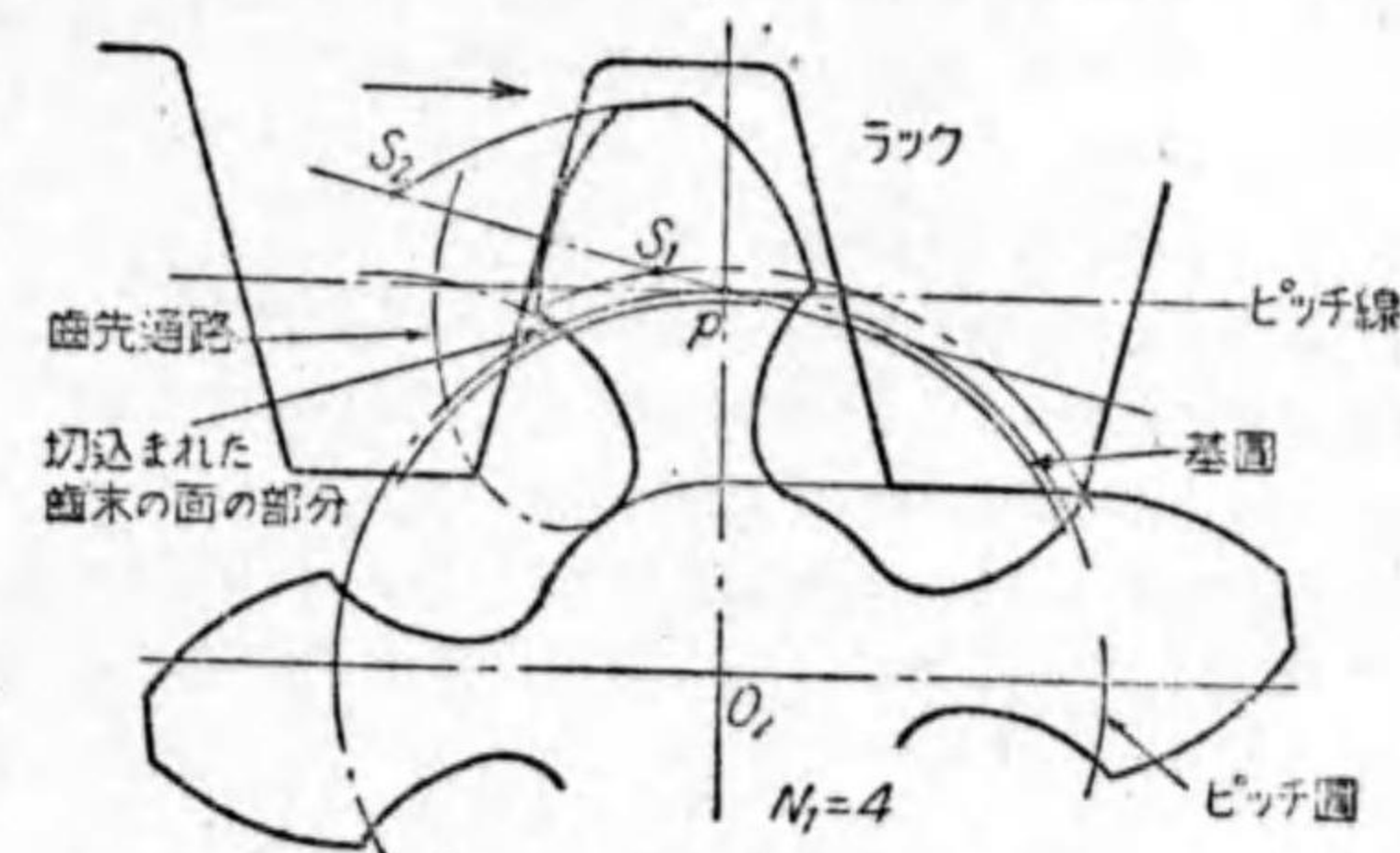
は基圓と傾斜直線との

接點  $M_1$  及び  $M_2$  を通

る。これ等の點を干渉

點と稱する。干渉は齒

數の少い場合や齒數の



ラック齒との干渉を避けるため切込まれた齒



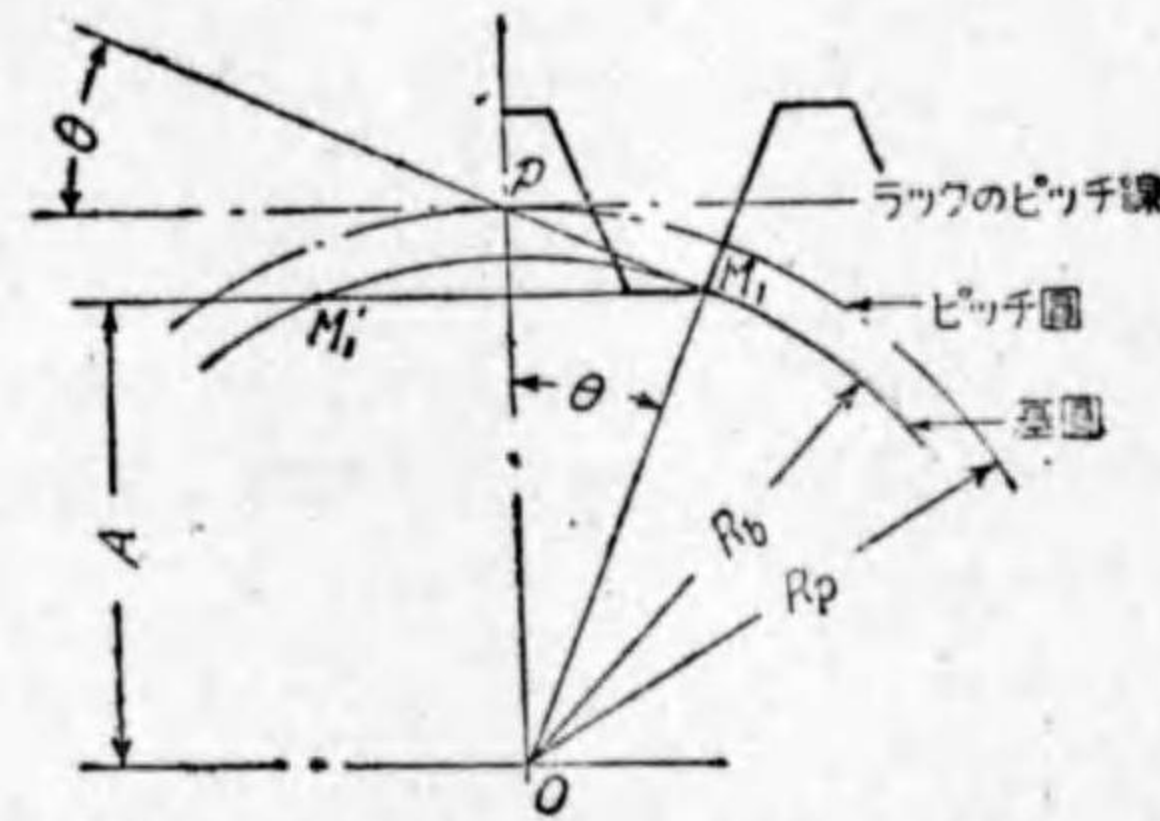
比が著しく異なる場合に起り易い。いま普通の割合に従ひ歯末の丈  $a = \text{モジュール}(M)$  とし、小車の歯本の面が干渉を起さない条件として次の関係が成立つ。

$$N_2 \leq \frac{N_1^2 \sin^2 \theta - 4}{4 - 2N_1 \sin^2 \theta} \dots\dots\dots (134)$$

但し  $N_1, N_2 = \text{小車, 大車の歯数}$

第 352 圖は歯先に丸味のないラックと歯数 4 枚を有する小歯車との嚙合に於て干渉により小歯車の歯本の面及び

歯末の面の一部に相手歯先の通路である外轉トロコイドに従ひ著しく削りとられた状態を示す。これをアンダカットといひ實際の接觸線は  $S_1S_2$  に減ずる。アンダカットをなくするには第 353 圖に於て壓力線が基圓に接する點即ち干渉點  $M_1$  を通りラック



第 353 圖 干渉を起さぬラック齒

ピッチ線に平行に  $M_1M_1'$  を引くと、これがアンダカットの限界線でラックの歯先はこの限界線を超えないやうにする。

いま  $A = \text{小歯車中心よりラック齒先に至るアンダカットされぬ最小距離}$   
 $R_p = \text{ピッチ圓の半径}, R_b = \text{基圓の半径}, \theta = \text{壓力角}$

とすれば

$$A = R_b \cos \theta = R_p \cos^2 \theta \text{ となる}$$

刃先の隅角に丸味を有するラック型カッタで切る場合は更にその丸味の高さ  $c$  だけ深く切り込むも齒形にアンダカットを生じないやうにする。

即ち  $A = R_p \cos^2 \theta - c$  となる。

次にラック型カッタで切削する場合のアンダカットの限界齒数を  $N$  とすれば

$$\left. \begin{aligned} N &= \frac{2a}{M(1 - \cos^2 \theta)} \\ a = M \text{ とすれば } N &= \frac{2}{\sin^2 \theta} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (135)$$

この式で求めた齒数の小数を繰り上げたものがアンダカットの起らぬ限界で、切り捨て

ものがアンダカットの起る限界齒数である。

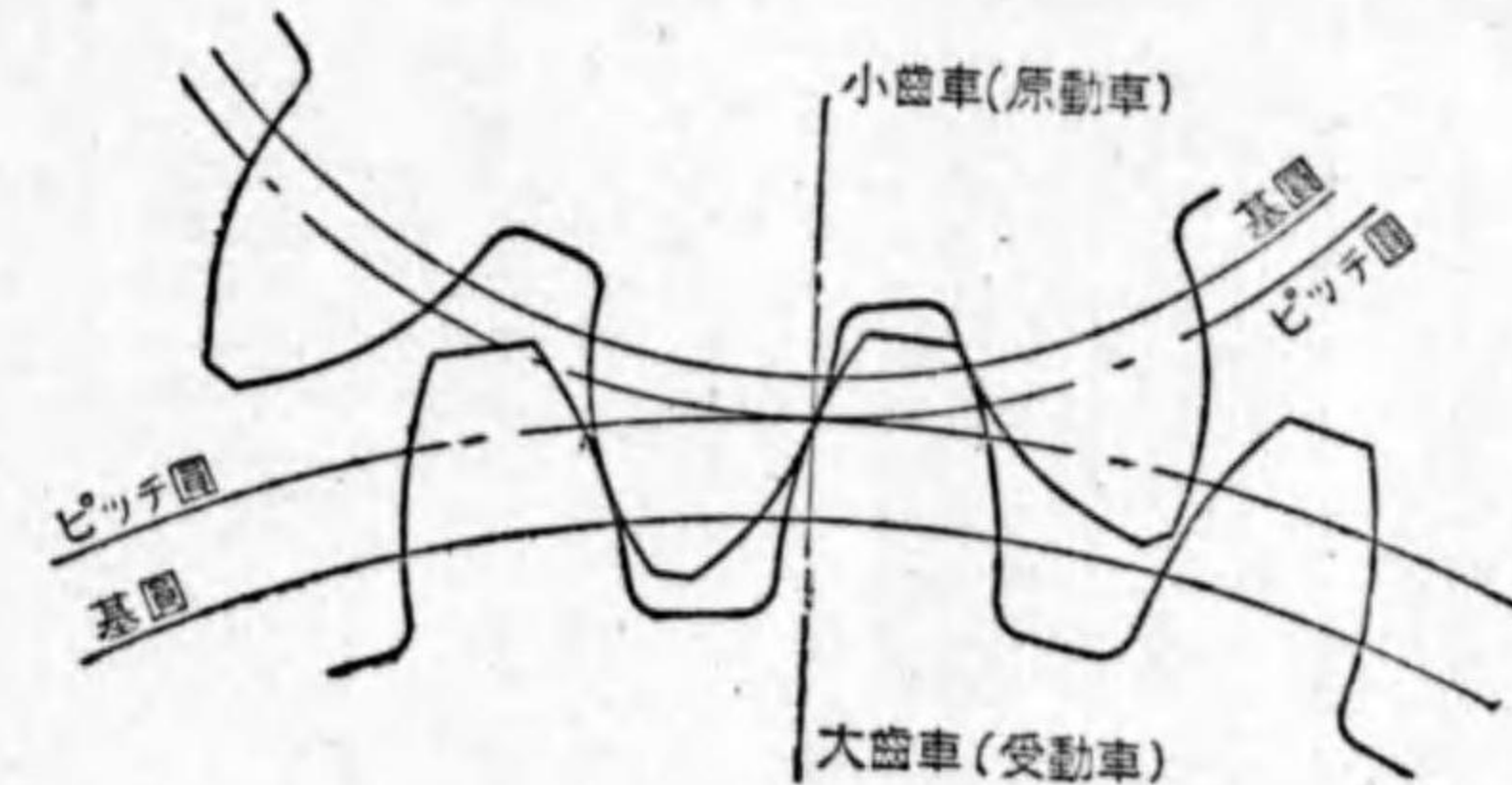
アンダカットを起す限界齒数は次の通りである。

齒末の丈	壓力角 $\theta$														
	14°	14½°	15°	16°	17°	17½°	18°	19°	20°	21°	22°	22½°	23°	25°	30°
$a = M$	34	31	29	26	23	22	20	18	17	15	14	13	13	11	8
$a = 0.8M$	27	25	23	21	18	17	16	15	13	12	11	10	10	8	6

### 第 7 節 不等アデンダム齒車

前述の如く小齒車の齒数減少するに従ひ齒本の面が瘦せる。これを防止するため第 354 圖の如く小齒車(原動車)の齒末の丈を普通標準齒より長くし、反對に相手齒車の齒末の丈を短くし、これによつてアンダカットを防ぎ近寄り弧が短くなり齒間の滑りの度を少くすることが出来る。かゝる齒車を不等アデンダム齒車又は跛齒末齒車といひ、兩車の中心距離、壓力角及び齒の高さに變りはないが齒の厚さは

小齒車では厚く、相手齒車では薄くなる。これ等の齒車による修正は嚙合一對の齒車にのみ限られ全く互換性を缺ぐ。この場合の齒形



第 354 圖 不等アデンダム齒車

は主に 20° 高齒が用ひられるが壓力角  $17\frac{1}{2}^\circ, 22\frac{1}{2}^\circ, 25^\circ$  等の場合にも屢使用される。

この種の齒車は近時廣く用ひられるがその壓力角及び修正量は組合せ齒数により異り一定の算式はない。一例として、Brown & Sharpe 社の規定を示す。



小歯車の歯末の丈は (接觸の高一ラックの歯末の丈), 小歯車の歯の厚 (圓ピッチラックの歯の厚) で,  $14\frac{1}{2}^\circ$  の壓力角の歯車は齒數 32 以下,  $20^\circ$  のものは 18 枚以下に限られ, 小歯車の方が常に原動側となる。任意のピッチに對しては第 41 表中の値をそのピッチで除せばよい。

例:  $D, P=5, N=14$  の小歯車の修正は次の如くなる (但し相手歯車はラック)。

$$D = \frac{N}{P} = \frac{14}{5} = 2.800''$$

$$a = h' - \text{Rack add.}$$

$$= \frac{2}{P} - \frac{0.4388}{P} = 0.3122''$$

$$D_0 = D + 2 \times 0.3122 = 3.424''$$

$$\text{齒の厚 } t = \frac{\pi}{P} - \frac{1.2805}{P} = \frac{3.1416}{5} - \frac{1.2805}{5} = 0.3722''$$

第 41 表 直徑ピッチ 1 に對するラック齒末の丈及び齒の厚 (吋)

14½° 壓力角			20° 壓力角			22½° 壓力角		
小齒車 の齒數	ラック 齒末の丈	ラック 齒厚	小齒車 の齒數	ラック 齒末の丈	ラック 齒厚	小齒車 の齒數	ラック 齒末の丈	ラック 齒厚
10	.3135	1.2157	10	.5849	1.2686	10	.7322	1.3490
11	.3448	1.2319	11	.6434	1.3112	11	.8055	1.4096
12	.3761	1.2481	12	.7019	1.3538	12	.8787	1.4703
13	.4075	1.2643	13	.7604	1.3964	13	.9519	1.5309
14	.4388	1.2805	14	.8189	1.4389			
15	.4702	1.2968	15	.8774	1.4815			
16	.5015	1.3130	16	.9358	1.5241			
17	.5329	1.3292	17	.9943	1.5667			
18	.5642	1.3454						
19	.5956	1.3616						
20	.6269	1.3778						
21	.6582	1.3940						
22	.6896	1.4102						
23	.7209	1.4265						
24	.7523	1.4427						
25	.7836	1.4589						
26	.8150	1.4751						
27	.8463	1.4913						
28	.8777	1.5075						
29	.9090	1.5237						
30	.9404	1.5399						
31	.9717	1.5561						

マージン歯車も全くこれと同理で Maag の意見では齒數の少ないときアンダ  
Maag gear

カットを起し, 嚙合に最も嫌惡される滑り作用を多くし, 摩耗多く圓滑な運動を妨げるは齒形に一定の標準あるためとし, マージン式では一切これを認めず, 一對の嚙合條件を基とし, ピッチ, 齒厚, 齒の高さ及び壓力角 ( $15^\circ \sim 25^\circ$ ) を自由に定める。これによつて強さを増し滑り作用を減じ磨滅を少くし, 嚙合は圓滑となる。カットはラック型であり, 焼入後の研磨仕上が十分に行はれ, 且つ研ぎ直しも容易であるから正確な齒形が得られ特に研磨盤にかけたものはその誤差は極少で, 精密測定器及び兵器等に使用せられる。マージン齒車の不利な點は, 互換性のなきこと, 壓力角を増加するので軸壓を増すこと, 工作に複雑な諸表を要することである。

### 第 8 節 齒形近似畫法

總形カッタはこれに正確な齒形曲線を與へることが大切である。これには數學的方法もあるが, それよりも圓弧を以て近似的に作る方が簡單で便利な外, 實際的にも反つて誤差の少ないものを得ら

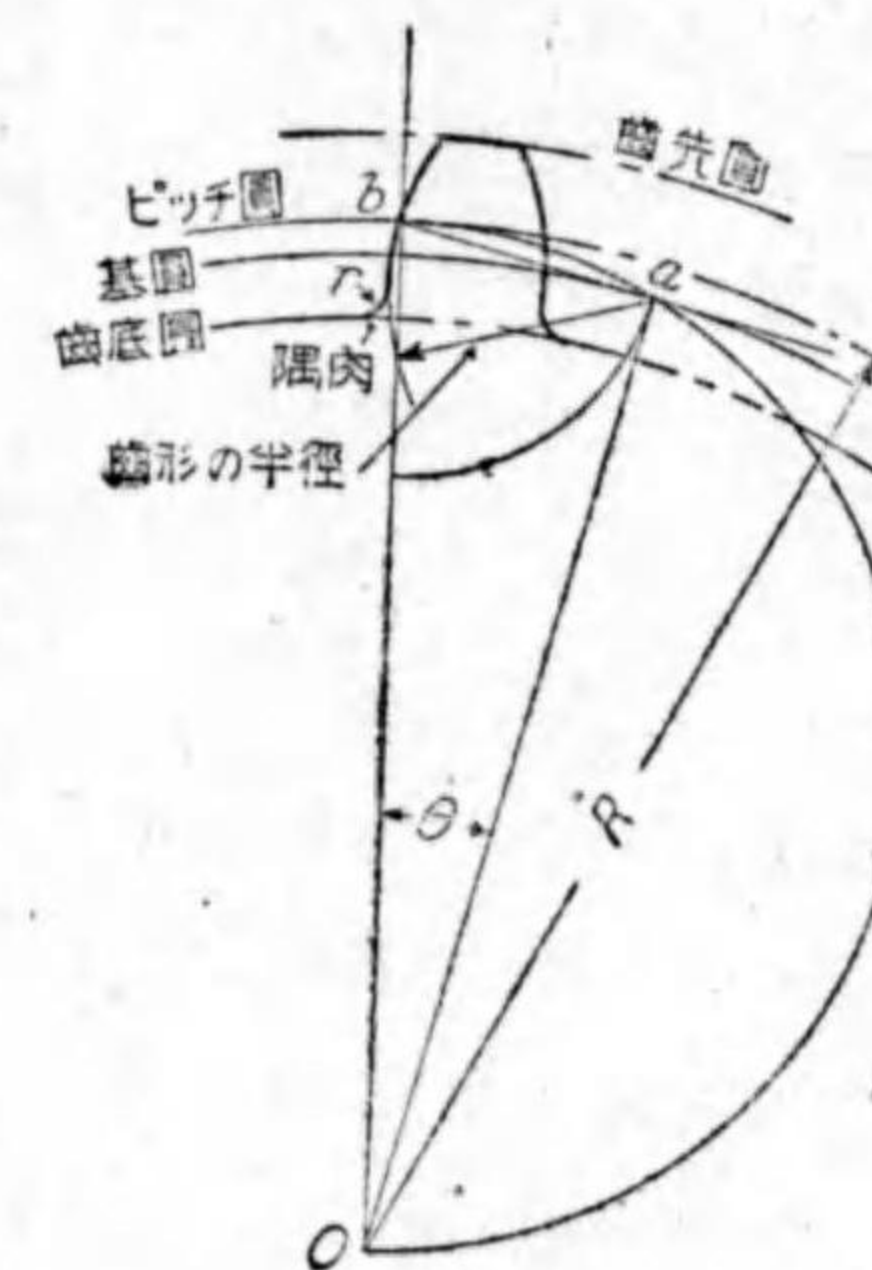
れるから廣く一般に行はれる。

次に Brown & Sharpe 社の制定による  $14\frac{1}{2}^\circ$  インボリュート齒形の畫法を述べる。

(a) 齒數 30 枚以上,  $10P(M 2.5)$  より粗くない場合

第 355 圖に於てピッチ點  $b$  とピッチ圓の中心  $o$  とを結ぶ直線を直徑とする半圓を畫きこれが基圓と  $a$  點に於て交る。  $Lba$  はピッチ圓に於ける壓力角でこれを  $\theta$  で表せば

$$ab = ob \sin \theta = R \sin \theta, \quad oa = R \cos \theta$$



齒數 30 枚以上の齒形畫法  
第 355 圖



$\theta$  が分れば  $ab$  は上記の如く計算が出来る。茲に於て B & S 社では  $\theta = 14\frac{1}{2}^\circ$  にとるはその  $\sin 14\frac{1}{2}^\circ$  が 0.25038 にして略  $\frac{1}{4}$  となるからである。いま  $R$  をピッチ円の半径とすれば  $ab = \frac{1}{4}R$  となりこれによつて歯形の側面を Tooth profile 書き得るも更にこの側面と歯底圓との隅肉を歯先圓に於ける歯の空きの  $\frac{1}{7}$  に等しき長さ  $r$  を半径として丸味を附れば歯形は完成する。

この方法によつて得た歯形は歯數 30 枚以上のものに使用して何等差支へは起らぬが、29 枚以下のものに使用すれば干渉を起す。これがため歯數 29 枚以下 10P よりも粗き歯の場合には上記のものより一層精度の大きい曲線が使用せられる。

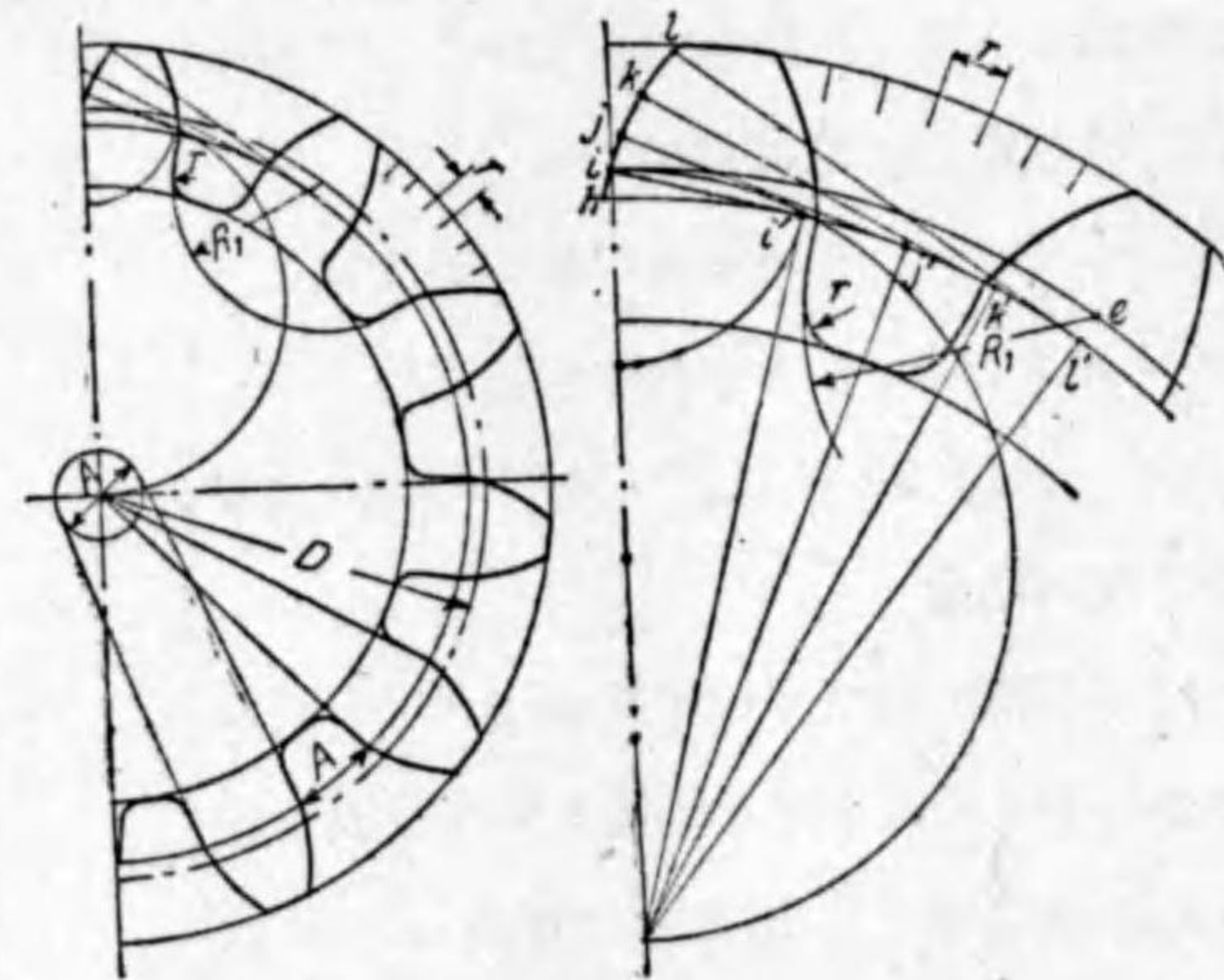
(b) 齒數 29 枚以下, 10P(M 2.5) より粗き場合

第 356 圖に於て  $hij$  は  $i'$  を中心として  $i'i$  を半径として畫く。 $i'i$  はピッチ円の半径の  $\frac{1}{4}$  なることは前と同じ通りである。基圓上に  $i'j', j'k', k'l'$  等を

圓ピッチの  $\frac{1}{4}$  又は  $\frac{1}{8}$

にとり、基圓にこれ等の點より切線を引く。

次に  $j'$  を中心として  $j'k'$  を、 $k'$  を中心として  $k'l'$  を、1 より歯先圓までは  $i'$  を中心としてそれぞれ圓弧を畫き基圓より外に齒末の面を作る。次に基

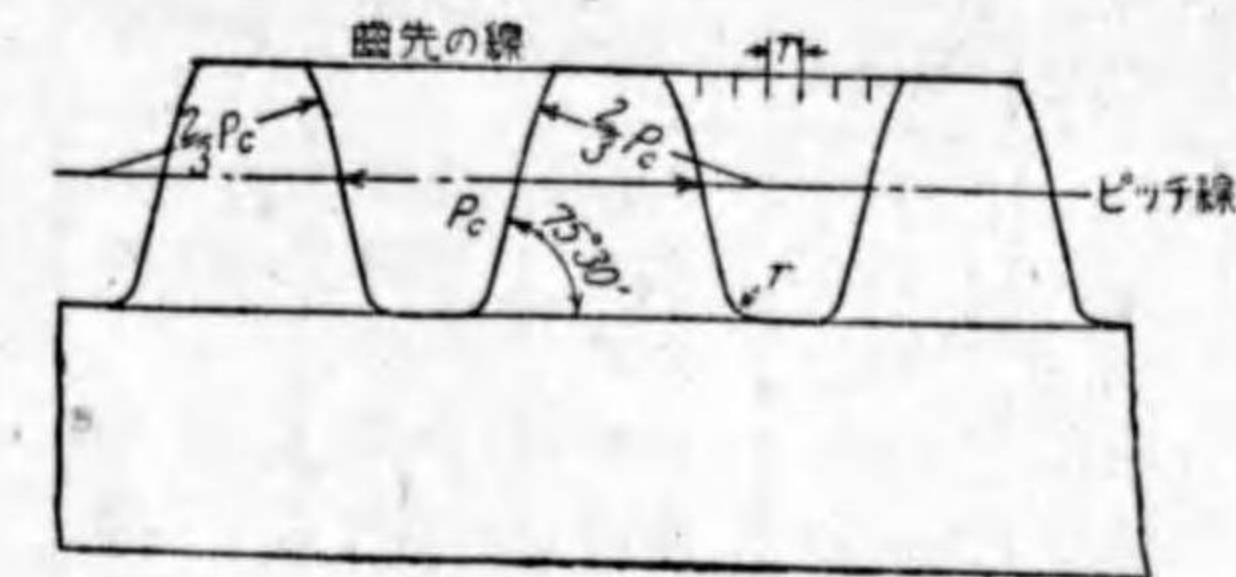


第 356 圖 齒數 29 枚以下の齒形畫法

圓以下は同圖に示すやうに 3 方法がある。(1) 齒車の中心より放射線を引く法。(2) 基圓に於ける齒の空き  $A$  を直径として齒車の中心に圓を畫きこの圓に切

線を引く法。(3) 隣接齒のピッチ圓上に於ける中點  $e$  を中心とせる圓弧 (半径は  $R_1$ ) で滑かに繼ぎ、齒の隅肉は何れも  $r$  なる半径 (齒先圓に於ける齒の空きの  $\frac{1}{7}$ ) で丸め齒形を完成する。

齒數 12 枚を有する小齒車に於ては基圓と齒形曲線との交點より半径線に  $\frac{3.5M}{N}$  又は  $\frac{3.5}{N \cdot P}$  の長さを取り、 $e$  點よりの半径にて圓弧を畫く。但し  $N$  は齒數、 $M$  はモジュール、 $P$  は直径ピッチとする。



第 357 圖 ラック齒形の修正

次にラックの齒形は第 357 圖に示す如く  $75^\circ 30'$  の傾きになれる直線なるも前記のやうに修正された小齒車と嚙合ふ場合、齒先に干渉の起ることを虞れて圓ピッチの  $\frac{2}{3}$  を半径として齒末の面を丸める。

(c) Grant's のシクロイド齒形畫法

シクロイド齒形は現今殆ど使用せられないが参考までにグラントのシクロイド齒形畫法を示す(第 358 圖)。例へば直径ピッチ 2, 齒數 20 に対しては

$$c = \frac{5.12}{2} = 2.56''$$

$$b = \frac{2.2}{2} = 1.1''$$

となる。



第 358 圖 シクロイド齒形畫法



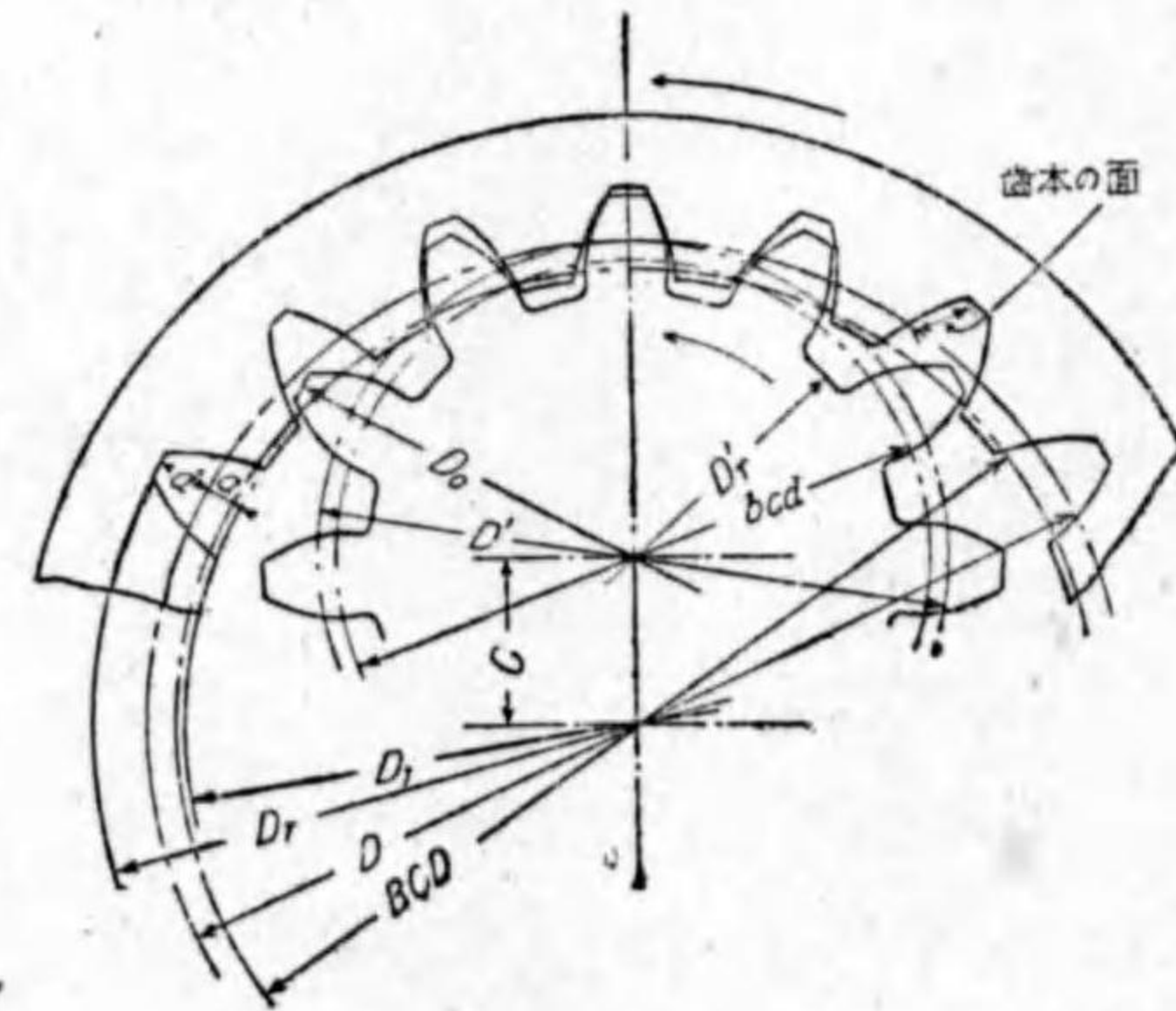
附表 (第 358 圖)

歯数	直径ピッチで除す				圓ピッチを乗ず					
	齒形定規を適用して出来る齒形の正しきとき	齒形定規を適用すべき齒数の範圍	齒末面の半径 $b$	距離 $a$	齒本面の半径 $c$	距離 $e$	齒末面の半径 $b$	距離 $a$	齒本面の半径 $c$	距離 $e$
10	10		1.99	0.02	- 8.00	4.00	0.62	0.01	-2.55	1.27
11	11		2.00	0.04	-11.05	5.50	0.63	0.01	-3.34	2.07
12	12		2.01	0.06	$\infty$	$\infty$	0.64	0.02	$\infty$	$\infty$
13½	13—14		2.04	0.07	15.10	9.43	0.65	0.02	4.80	3.00
15½	15—16		2.10	0.09	7.86	3.46	0.67	0.03	2.50	1.10
17½	17—18		2.14	0.11	6.13	2.20	0.68	0.04	1.95	0.70
20	19—21		2.20	0.13	5.12	1.57	0.70	0.04	1.63	0.50
23	22—24		2.26	0.15	4.50	1.13	0.72	0.05	1.43	0.33
27	25—29		2.33	0.16	4.10	0.96	0.74	0.05	1.30	0.29
33	30—36		2.40	0.19	3.80	0.72	0.76	0.06	1.20	0.23
42	37—48		2.48	0.22	3.52	0.63	0.79	0.07	1.12	0.20
58	49—72		2.60	0.25	3.33	0.54	0.83	0.08	1.06	0.17
97	73—144		2.83	0.28	3.14	0.44	0.90	0.09	1.00	0.14
290	145—300		2.92	0.31	3.00	0.38	0.93	0.10	0.95	0.12
ラック			2.96	0.34	2.96	0.34	0.94	0.11	0.94	0.11

表中(-)記號は  $c$  の半径の中心が  $b$  の中心と同側にあることを示し、( $\infty$ )印は齒本面が半径直線であることを示す。

### 第 9 節 内齒車

齒形は外齒車の場合と何等變りはない(第 359 圖)。この種の齒車は小齒車が内側にある關係上外齒車に比して軸心距離が短縮せられ、容積が小さいこと、回轉方向が兩車共に同一となり、比較的靜かに運轉することが出来る等の特



第 359 圖 内齒車

徴あるが、軸の取付が外齒車の場合程簡單でなく、同一の速比を得ること不可能にして小齒車の齒数は大齒車より 2 枚以上少いことを要する不便あるも、工作機械及び自動車等の傳動裝置に用ひられる。内齒車には主に 20° 高齒齒形を用ひ兩車共ピニオン型カッタで切る(齒の頂隙  $c=0.25M$ )。

齒車各部は次の割合からなる。

$N_1, N_2$  = 内齒車, 小齒車の齒数

$D, D'$  = 内齒車, 小齒車のピッチ圓の直径

$D_1$  = 内齒車の内徑  $D_r$  = 内齒車の齒底圓の直径

$C$  = 兩軸の距離 とすれば

$$N_1 = \frac{D}{M} = \frac{D_1}{M} + 2, \quad D = N_1 \cdot M$$

$$D_1 = D - 2a = M(N_1 - 2)$$

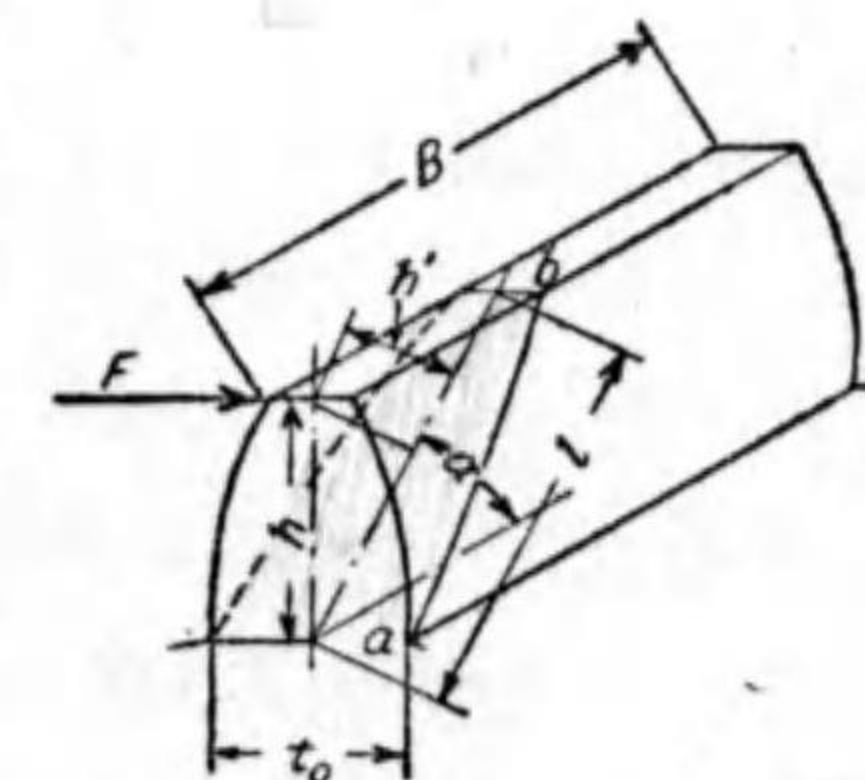
$$D_r = D + 2d = M(N_1 + 2.5)$$

$$C = \frac{D - D'}{2} = \frac{M(N_1 - N_2)}{2}$$

### 第 10 節 平齒車の齒の計算

#### A. 強さより見た計算

1. 齒先の一角に力が集中するものと考へた場合 この場合は鑄放し齒の如く齒形が不正確なるか、2 軸が正しく平行でない場合にして最悪の場合を考へ第 360 圖に於て齒の一角に  $F$  なる傳達力が作用するものと見做し、齒は矩形として取扱ひ、 $ab$  線で破壊するとせば曲げモーメントと斷面の抵抗モーメントとの釣合から



齒先の一角に力が集中する場合  
第 360 圖



$$\left. \begin{aligned} F \cdot h &= F \cdot h \cos \alpha = f_b \frac{h \cdot t_0^2}{6 \sin \alpha} \\ f_b &= \frac{3F \cdot \sin 2\alpha}{t_0^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(136)$$

$f_b$  は  $\sin 2\alpha = 1$  即ち  $\alpha = 45^\circ$  に於て最大値を示し  $f_{bmax} = \frac{3F}{t_0^2}$  となる。  
即ち  $aa$  と  $45^\circ$  の面  $ab$  に沿ひ破壊することとなる。

次に  $H =$  傳達馬力とすれば歯車のピッチ圓に作用する力  $F$  は

$$F = \frac{75 H}{v} = \frac{75 H}{R \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60}} = 71,620 \frac{H}{R \cdot n} \text{ kg}$$

但し  $R =$  ピッチ圓の半径 cm,  $v =$  周速度 m/s,  $n =$  rev/mn.  
となり、この力がたゞ一對の嚙合ふ齒先に集中するものと假定する。

2. 齒の先端に力が齒幅全體に分布するものと考へた場合 この場合は齒底の斷面が危険にして、即ち

$$\left. \begin{aligned} F \cdot h &= f_b \frac{B \cdot t_0^2}{6} \\ f_b &= \frac{6F \cdot h}{B \cdot t_0^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(137)$$

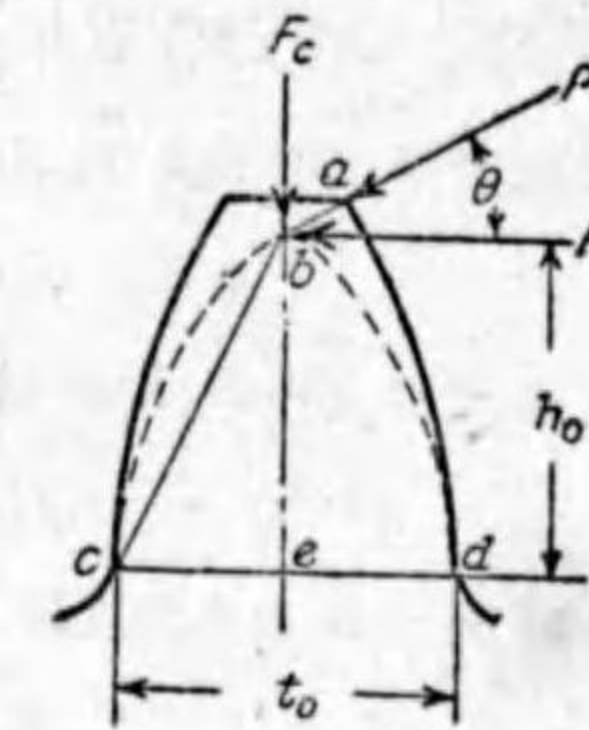
式 (136) と (137) とに於て強さ等しきものとすれば

$$\frac{3F}{t_0^2} = \frac{6F \cdot h}{B \cdot t_0^2} \quad \therefore B = 2h$$

普通鑄放齒形では  $h = 0.7 P_c$  にとるから  $B = 1.4 P_c$ 。即ち齒の幅  $B$  が圓ピッチ  $P_c$  の 1.4 倍なるときは、二つの場合に於て齒の強さは同一となり、 $B > 1.4 P_c$  のときは齒先の一角に力を受けた方が危険である。然し實際の場合には一角に集中荷重を受けることは殆ど稀である。齒幅が廣くなれば、軸受の据付の際に起る誤差のため全幅に亘り均一な嚙合が困難となる。普通の場合  $B = (2.5 \sim 3.5) P_c$ 。又は  $(8 \sim 11) M$  なるも特別の場合には  $B = (5 \sim 8) P_c$ 。又は  $(16 \sim 25) M$  にする。

3. Lewis の強さ計算法 この計算法は現今最も廣く用ひられるものである。

嚙合の始めに於て力  $P$  は第 361 圖に示す如く齒の先端に齒面に垂直に作用する。即ち  $P = \frac{F}{\cos \theta}$  にして齒を曲げる最大力となる。力  $P$  の延長線が齒の中心線と交る點  $b$  に於てこれを分解し、水平分力  $F$  は曲げ力ともなり回轉力ともなる。垂直分力  $F_c$  は齒を壓縮すると共に軸受を壓する力ともなる。次に  $b$  を頂點とし齒形に於ける  $cd$  2 點に接する拋物線を畫くときはこれが所謂平等強さの片持梁となり、齒の最弱斷面は  $ed$  部となり、これは必ずしも齒の根元ではない。



片持梁としての強さ  
第 361 圖

即ち  $F \cdot h_0 = \frac{1}{6} B \cdot t_0^2 \cdot f_b$

$$F = \frac{1}{6} \frac{t_0^2}{h_0} B \cdot f_b = B \cdot f_b \cdot P_c \left( \frac{1}{6} \frac{t_0^2}{P_c \cdot h_0} \right)$$

いま  $K = \frac{t_0^2}{6 P_c \cdot h_0}$  とすれば  $F = K \cdot B \cdot P_c \cdot f_b \dots\dots\dots(138)$

この式をリウキスの公式と稱へ、 $K$  を齒形係數又はリウキス係數といひ、第 42 表に  $K$  の値を示す。

直徑ピッチ標準齒では  $P_c = \frac{\pi}{P}$  であるから

$$\left. \begin{aligned} F &= K \cdot B \cdot \frac{\pi}{P} f_b \text{ (單位 lbs, inch)} \\ F &= K \cdot B \cdot \frac{\pi}{P} f_b \times 2.54 \text{ (單位 kg, cm)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(139)$$

モジュール標準齒では  $P_c = M \cdot \pi$  であるから

$$F = 0.1 K \cdot B \cdot M \cdot \pi \cdot f_b \dots\dots\dots(140)$$

但し  $M$  mm,  $B$  cm,  $F$  kg,  $f_b$  kg/cm<sup>2</sup> とする。上式に於る許し曲げ應力  $f_b$  の値は齒車速度、材料の種類、精度等により相關的に決定されるべきであるが、



就中歯の速度は許し應力を決定する基礎的のもので、いま歯の許し應力を速度の函数として定めると

低速度用 (10 m/s 以下) 機械仕上をしないもの又は粗い機械仕上をなしたもの

$$f_b = f'_b \left( \frac{3}{3+v} \right) \text{ kg/cm}^2$$

中速度用 (5~20 m/s) 機械仕上をしたもの

$$f_b = f'_b \left( \frac{6}{6+v} \right) \text{ kg/cm}^2$$

$v \geq 20$  m/s の高速度用, 正確な機械仕上, 研磨又はラップ磨をしたもの

$$f_b = f'_b \left( \frac{5.5}{5.5 + \sqrt{v}} \right) \text{ kg/cm}^2$$

非金属材料の歯車では

$$f_b = f'_b \left( \frac{0.75}{1+v} + 0.25 \right) \text{ kg/cm}^2$$

式中 ( ) 内は速度係数,  $v =$  ピッチ円の周速度 m/s,  $f'_b =$  速度零の時に於る許し曲げ應力にして次頁に示す。

第 42 表 歯形係数  $K$  の値

歯 数	14½° 標準 齒 $K$	20° 高 齒 $K$	20° 低 齒 $K$
12	0.067	0.078	0.099
13	0.071	0.083	0.103
14	0.075	0.088	0.108
15	0.078	0.092	0.111
16	0.081	0.094	0.115
17	0.084	0.096	0.117
18	0.086	0.098	0.120
19	0.088	0.100	0.123
20	0.090	0.102	0.125
21	0.092	0.104	0.127
23	0.094	0.106	0.130
25	0.097	0.108	0.133
27	0.099	0.111	0.136
30	0.101	0.114	0.139
34	0.104	0.118	0.142
38	0.106	0.122	0.145
43	0.108	0.126	0.147
50	0.110	0.130	0.151
60	0.113	0.134	0.154
75	0.115	0.138	0.158
100	0.117	0.142	0.161
150	0.119	0.146	0.165
300	0.122	0.150	0.170
ラ ッ ク	0.124	0.154	0.175

鑄鐵 第 2 種, 第 3 種

$$f'_b = 450 \sim 660 \text{ kg/cm}^2$$

鑄鋼 第 2 種, 第 3 種

$$f'_b = 950 \sim 1100 \text{ kg/cm}^2$$

肌焼鋼第 4 種熱處理

$$f'_b = 3,800 \text{ kg/cm}^2$$

ニッケル鋼(焼入せず)

$$f'_b = 1,300 \sim 1,700 \text{ kg/cm}^2$$

ニッケル・クロム鋼第 2 種熱處理  $f'_b = 3,300 \text{ kg/cm}^2$

ペークライト  $f'_b = 420 \text{ kg/cm}^2$

鍛鋼 第 3 種, 第 4 種, 第 5 種

$$f'_b = 1200 \sim 1400 \sim 1600 \text{ kg/cm}^2$$

磷青銅鑄物

$$f'_b = 600 \sim 700 \text{ kg/cm}^2$$

青銅鑄物第 3 種

$$f'_b = 660 \text{ kg/cm}^2$$

生牛皮

$$f'_b = 200 \sim 400 \text{ kg/cm}^2$$

木(栴)  $f'_b = 80 \sim 200 \text{ kg/cm}^2$

異なる材料の組合による歯車に於ては, 先づ弱い方の材料の歯車につき計算してピッチを求むべきである。

B. 磨耗より見た計算

歯車の壽命は歯の磨耗によるが, これには周速度, 歯の接觸壓力, 潤滑等が影響する。よつて強さの他磨耗の點からも計算する必要がある。

$$M = \frac{P_c}{\pi} = 242.83 \sqrt{\frac{H}{n} \frac{1}{\chi \cdot \epsilon \cdot c \cdot N}} \text{ mm} \dots\dots\dots(141)$$

及び  $M = \frac{P_c}{\pi} = 5.853 \sqrt{\frac{M_a}{\chi \cdot \epsilon \cdot c \cdot N}} \text{ mm} \dots\dots\dots(142)$

但し  $M =$  モジュール

$H =$  歯車の傳動馬力

$n =$  毎分回轉數

$M_a =$  回轉モーメント cm-kg

$\epsilon =$  齒の接觸率にして磨耗に關しては 1 と置く方が安全である。

$c = \frac{\text{齒幅 } B}{\text{圓ピッチ } P_c}$  にして巻上機, 起重機等では 2~3, 普通傳動用では 2~3.5 にとる。

$N =$  齒 數

$\chi =$  齒の接觸に對する許し壓力,  $\text{kg/cm}^2$  にして適當に選ぶことが肝要である。



$\chi$  の値は通例ピッチ円の圓周速度により次の如くとする(但し  $\epsilon=1$  と假定した場合)。

材 料	$\chi$ の値	速度 $v$
鑄 鐵	30~10	1~15 m/s
鑄 鋼	50~20	•
鍛 鋼	80~30	•
磷 青 銅	45~15	•
青 銅	35~13	•
ニッケル鋼(焼入せぬもの)	160~60	•
生皮及び木	16~6	•

一般に周速度の大きなもの、使用時間の長いもの、不均一なる傳達、軟い材料、滑りの大きいものは一般に小さくする。

次に平歯車に於ける限界速度は大體次の通りである。

鑄鐵製普通齒車 9 m/s	生皮, ベークライト齒車 10 m/s
鑄鋼製普通齒車 13 m/s	高級材料の正確齒車 20 m/s

油槽装置のない場合の周速度は 10 m/s を限度とし, 10 m/s を超える場合で齒間の壓力高いときには油ポンプ潤滑を用ひることを要する。

齒車の周速度が大きい場合は齒面が剥ぎとられて痘痕状となることがある。この現象を **ピッチング** (Pitting) といふ。ピッチングは齒面の衝撃に原因するもので, 單位荷重及び周速度に關係する。周速度大きくとも單位荷重が小さければピッチングは生じない。その他ピッチングは齒形, ピッチの不正確よりも生ずる。

次に小齒車の直徑は軸徑と齒底の圓との間の厚さと, 干涉を起さぬ條件から制限せられ餘り小さくは出來ぬ。従てただ1段で得らるゝ速比は普通次の如く定める。

- i) 起重機, 卷上機の如く力のかゝる齒車  $i=1:10$
- ii) 一般傳動用(低速度)  $i=1:7$
- iii) 一般傳動用(高速度)  $i=1:5$

これ以上の速比は2段, 3段に分つ。齒車の傳動效率は大體 92~98% である。

### 第 11 節 はすば齒車及び山形齒車

齒の嚙合を圓滑にし, 力の傳達が均等靜肅であるためには平齒車の直線齒の幅を數個に切斷しその各部を僅かづつ同じ角度にすらして第 362 圖 (1) の如く

**段齒**となすときは嚙合状態は極めて變化の少ない

ものとなるが製作困難となるため實用には餘り適

しない。故に分割の數を無限に多くなし, (2) 圖

の如く蔓卷狀の齒になしたものを **はすば齒車** と稱

へ, 第 336 圖 (3) に示すやうに蔓卷角は相等しく,

方向は相反する。

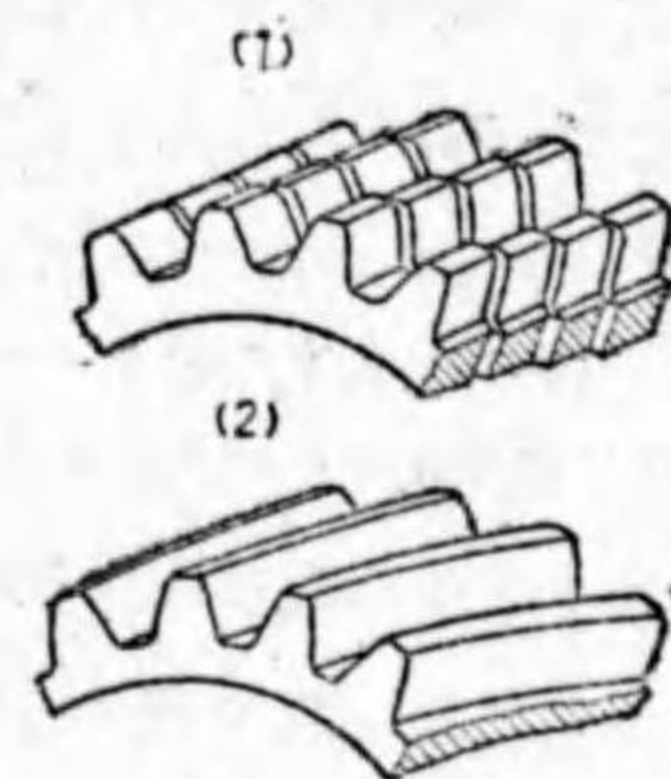
この齒車では第 363 圖 (1) の如く嚙合ひによつ

て齒車を軸方向に推す分力  $S = F \tan \alpha$  を生ずる。

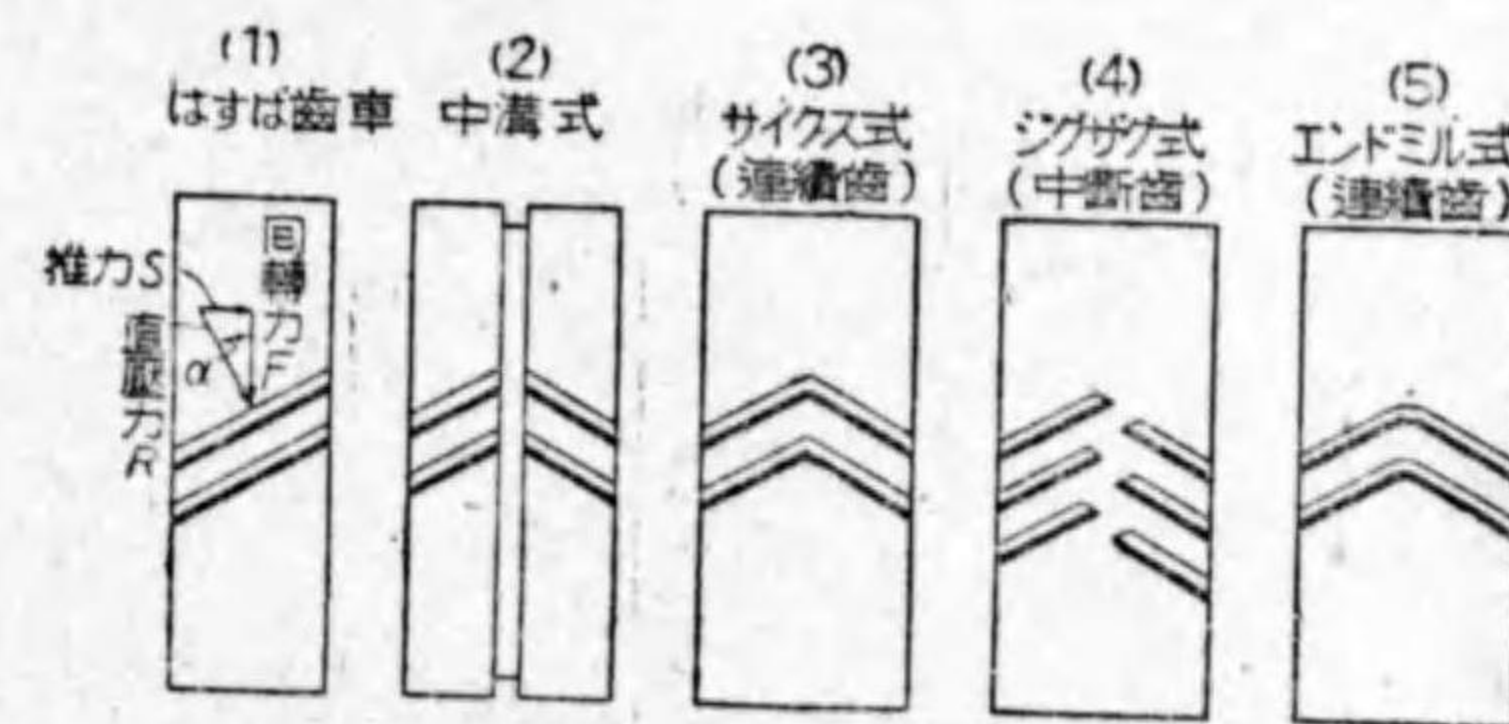
これを消殺するため同圖 (2), (3), (4) 及び (5) に示す **山形齒車**, 一名 **ヘリ**

**ングボーン齒車** が用ひられる。同圖 (2) は中溝式にして (3) は英國 **パワープラ**

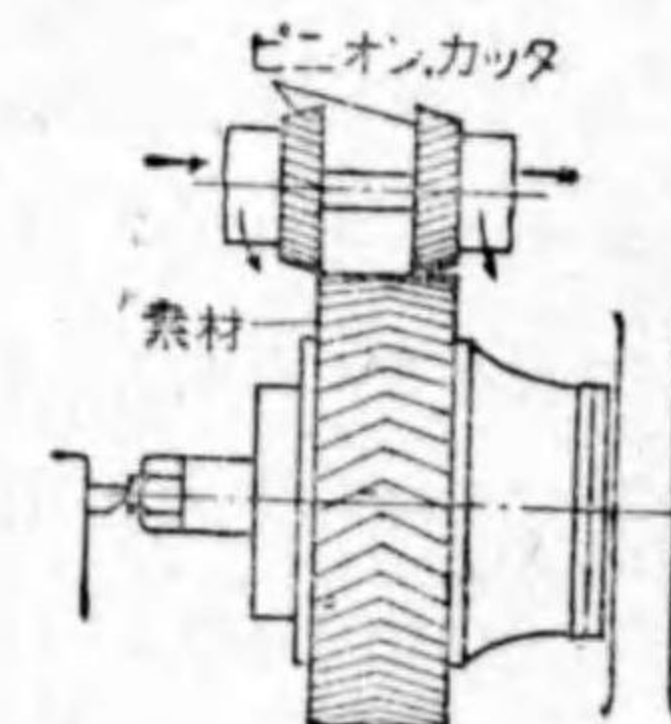
ント社の **サイクス式** で中溝齒に較べて非常に強い。齒は 2 個のはすば **ビニオン**



段齒と蔓卷齒  
第 362 圖



第 363 圖 山形齒の種類



第 364 圖 サイクス式齒切

型カッタを用ひ左右の齒を交互に切る。任意の壓力角及び蔓卷角を望むことは困難にして, 壓力角は  $14\frac{1}{2}^\circ, 20^\circ$  の 2 種で, 蔓卷角は  $23^\circ, 30^\circ$  の 2 種に限られる (第 364 圖)。



はすばラック型カッタで切削する山形歯車の工作機械にはサンダーランド式,  
David Brown & Sons  
ダビッド・ブラウン社の D.B.S. 式及びライネッカー式等がある。  
Reinecker

(4) はジグザグ式或は Staggered tooth (ウースト式)ともいひ、左右の歯は  
Zigzag Wust  
ピッチの半分宛食違ふにより中央の間隙地帯が狭くすむ。この歯は 2 個のホブ  
Hob  
を以て同時に左右の歯を切る。(5) はエンド・ミル式にして歯は全幅に亘り連  
End mill system  
續して切削せられる。

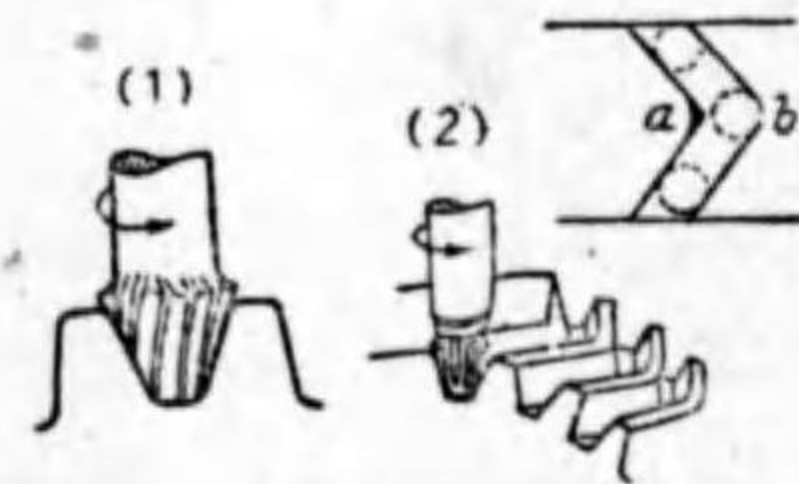
この方法により切削した歯は第 365 圖 (2) に示す如く  $\alpha$  の鋭角と  $b$  の圓形部を生ずる  
ので、 $\alpha$  部の鋭角を他のエンド・ミルで丸めるか或は手仕上により丸める。エンド・ミル  
により歯切するにはフライス盤、ホブ盤による。

はすば歯車及び山形歯車はロバート・フック  
Robert Hooke's  
の創案になり現今廣く一般に用ひられる。直線  
歯の平歯車より優る點は 1) 嚙合圓滑にして騒  
音、振動少なく高速運轉に堪へ減速歯車、巻上  
機、壓延機等に用ひられる。

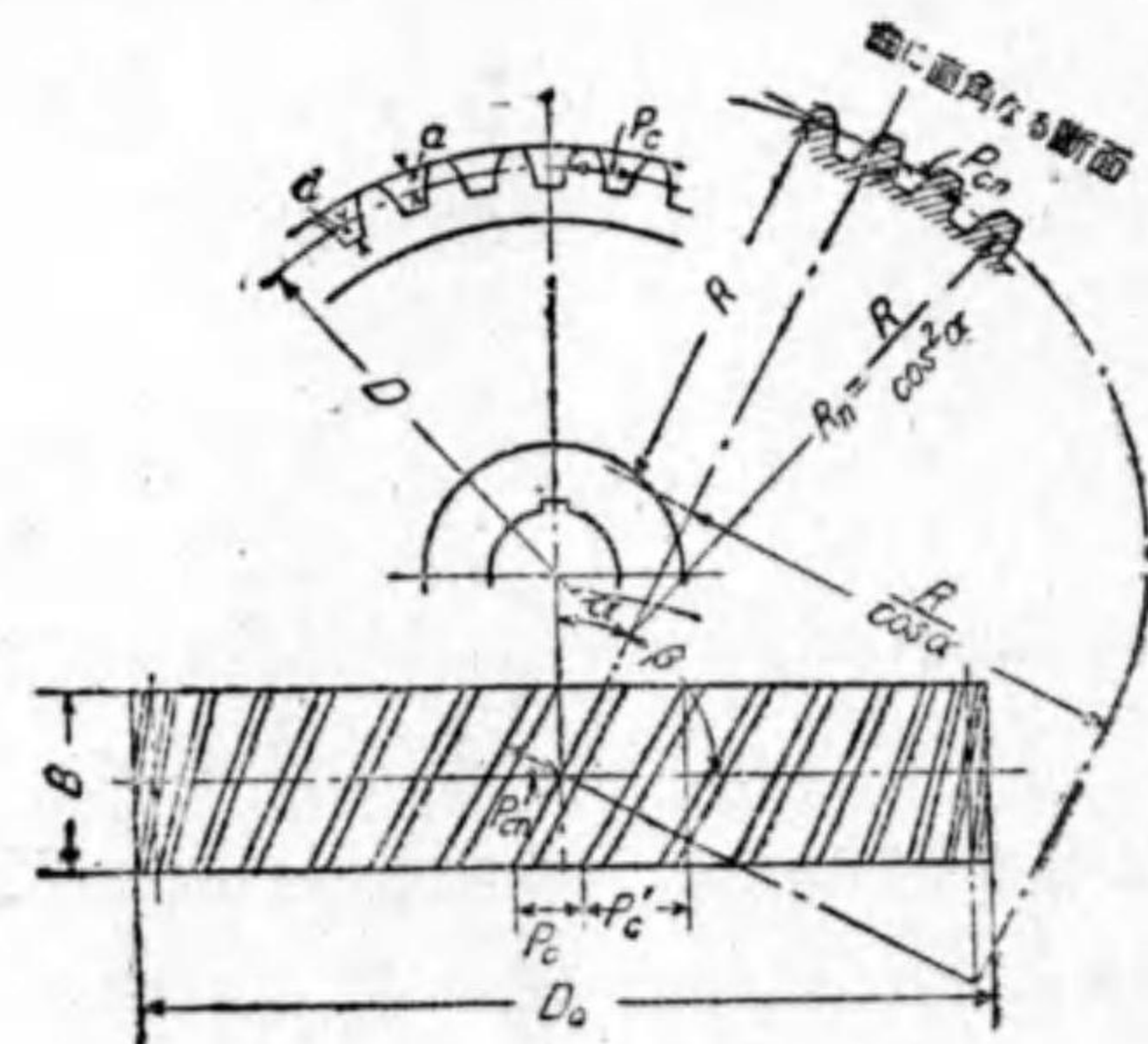
材料、潤滑、工作等に注意を拂つたもので  $v =$

50~60 m/s まで設計され

てゐる。2) 總ての瞬間に  
於ける嚙合は歯の種々なる  
點で行はるゝにより歯車全  
體としては大動力に堪へ  
る。3) 齒幅と蔓卷角を増  
せば接觸弧が小さくとも多  
くの歯が同時に嚙合ふこと  
となり、従て直線歯の平歯  
車より齒數の少い小歯車を  
得ることとなり、速比の大



第 365 圖  
エンド・ミルによる齒形



第 366 圖 はすば歯車

なものが許され 1 段で速比 1:10~1:15, 稀に 1:30 に至るものもある(蒸氣タ  
ービン減速齒車裝置として廣く用ひられる)。4) 實驗上直線齒の平齒車より効  
率よく凡そ 98%~99% に達する。

次にはすば齒車に関する一般の算式を示す。直線齒の平齒車に用ひた各部の  
名稱及び符號はそのまゝ用ひる(第 366 圖参照)。

軸直角モジュール  
Circumferential module

$$M = \frac{D}{N} = \frac{P_c}{\pi} = \frac{M_n}{\cos \alpha}$$

齒直角モジュール  
Normal module

$$M_n = \frac{P_{cn}}{\pi} = M \cos \alpha$$

軸直角圓ピッチ  
Circular pitch

$$P_c = \frac{\pi \cdot D}{N} = M \cdot \pi = \frac{P_{cn}}{\cos \alpha} \text{ (mm)}$$

齒直角圓ピッチ  
Normal circular pitch

$$P_{cn} = P_c \cos \alpha \text{ (mm)}$$

齒直角直徑ピッチ  
Normal diametral pitch

$$P_n = \frac{\pi}{P_{cn}} \times 25.4$$

アドバンス  
Advance

$$P_c' = \frac{B}{\tan \beta}$$

ピッチ圓の直徑  
Pitch diameter

$$D = M \cdot N = \frac{N \cdot P_c}{\pi} = \frac{N \cdot M_n}{\cos \alpha} = \frac{N}{P_n \cos \alpha} \times 25.4 \text{ (mm)}$$

外径

$$D_0 = D + 2a = D + \frac{2}{P_n} \times 25.4 \text{ (mm)}$$

齒直角に於る齒の厚さ



$$t_n = \frac{P_{cn}}{2} = 1.5708 M_n \text{ (mm)}$$

歯の蔓巻角  $\alpha$  は歯の捩れが軸線となす角にして軸を垂直に置き歯車を見たとき歯が左下から右上に向ふものを右蔓巻歯車といひ(第 366 圖), これと反対のものを左蔓巻歯車といふ。蔓巻線が一回轉して軸線の方に進む距離  $L$  をリードと稱へる。即ち

$$L = \pi \cdot D \cot \alpha = \frac{\pi \cdot N \cdot M}{\tan \alpha} = \frac{\pi \cdot N \cdot M_n}{\sin \alpha}$$

はすば歯車はその歯に直角な平面で切斷すれば歯の關係運動は直線歯の平歯車の運動と考へられる。然しそのときの断面ではピッチ圓は楕圓となる。ピッチ點に近い楕圓の一部は圓弧を以て代用することが出来る。即ちその曲率半徑を  $R_n$  とすれば

$$R_n = \frac{(\text{楕圓長軸の半徑})^2}{\text{楕圓短軸の半徑}} = \frac{\left(\frac{R}{\cos \alpha}\right)^2}{R} = \frac{R}{\cos^2 \alpha} \text{ となる。}$$

故にこれに等しい半徑の平歯車のピッチ圓直径を  $D_n$  mm とすれば

$$D_n = 2R_n = \frac{2R}{\cos^2 \alpha} = \frac{D}{\cos^2 \alpha}$$

$D_n$  なるピッチ圓周上には齒數  $N'$  個ありとすれば

$$N' = \frac{P_n \cdot D_n}{25.4} = \frac{P_n \cdot D}{25.4 \cos^2 \alpha}$$

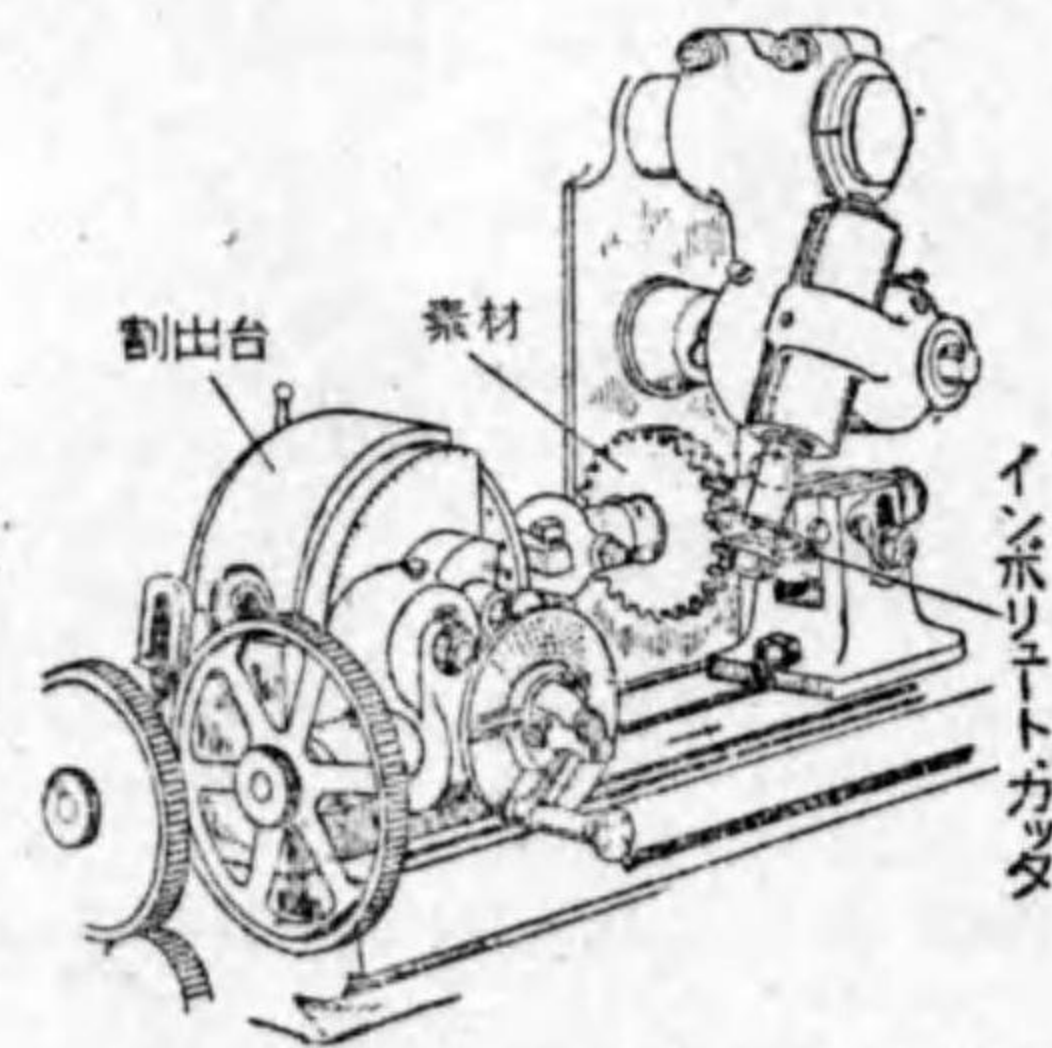
然るにはすば歯車の齒數  $N$  は

$$N = \frac{P_n \cdot D \cos \alpha}{25.4},$$

$$P_n \cdot D = \frac{25.4 N}{\cos \alpha}$$

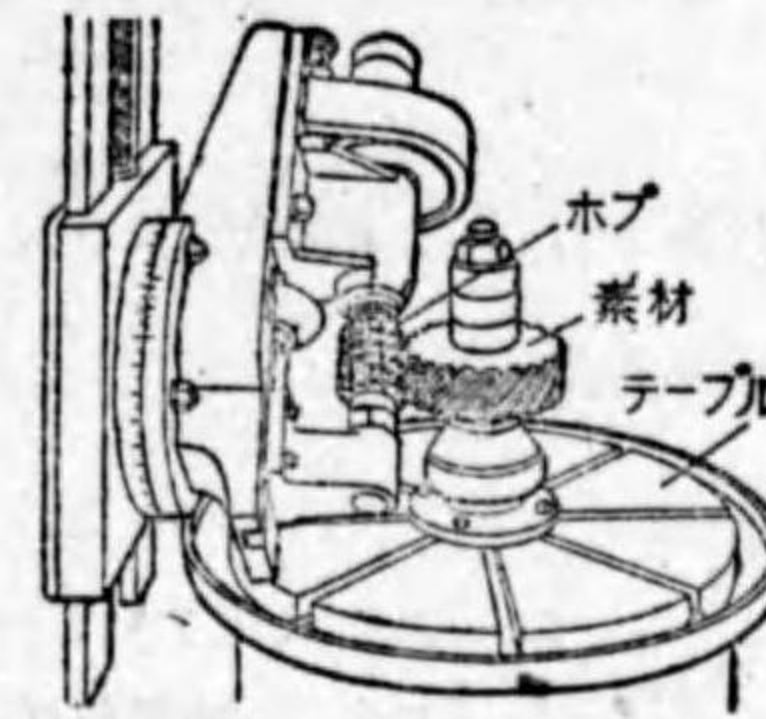
$$\therefore N' = \frac{N}{\cos^3 \alpha}$$

となり、インボリュート・カッタで歯を切る場合の撰定齒數となる。はすば歯車の齒はフライス盤の如き總形式のもの(第 367 圖)及びホブ盤(第 368 圖), フェローズ齒

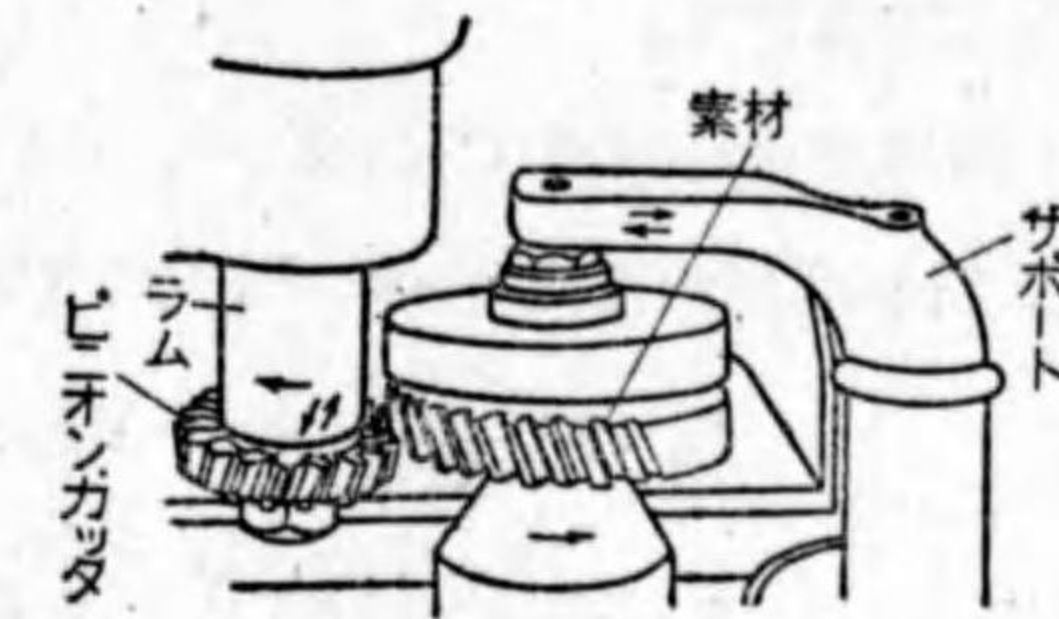


第 367 圖 總形式齒切(フライス盤)

切盤(第 369 圖)等の創成式で切られる。  
Generating system



第 368 圖 創成式齒切(ホブ盤)



第 369 圖 創成式齒切(フェローズ齒切盤)

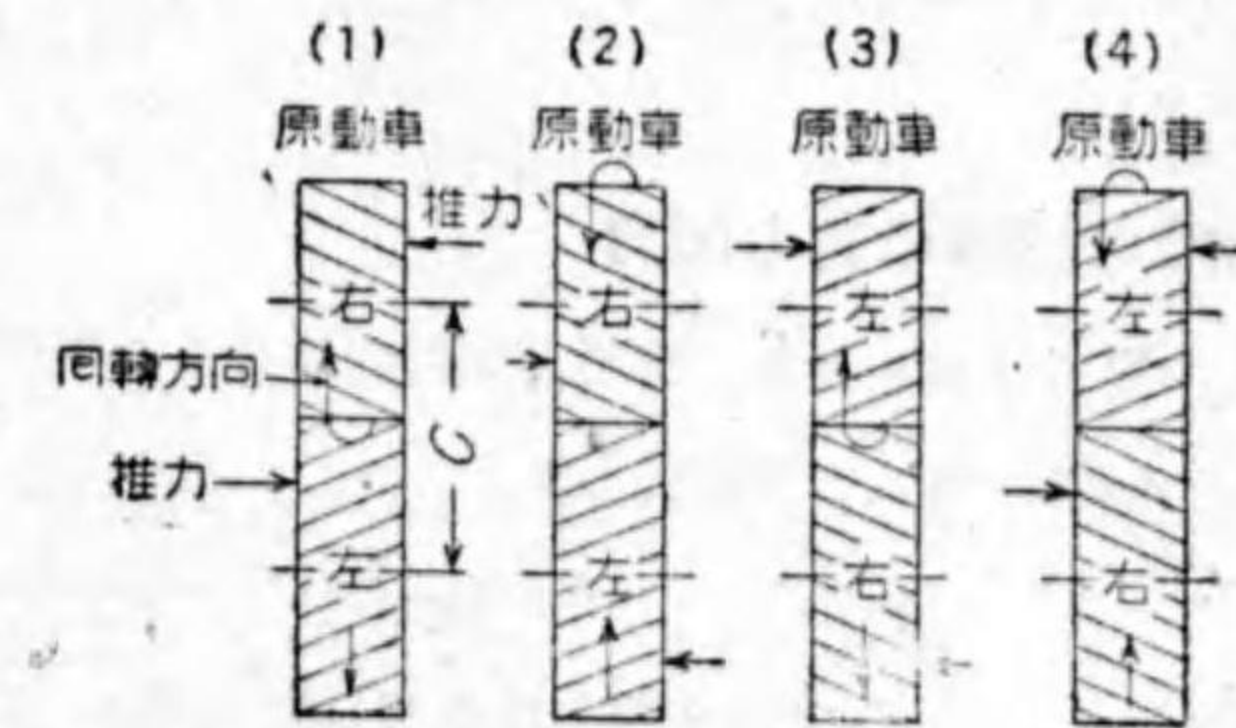
次にはすば歯車に於る蔓巻角  $\alpha$  には一定の制限があり、 $\alpha=45^\circ$  ならば軸推力と回轉力とは等しくなる故に常にこれより小さくとる。

普通  $\alpha=8^\circ \sim 20^\circ$  であるが完全な推力軸受を具へる場合には  $20^\circ \sim 25^\circ$  にとる。齒幅  $B$  は少くとも齒が 1 圓ピッチ重なるだけの幅を有する必要がある。

即ち 
$$B = P_n \cdot \cot \alpha = \frac{P_{cn}}{\sin \alpha} = \frac{M_n \cdot \pi}{\sin \alpha}$$

然し實用上これより約 5% 齒幅を増すを最小限度とする。1 軸上にはすば歯車 2 個並ぶ場合は蔓巻方向の相反するものを取付けその軸推力の緩和に力める。次に山形齒車は強大な力と周速度の大きい場合に多く用ひられる。

山形齒の蔓巻角は Sunderland 式では  $\alpha=22\frac{1}{2}^\circ$  及び  $30^\circ$ , Sykes 式では  $\alpha=23^\circ$  及び  $30^\circ$  の 2 種がある。齒幅ははすば齒車の場合の約 2 倍にとる。第 370 圖は一對のはすば齒車に於る回轉方向と軸推力の關係を示す。



はすば齒車の回轉方向と軸推力との關係

回轉方向に關する稱呼は、原動

第 370 圖



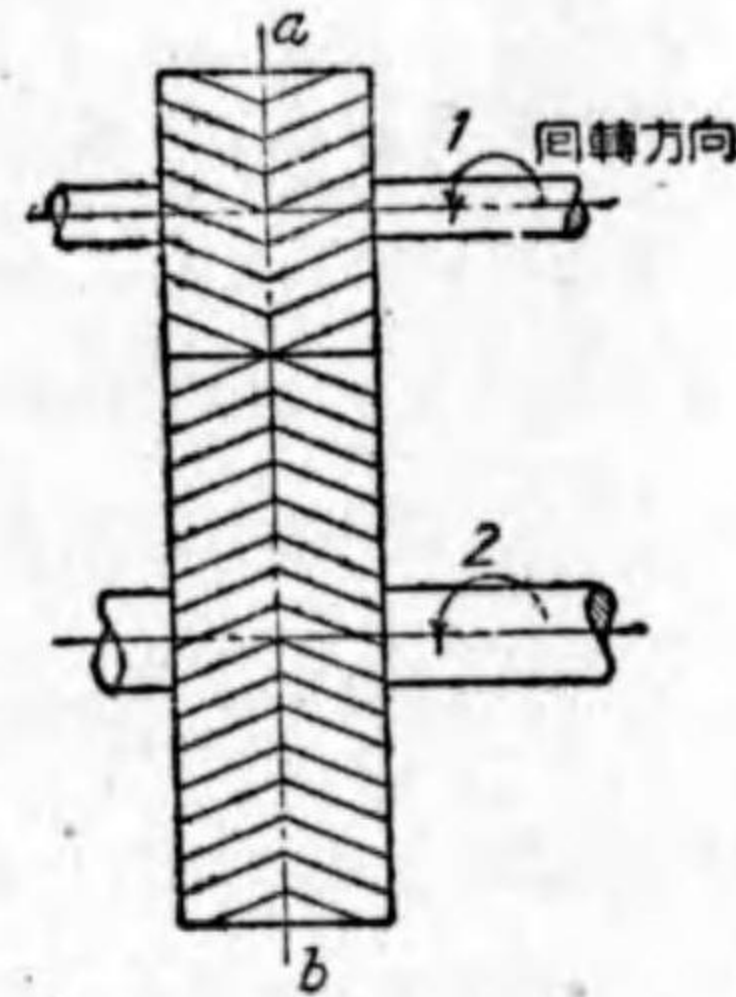
車を原動側よりその軸方向に向つて見たときの方向をとりこれを稱へる。一對のはずば歯車に於ては歯直角ピッチ及び蔓巻角  $\alpha$  が互に相等しく、歯の振れ方向は互に相反する。

次に兩車の中心距離  $C$ 、歯數  $N_a, N_b$ ；ピッチ圓直徑  $D_a, D_b$ ；歯直角モジュール  $M_n$  及び歯直角直徑ピッチ  $P_n$  とすれば次の關係がある。

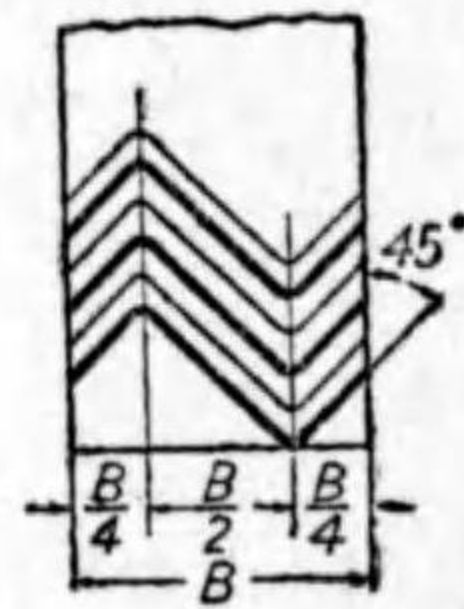
$$D_a = N_a \frac{2C}{N_a + N_b}; \quad D_b = N_b \frac{2C}{N_a + N_b};$$

$$\cos \alpha = \frac{M_n(N_a + N_b)}{2C} \quad \text{又は} \quad \cos \alpha = \frac{N_a + N_b}{2C \cdot P_n} \quad (\text{但し } C \text{ は單位時})$$

一對の山形歯車に於て普通の場合、小齒車の方が大齒車より弱い。これがため第 371 圖の如く  $a$  より  $b$  に力を傳へるものとすれば  $a$  車は矢 1 の方向に回轉せしめ、若し  $b$  より  $a$  に力を傳へるものとすれば  $b$  車は矢 2 の方向に回轉せしめる。第 372 圖の如き複山形歯車にすれば回轉方向の變化に對して有效である。



山形齒車の回轉方向  
第 371 圖



複山形齒  
第 372 圖

はずば齒車の許し壓力

この場合は齒の強さ、磨耗、周速度等多くの條件が考へられるから經驗式によつて許し壓力を計算するのが簡便である。

$$F = P_c \cdot B \cdot C \quad \dots\dots\dots(143)$$

- 但し  $F$  = ピッチ圓に於る許し壓力 kg (齒に働く圓周力)
- $P_c$  = 軸直角圓ピッチ cm
- $B$  = 齒面の幅 cm

$C$  は次の如くとられる。

$v \leq 15$  m/s では

鑄鐵  $c=15$  kg/cm<sup>2</sup>, 鑄鋼  $c=30$  kg/cm<sup>2</sup>, 鍛鋼  $c=45$  kg/cm<sup>2</sup>, 磷青銅  $c=25$  kg/cm<sup>2</sup>

サイクス式山形齒車の許し壓力

$$F = \frac{P_c \cdot B \cdot f_b}{2} \quad \dots\dots\dots(144)_1$$

但し  $F, P_c, B$  は前同様にして  $f_b$  = 許し應力 kg/cm<sup>2</sup>

一組の齒車の速比  $i$  が 1~6 のときは  $B=6 P_c$  にとり

從て  $F = 3 P_c^2 \cdot f_b \quad \dots\dots\dots(144)_2$

$i=6\sim 10$  のときは  $B=0.4 i \cdot P_c$  にとり

從て  $F = 0.4 i \cdot P_c^2 \cdot f_b \quad \dots\dots\dots(144)_3$

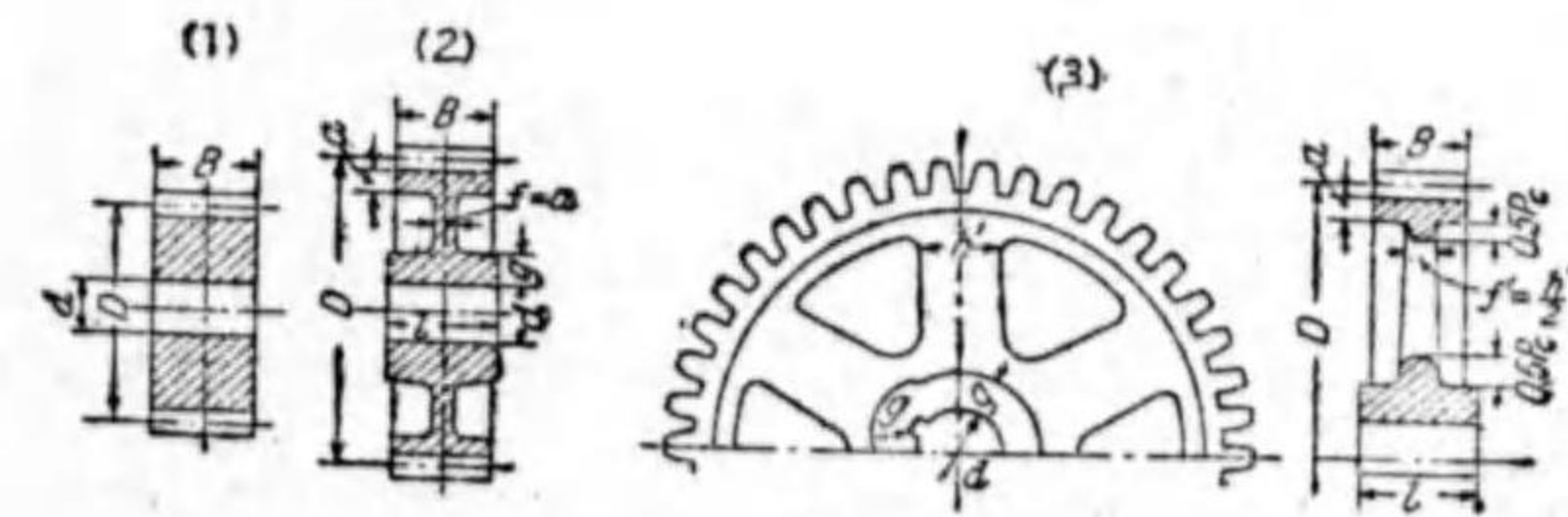
茲に  $f_b$  kg/cm<sup>2</sup> は周速度及び齒車の材料によつて次の如くとる (低速のときは大きい値)。

鑄鐵	$v \leq 5$ m/s のとき $f_b = 55\sim 38$	鑄鋼	$v \leq 5$ m/s のとき $f_b = 90\sim 74$
	$v = 5\sim 15$ m/s のとき $f_b = 38\sim 26$		$v = 5\sim 15$ m/s のとき $f_b = 74\sim 50$
磷青銅	$v \leq 5$ m/s のとき $f_b = 70\sim 60$	高炭素鋼	$v \leq 5$ m/s のとき $f_b = 127\sim 100$
	$v = 5\sim 15$ m/s のとき $f_b = 60\sim 42$		$v = 5\sim 15$ m/s のとき $f_b = 100\sim 74$

第 12 節 平齒車の構造

齒車を構成する主な部分はリム、輻及びボスである。齒車の直徑が小さく傳動軸を嵌入し得ない場合には軸齒車を用ふ。傳動軸を嵌入し得る餘裕ある場合には第 373 圖 (1) の

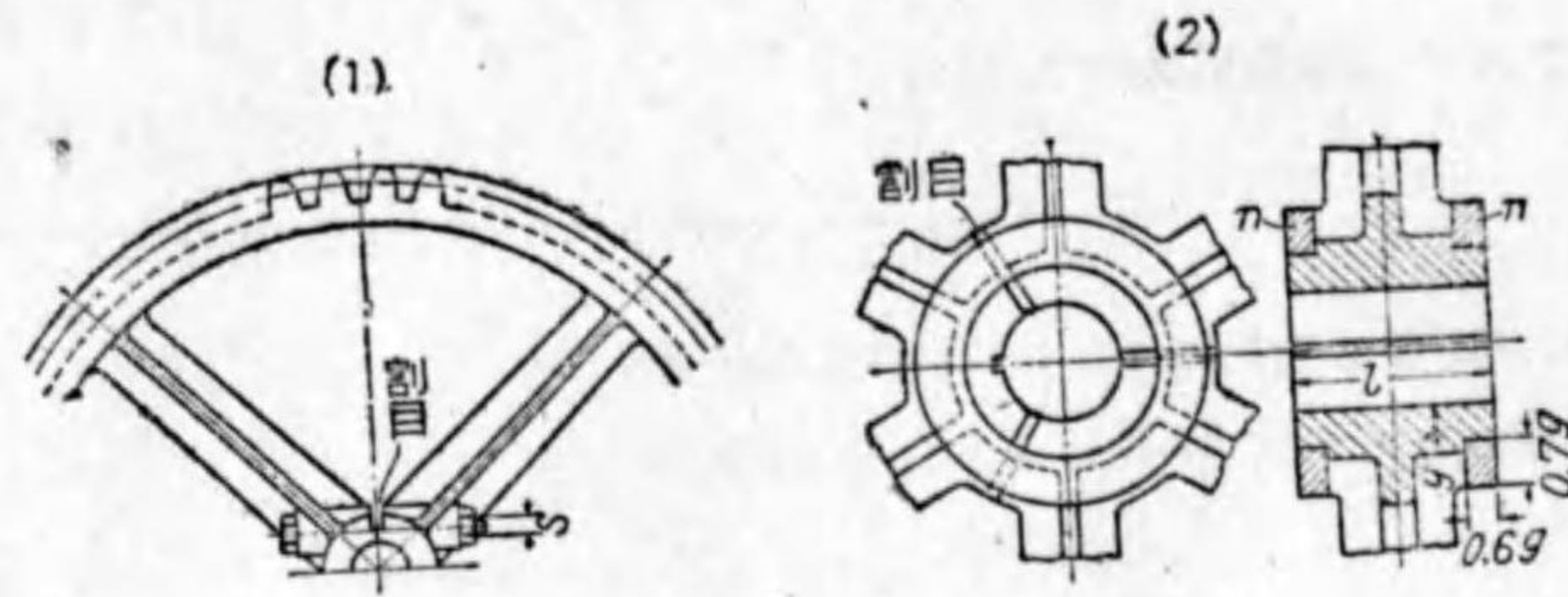
如き圓筒車とし、少し大きいものは車周と中心部とを同圖 (2) の如く圓板で連結させ、それ以上の



第 373 圖 齒車の構造



ものは同圖 (3) の如く輻を附し更に大きいもの又は軸端よりの取付困難なるものは數個に分割鑄造して後、組立てて一體とする。先づ齒車直徑約 1800 mm

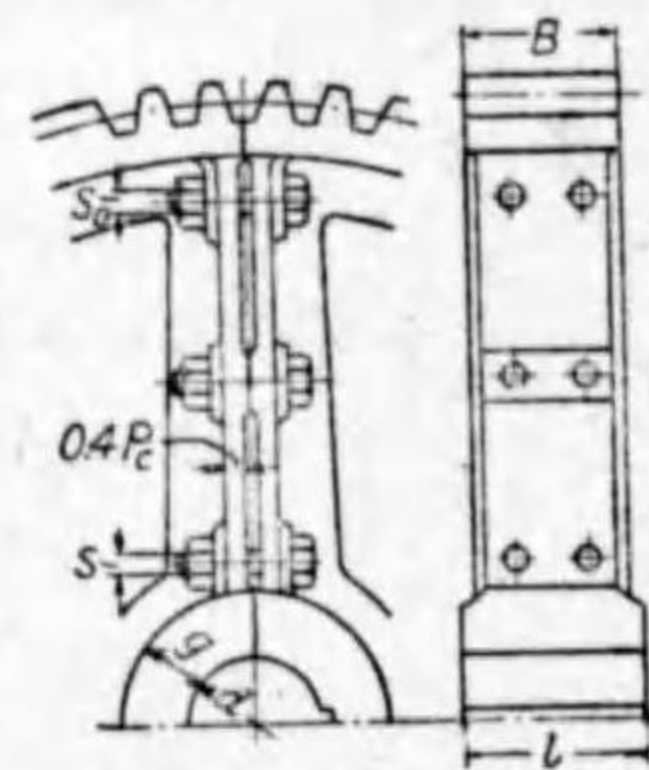


第 374 圖 割ボス齒車

までは單體鑄造となし、殊に衝撃的荷重を受けるものは肉厚となるので、ボスのみを割つて鑄造すれば冷却應力を緩和し得られる。割りたるボスは第 374 圖 (1) の如くボルト締め又は (2) の如く鍛鋼環 n を焼嵌して固定する。割目には板金を挿入するか、或はパビット・メタルを流し込む。

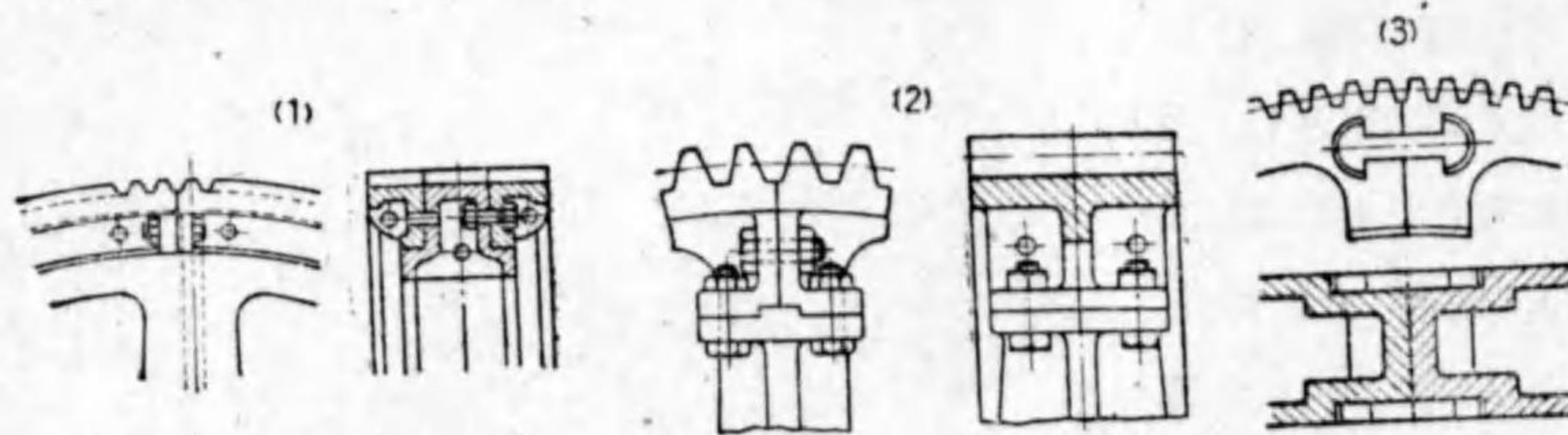
鑄造の分割齒車としては第 375 圖の如く通常直徑を含む面で分割し、その割目は輻の中央に置き、リムの分割部は齒底で割るやうになす。

大型の齒車にあつては輻とボスとを同一鑄物に、



$S = 0.15d + 10$  (2本ボルト)  
 $S = 0.12d + 10$  (4本ボルト)  
 $S_0 = S - 3 \sim S$  或は  $0.4P \sim 0.5P$

第 375 圖 割齒車



第 376 圖 組立齒車のリム

リムを別鑄物とし、或はリム、輻及びボスを夫々別鑄物とし、ボルト、キー、ピン等により締付け一體となす。これを組立齒車と稱へる。第 376 圖は組立齒車に於るリム部組合せの一例を示す。

蒸氣タービン減速齒車の如き高速大馬力のものでは齒に特殊の鋼材を使用するので、齒輪のみをこれ等の材料になし、これを鑄造車體の圓周へ焼嵌にし更に安全のためボルト、キー、ピン等で止める。これをリム齒車といふ。

第 373 圖 (3) に於てリムの厚さ a は  $0.5 P_0$  を最小限としその内面中央に力骨を附して補強する。木型を鑄型から抜き易くするためリムの内面は中央から兩側に向ひ 1:40~1:60 の勾配を附す。

輻の數  $N'$  は凡そ次の如く定められる。

$$N' = \frac{1}{7} \sim \frac{1}{8} \sqrt{D} \text{ (經驗式) } \dots\dots\dots(145)$$

但し  $\frac{1}{7}$  は單體鑄造の場合、 $\frac{1}{8}$  は組立齒車、 $D$  は齒車ピッチ圓の直徑 (mm)。

(或は  $D < 600$  mm 4~6本、 $D < 1500$  mm 5本~6本、 $D < 2500$  mm 6~8本、 $D > 2500$  mm 8本以上に定める場合もある)

尚  $N'$  は普通單體鑄造の齒車では 3 以下は圓板にする。輻の強さの計算は鑄造時に起る初應力が不明であるから甚だ困難であるが、普通次の假定の下に算出する。輻はボスに固定せられた片持梁と見做す。いま輻の數  $N' \geq 4$  になるとき  $\frac{N'}{4}$  のみが全體の力を受けるものとすれば

$$M = F \cdot y = \frac{N'}{4} f_b \cdot Z \dots\dots\dots(146)$$

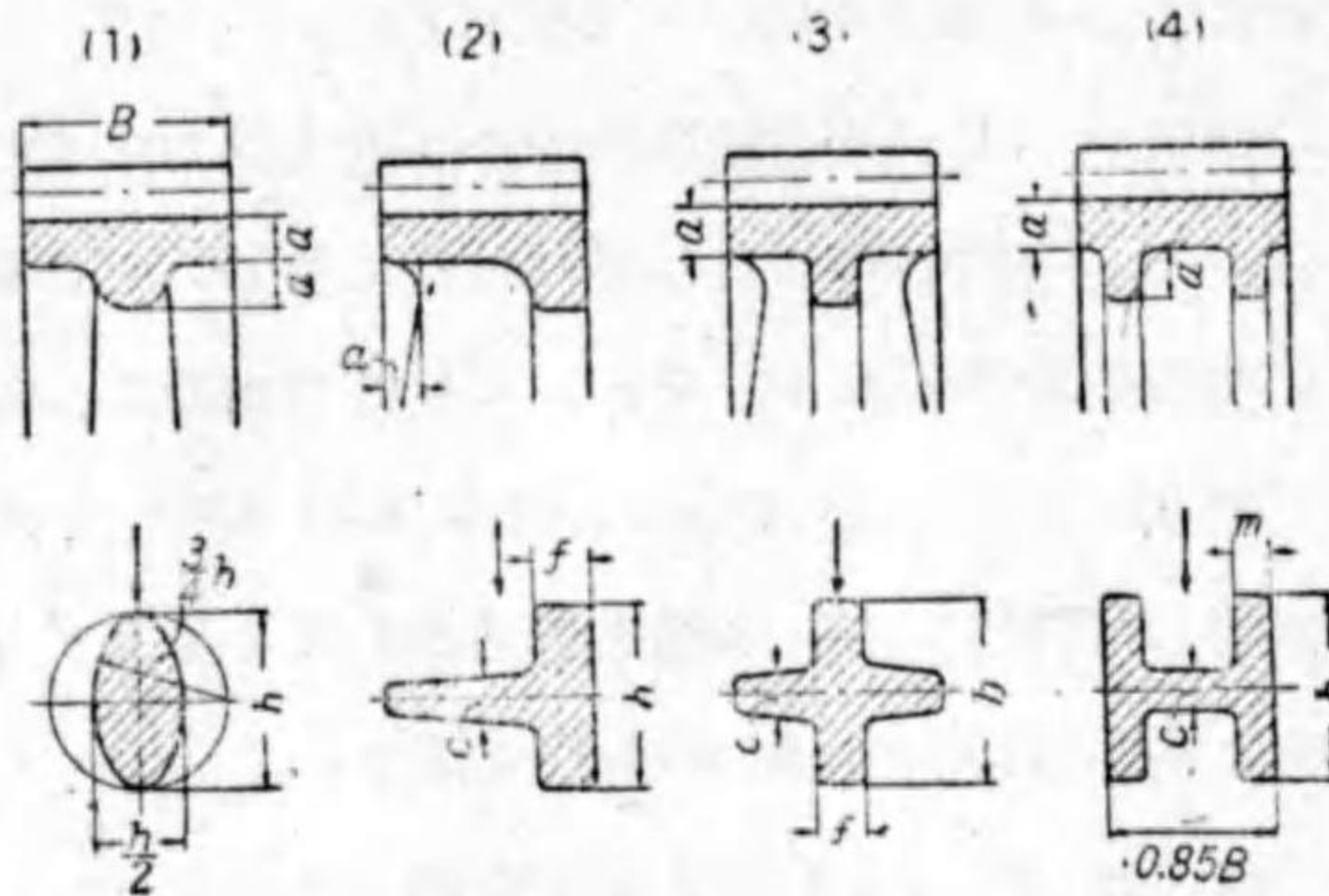
- 但し  $F$  = ピッチ圓周に於る傳達力 kg
- $y$  = ピッチ圓からボスの附根までの長さ cm
- $f_b$  = 許し曲げ應力 (鑄鐵車では凡そ  $300 \text{ kg/cm}^2$ )
- $Z$  = 輻の断面係數

第 377 圖は輻の切斷面を示す。輕荷重用としては同圖 (1) の如く楕圓斷面と



し  $h \approx 2P_c$  にとり、リム側に向ひ  $h' = 0.7 \sim 0.8h$  に狭める。中荷重用としては (2), (3) の如く  $\perp$ ,  $\perp$  形断面とし、重荷重用としては (4) の如く H 形断面になし、 $h = (2.2 \sim 2.5) P_c$

にとる。但し  $P_c$  は圓ピッチとする。次にボスの厚さ  $g$  は重荷重の場合  $0.5d$ , 中荷重の場合  $0.44d$ , 軽荷重の場合  $0.4d$  とし、長さ  $l$  は  $1.5d \sim 2.2d$  位とし車の幅よりも長くなりすぎるときは中央内側の肉をぬすむ。



$$a = 0.5 P_c \sim 0.6 P_c, \quad c = h/3, \quad f = h/5, \quad m = h/7$$

第 377 圖 輻の断面形状

### 第 13 節 歯車用材料

歯車の材料は多く鑄鐵なるも、鑄鋼、鍛鋼、特殊鋼及び青銅等も用ひられる。鑄鐵及び鑄鋼材は JES 第 2 種又は第 3 種を、青銅鑄物は第 3 種又は第 4 種を、鍛鋼材は第 4 種又は第 5 種を用ひるがよい。特殊鋼にあつては JES ニッケル・クローム鋼第 1 種乃至第 3 種、クローム・バナヂウム鋼、クローム・マンガン鋼、肌焼鋼を使用する。一對の鑄鐵製歯車に於て小歯車の歯数が大歯車より著しく少ないときは磨耗が多いから小歯車を鍛鋼又は鑄鋼で造る場合がある。

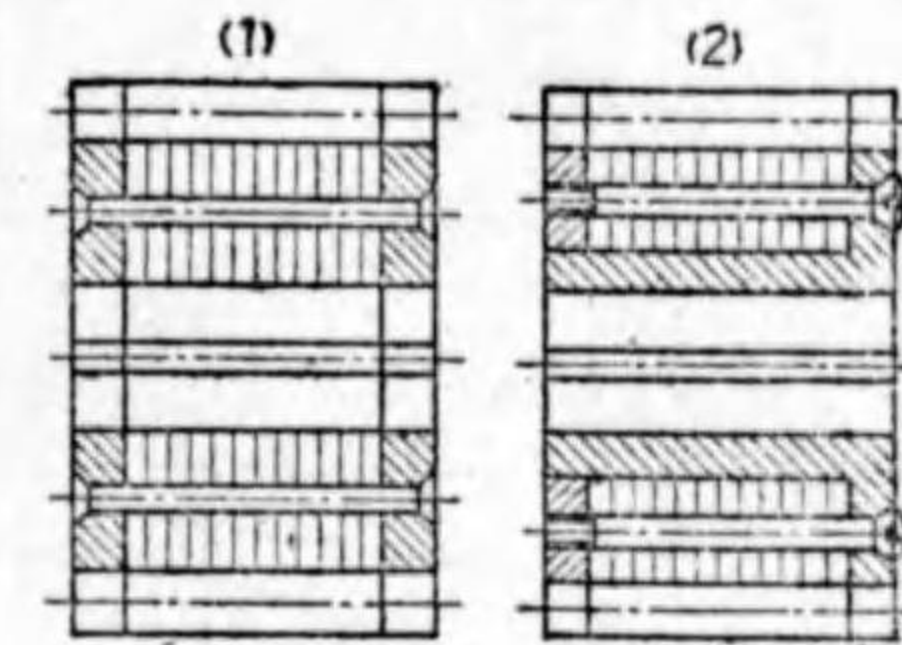
この他焼入、肌焼入、窒化、調質等による熱處理歯車を用ひられ何れも研磨仕上により一層精度の高いものが得られる。

次に歯車の音響は齒形及びピッチの不正、軸心の不一致、重量的不釣合等から来る衝撃のために起るから十分の注意を拂ひ切削したものは或る程度まで防止される。従來靜音齒車として生皮齒車と稱し獸類の生皮を幾枚か重ねて壓縮

Silent gear Raw hide gear

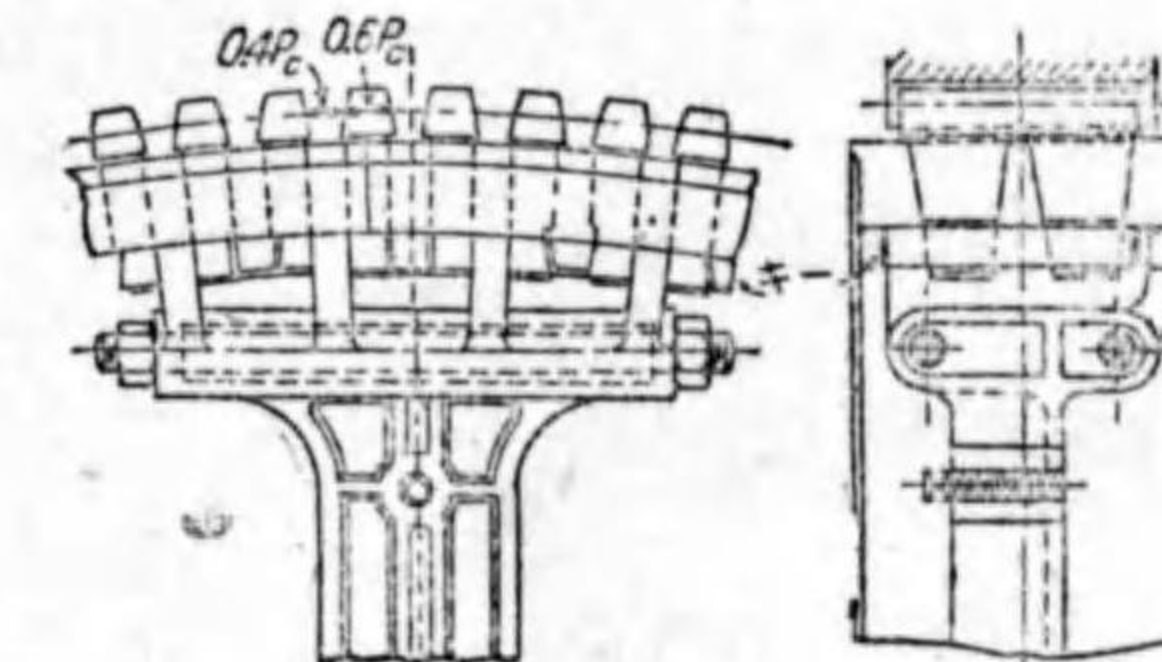
したものを第 378 圖の如く 2 枚の金屬板を當てこれを鋏又はねぢで締合せ齒を切つたもの、堅紙、ファブロイル、ペルチナックス及びペークライト等の非金屬齒車が用ひられてゐる。生皮、堅紙等の齒

車は壽命短かく濕氣を吸収し變形し易い。この種の齒車潤滑には黒鉛又はグリースの如きものを用ひる。ペークライトはペークランドの發明した合成樹脂で、石炭酸類とフォルマリンとを混合加熱した縮合樹脂を特殊の帆布に浸透せしめたものを幾層か重ねて加熱壓縮したもので、高温、濕氣、酸、アルカリ、油類その他多くの化學藥品に對し相當の抵抗力を有し、嚙合磨耗も少ない。多くの場合當板、ブッシュを用ひない。次に當板を有する生皮齒車の生皮部分の齒幅は相手の齒車の幅より幾分廣くする。



第 378 圖 非金屬齒車

一對の齒車で小齒車を靜音齒車にすれば損傷取替の際經濟的である。この他靜音齒車として第 379 圖の如く木齒(樫、樺、楓、栴等)を鑄鐵車の輪周に植込んだ所謂植



第 379 圖 植込齒車

込齒車がある。磨減多く高熱に耐へず防濕性に乏しく近來餘り用ひられない。

Mortise gear

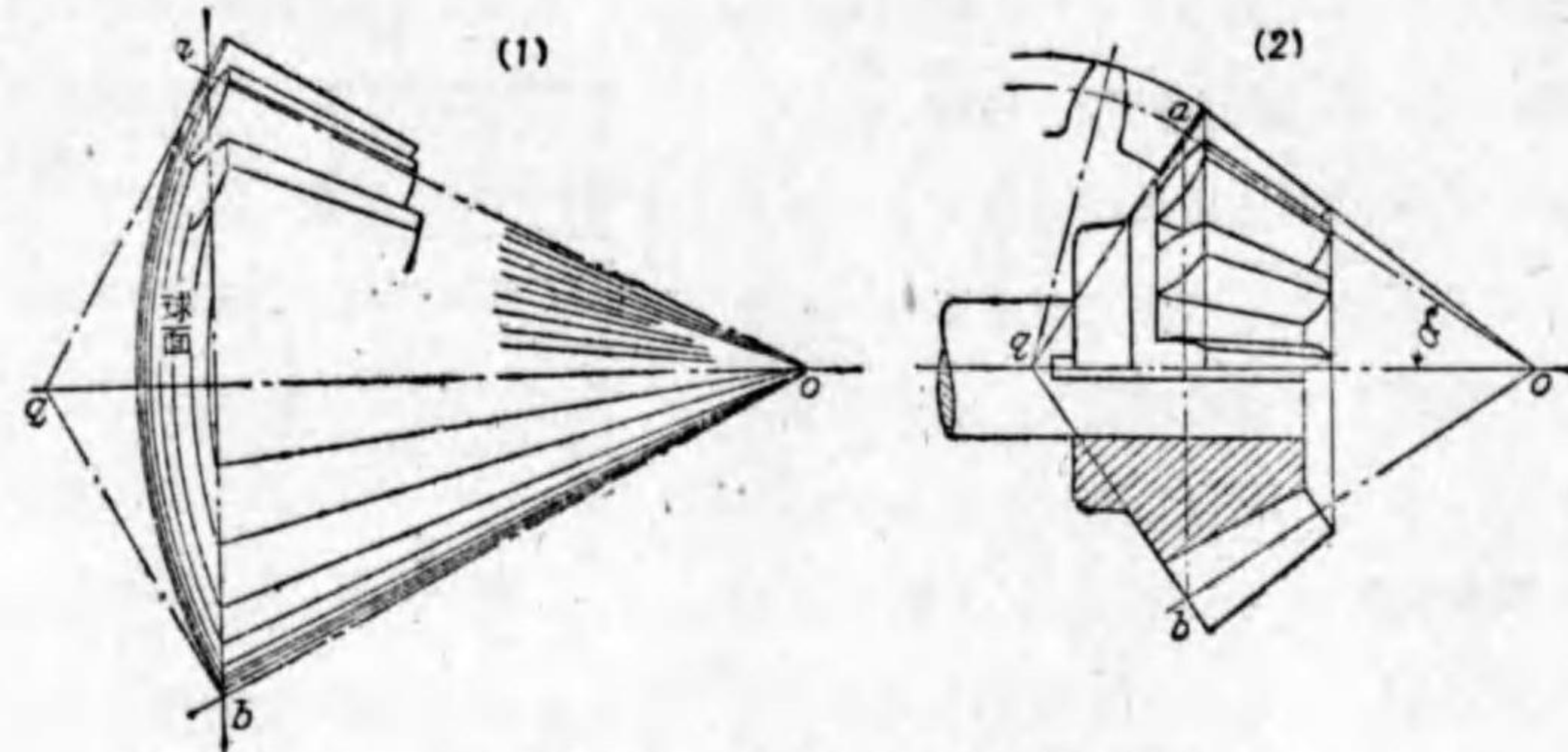
### 第 14 節 直線齒の傘齒車

元來傘齒車の運動は圓錐の頂點を中心とした球面上の運動となるから齒形も第 380 圖 (1) に示すやうに畫いた曲線であるが、球面は平面にし難いからトレッドゴルドの案出した近似畫法でその齒形が畫かれる。即ち同圖 (2) の如くピ

Tredgold



テ圓錐  $cab$  の背圓錐  $gab$  の母線の長さ  $qa$  に等しい半径のピッチ圓を持つ平齒車の齒形と同様にする。



第 380 圖 直線齒の傘齒車

1. 軸の交角による傘齒車の分類 傘齒車は兩軸のなす角  $\phi$  及びピッチ圓錐角  $\alpha$  との関係により次の如く分類される。

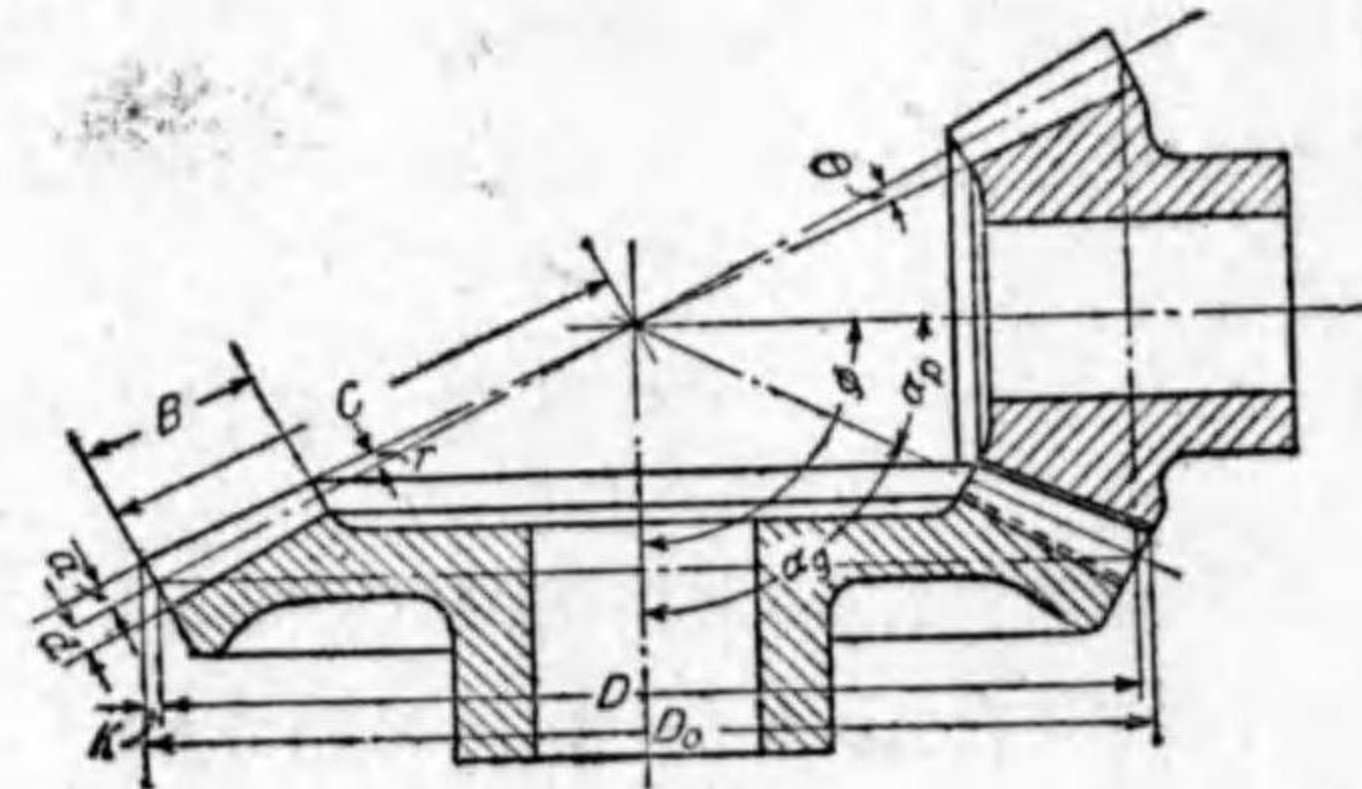
- 兩軸直角をなすもの
  - 齒數の異なる場合第 381 圖。
  - 齒數の相等しい場合, マイタ齒車第 382 圖。  
Miter gear
- 兩軸銳角をなすもの 第 383 圖。
- 兩軸鈍角をなすもの
  - 一方のピッチ圓錐角が  $90^\circ$  の場合, 冠齒車第 385 圖。  
Crown gear
  - 第 384 圖及び一方のピッチ圓錐角が鈍角の場合, 内傘齒車第 386 圖。  
Internal bevel gear

次に各場合に於る傘齒車

の算式を示す。

1) 兩軸が直角をなし齒數の異なる傘齒車。(第 381 圖)

但し式中  $M$  はモジュール,  $P$  は直径ピッチにして齒部の割合は大端部の齒形 Large end によつて表す。



第 381 圖 直角傘齒車

$$N = \text{齒數} \begin{cases} N_g = \text{大齒車} \\ N_p = \text{小齒車} \end{cases} \quad D = \text{ピッチ圓の直径} \begin{cases} D_g = \text{大齒車} \\ D_p = \text{小齒車} \end{cases}$$

$$D_0 = \text{外径} \begin{cases} D_{0g} = \text{大齒車} \\ D_{0p} = \text{小齒車} \end{cases} \quad \alpha = \text{ピッチ圓錐角} \begin{cases} \alpha_g = \text{大齒車} \\ \alpha_p = \text{小齒車} \end{cases}$$

$$\tan \alpha_g = \frac{N_g}{N_p}, \quad \tan \alpha_p = \frac{N_p}{N_g}, \quad \alpha_g + \alpha_p = 90^\circ = \phi$$

$$D = M \cdot N = \frac{N}{P} \times 25.4, \quad K = a \cdot \cos \alpha,$$

$$D_0 = D + 2K = D + 2a \cdot \cos \alpha,$$

$$C = \frac{D}{2 \sin \alpha}, \quad a = M = \frac{1}{P} \times 25.4,$$

$$d = 1.15708 M = \frac{1.15708}{P} \times 25.4$$

假想ピッチ圓上に於る齒數  $N' = \frac{N}{\cos \alpha}$ , 即ちインボリュート・カッタで齒形を切るときのカッタの番號はこの  $N'$  によつて定める。

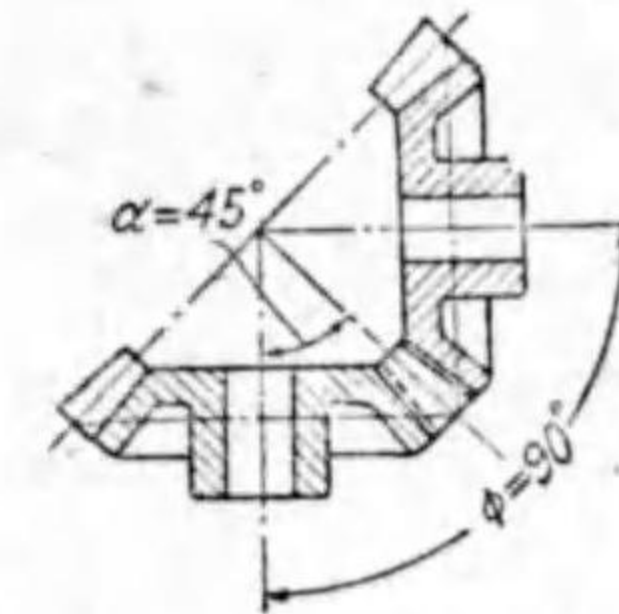
$$\tan \gamma = \frac{a}{C}, \quad \tan \theta = \frac{d}{C},$$

$$B \leq \frac{C}{3} \quad \text{又は} \quad B = (5 \sim 8) M$$

2) マイタ齒車。(第 382 圖)

$$\alpha = 45^\circ, \quad \phi = 90^\circ$$

$$C = 0.7071 D \quad K = 0.7071 a$$

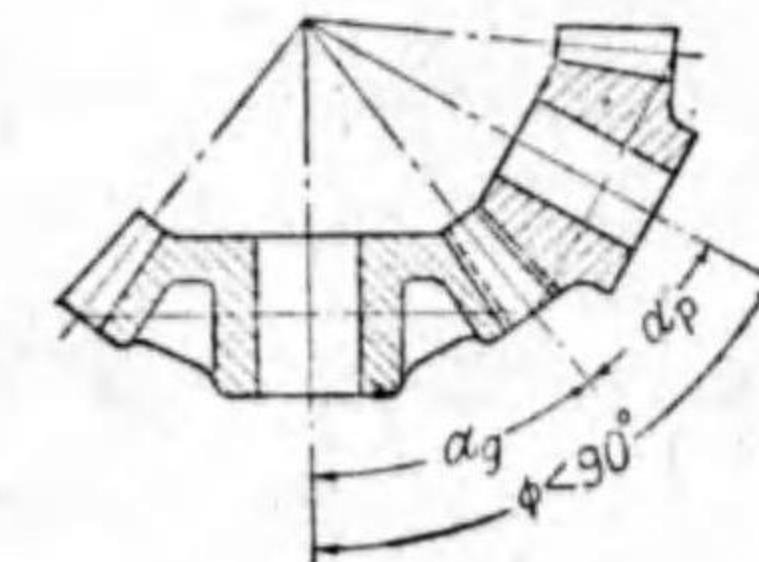


第 382 圖 マイタ傘齒車

3) 銳角傘齒車。(第 383 圖)

$$\tan \alpha_g = \frac{\sin \phi}{\frac{N_p}{N_g} + \cos \phi}$$

$$\tan \alpha_p = \frac{\sin \phi}{\frac{N_g}{N_p} + \cos \phi}$$



第 383 圖 銳角傘齒車



$$\alpha_g + \alpha_p = \phi < 90^\circ$$

$$D_0 = D + 2K$$

4) 鈍角傘歯車。(第 384 圖)

$$\tan \alpha_g = \frac{\sin(180^\circ - \phi)}{\frac{N_p}{N_g} - \cos(180^\circ - \phi)}$$

$$\tan \alpha_p = \frac{\sin(180^\circ - \phi)}{\frac{N_g}{N_p} - \cos(180^\circ - \phi)}$$

5) 冠歯車。(第 385 圖)

$$\alpha_g = 90^\circ \quad \sin \alpha_p = \frac{N_p}{N_g}$$

$$\phi = 90^\circ + \alpha_p \quad C = \frac{D}{2} \quad D_0 = D$$

6) 内傘歯車。(第 386 圖)

$$\tan \alpha_a = \frac{\sin(180^\circ - \phi)}{\cos(180^\circ - \phi) - \frac{N_p}{N_g}}$$

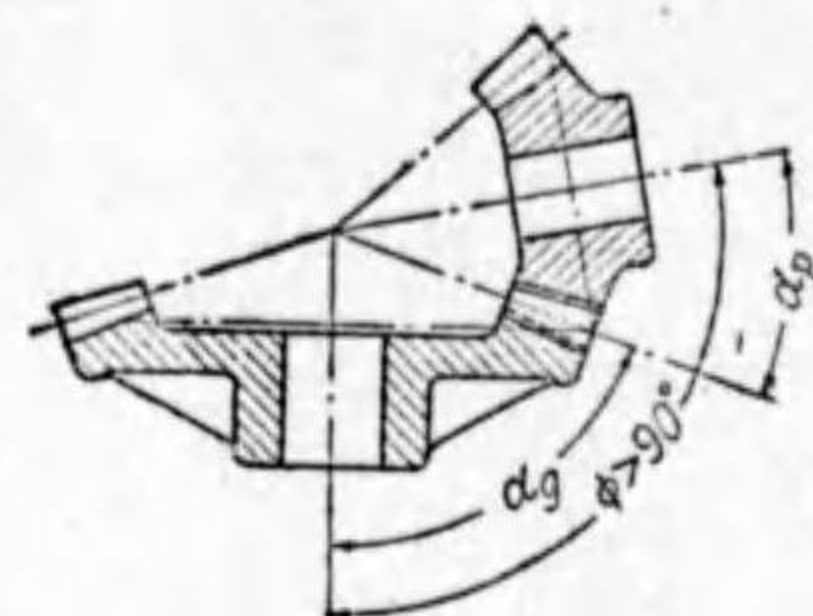
$$\alpha_a = 180^\circ - \alpha_g$$

$$\tan \alpha_p = \frac{\sin(180^\circ - \phi)}{\frac{N_g}{N_p} - \cos(180^\circ - \phi)}$$

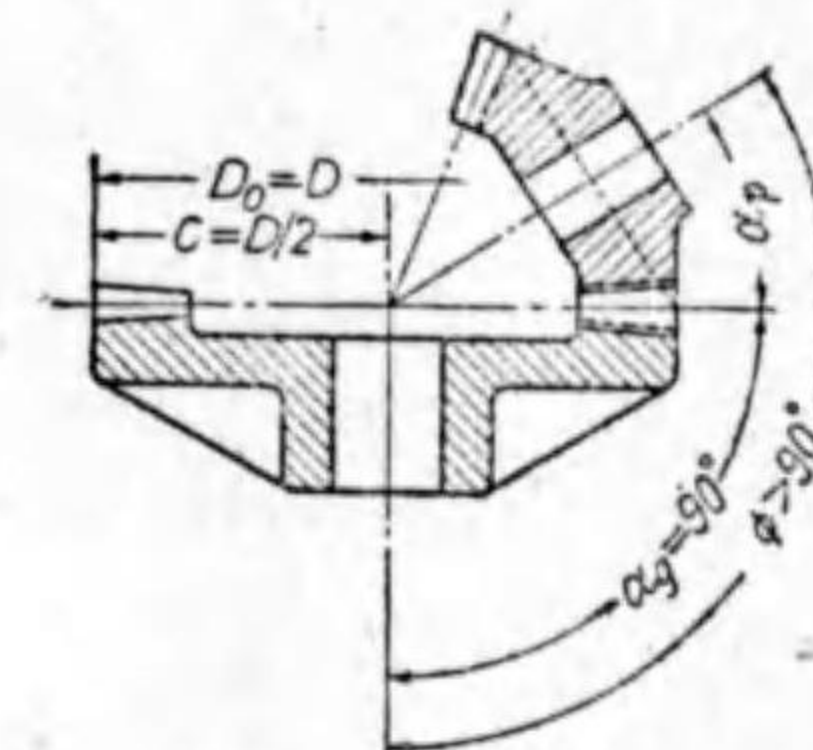
$$C = \frac{D_g}{2 \sin(180^\circ - \alpha_g)}$$

$$K_g = a \cdot \cos(180^\circ - \alpha_g)$$

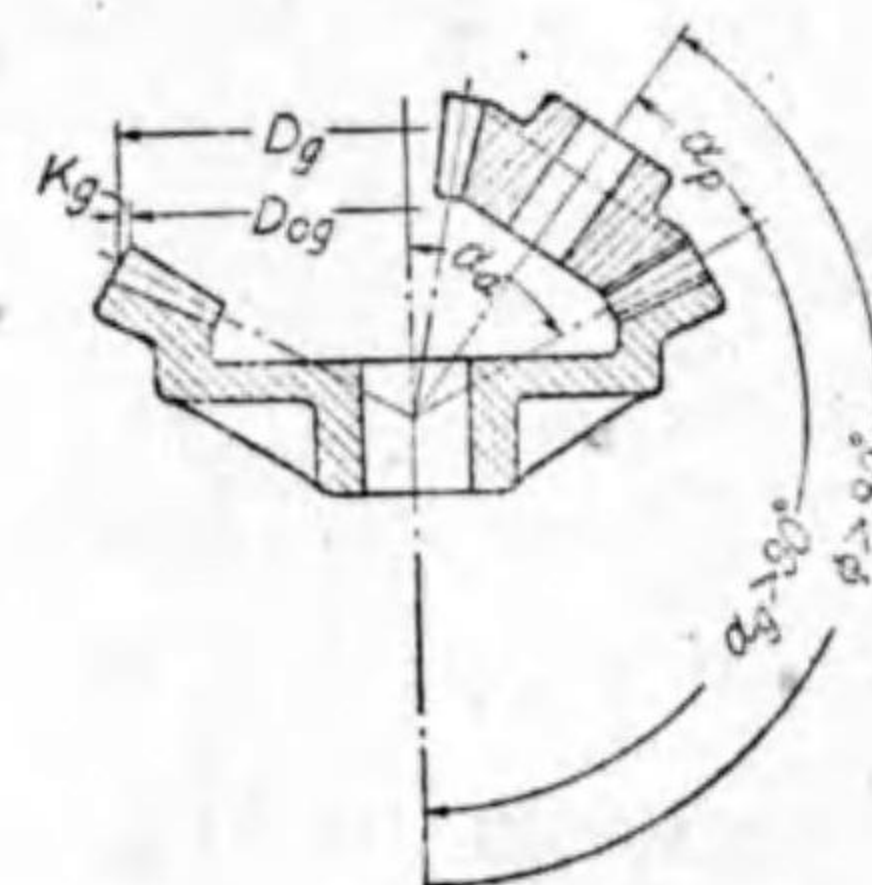
$$D_{og} = D_g - 2K_g$$



第 384 圖 鈍角傘歯車



第 385 圖 冠歯車



第 386 圖 内傘歯車

2. 齒に働く力 傘歯車に於て注意すべきことは齒に加はる力の分力が軸壓として現れる。従てその傳動効率は一平齒車より低く機械切の齒で軸受の損失を込めて凡そ 95% である。齒に働く力は考へ方によつては随分面倒であるが簡

便な方法としては第 387 圖に於て齒面に作用する傳達力  $F$  が歯の平均半径即ち  $\frac{D_m}{2}$  に集中したと考へるときは齒面には壓力角  $\theta$  の方向に力  $F_n$  が作用するから次の關係がある。

$$F = \frac{75 H}{\pi \cdot D_m \frac{n}{60}}$$

軸 推 力

$$F_x = F_r \cdot \sin \alpha = F \tan(\theta + \rho) \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(147)$$

齒の直壓力

$$F_y = F_r \cdot \cos \alpha = F \tan(\theta + \rho) \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(148)$$

式中  $D_m$  = 平均ピッチ圓の直徑 m

$n$  = 毎分回轉數

$\alpha$  = ピッチ圓錐角

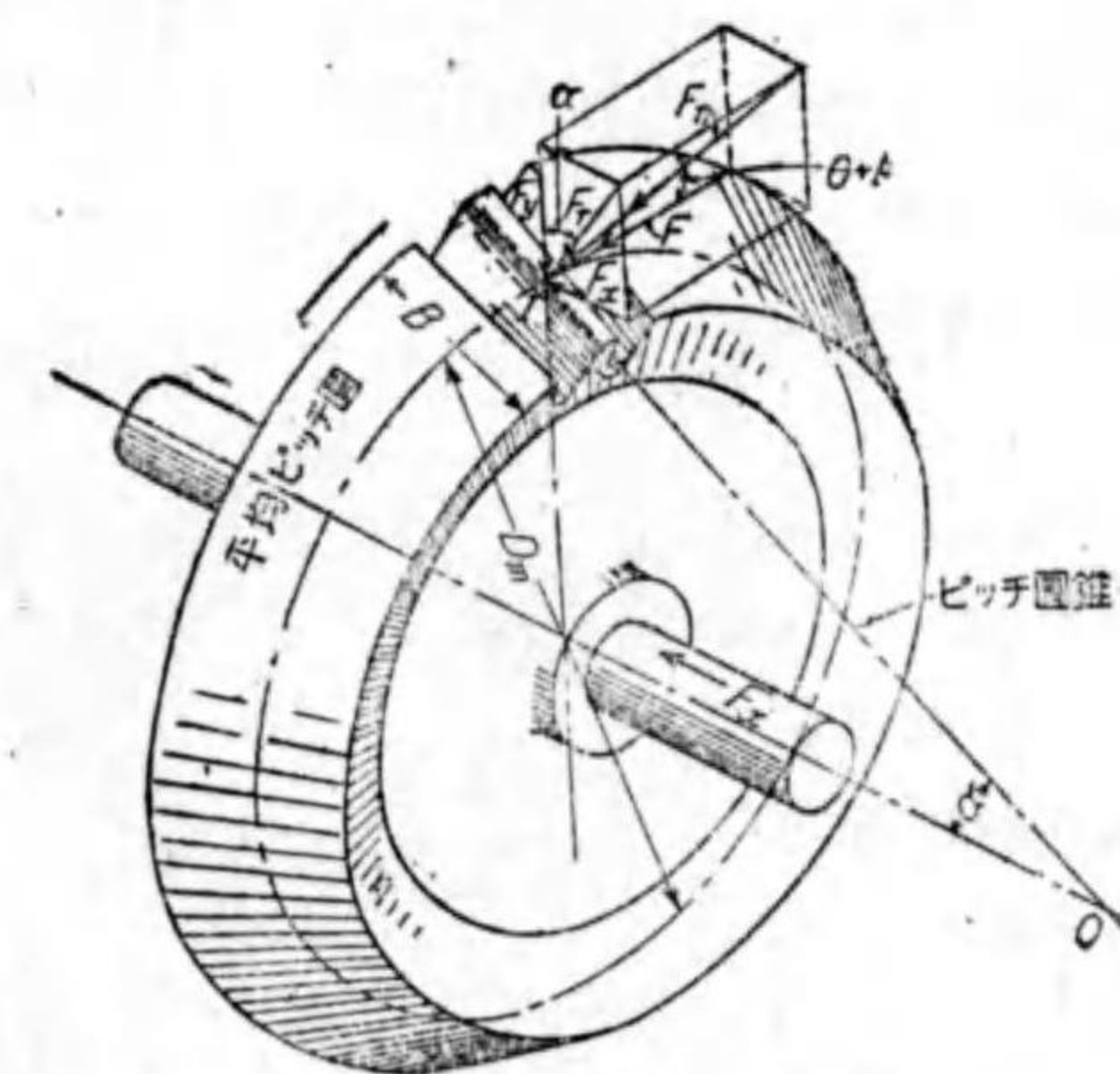
$\theta$  = 壓力角

$\rho$  = 摩擦角(凡そ  $3^\circ$ )

即ち齒車は  $F_x$  なる力のため嚙合ひを外される傾向があるから軸受で支へしめる。

次に齒の強さに関しては幅  $B$ 、直徑  $D_m$  の平齒車と同じであると假定して計算する。但しその

圓ピッチは傘齒車の平均直徑  $D_m$  に於ける所のピッチとすべきである。



第 387 圖 傘齒車に働く力

第 15 節 まがりば傘齒車

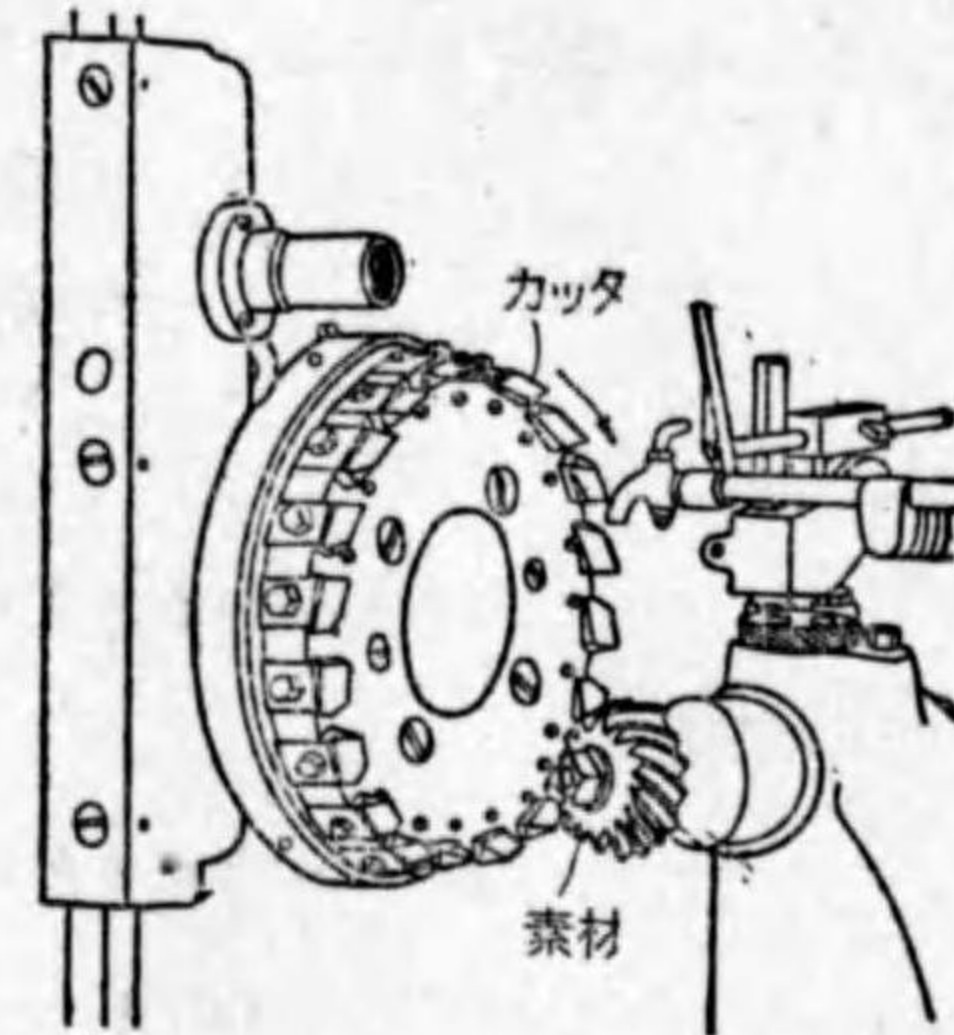
まがりば傘齒車は直線齒の傘齒車に較べて嚙合ひが圓滑で振動及び騒音が少く、傳動力も大きく、高速回轉のものに適す。



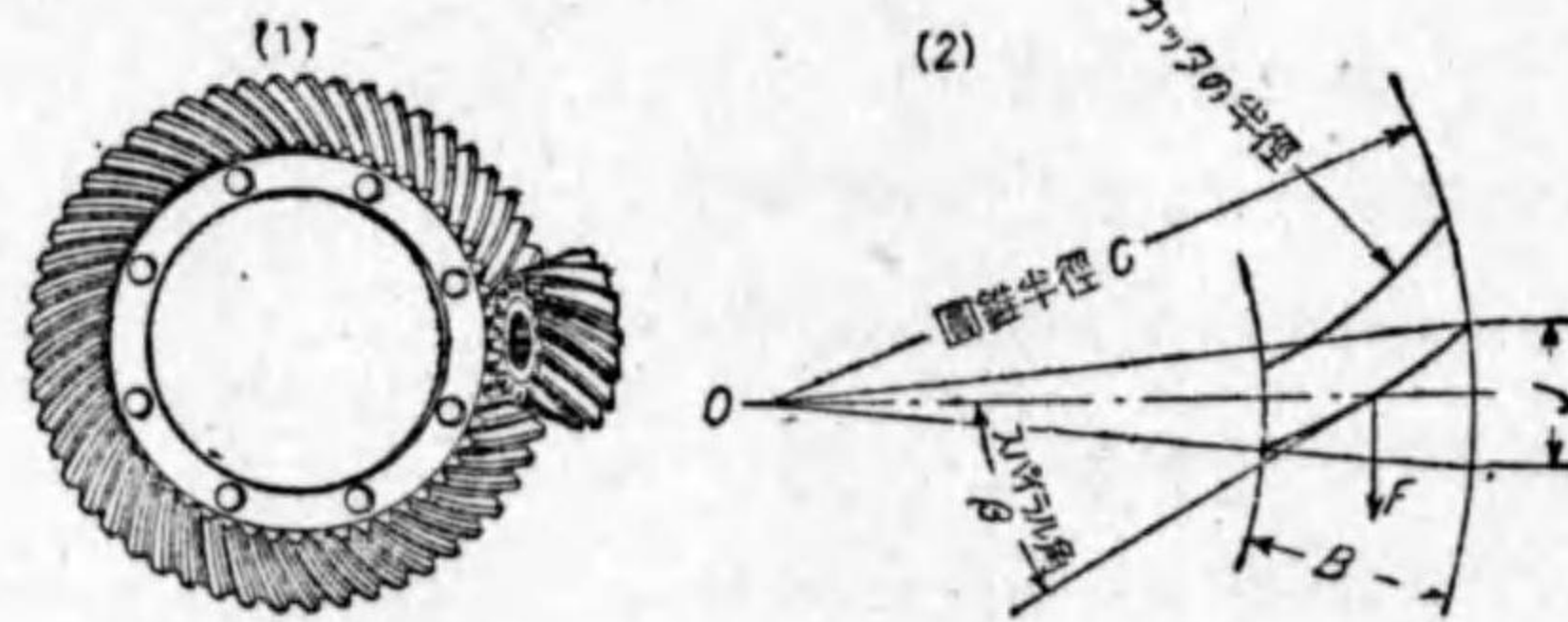
歯の曲がりの形状にはアルキメデス・まがり、インボリュート・まがり、圆弧、はすば及び山形歯等の種類がある。歯形曲線は殆どインボリュートにして壓力角は  $14\frac{1}{2}^\circ$ ,  $17\frac{1}{2}^\circ$ ,  $20^\circ$  等があつて歯部の割合も一定しない。

現今最も広く採用せらるゝものには第 388 圖の米國グリーソン社まがりば傘歯車齒切盤によつて製作せられたもので第 389 圖に示すやうに齒の曲がりは圆弧からなりアンダカットを避けるため、小齒車も大齒車もその齒末の丈は齒數比によつて異り、すべてが不等アデンダム式になつてゐるが、ピッチ圓錐角及びピッチは普通の直線齒の傘齒車と同様に計算する。スパイラル角  $\beta$  は直徑ピッチ (P) 4~5 位の自動車用のものでは平均  $30^\circ$ 、ピッチの小さいもので  $25^\circ$  ~  $30^\circ$  とし、如何なる場合でも  $35^\circ$  を超えないやうにする。回轉の圓滑を圖り、同時に壽命を長くするためフェース・アドバンス又はリード J は普通圓ピッチの 1.25~1.5 倍とし、齒幅 B は圓錐半徑の  $\frac{1}{3}$  又はカッタの直徑の  $\frac{1}{5}$  を超えないやうにする。齒數 10 で齒數比は 1:7 位までも差支へなく用ひられる。

一對の傘齒車の回轉方向は原動車をその大端部側から見たときの方向を以て表す。一對のまがりば傘齒車に於て齒の曲がりの向きは小齒車の方向でその一對の曲がりの向きを代表する。而して一對の齒車では齒の曲がりは互に反對である。

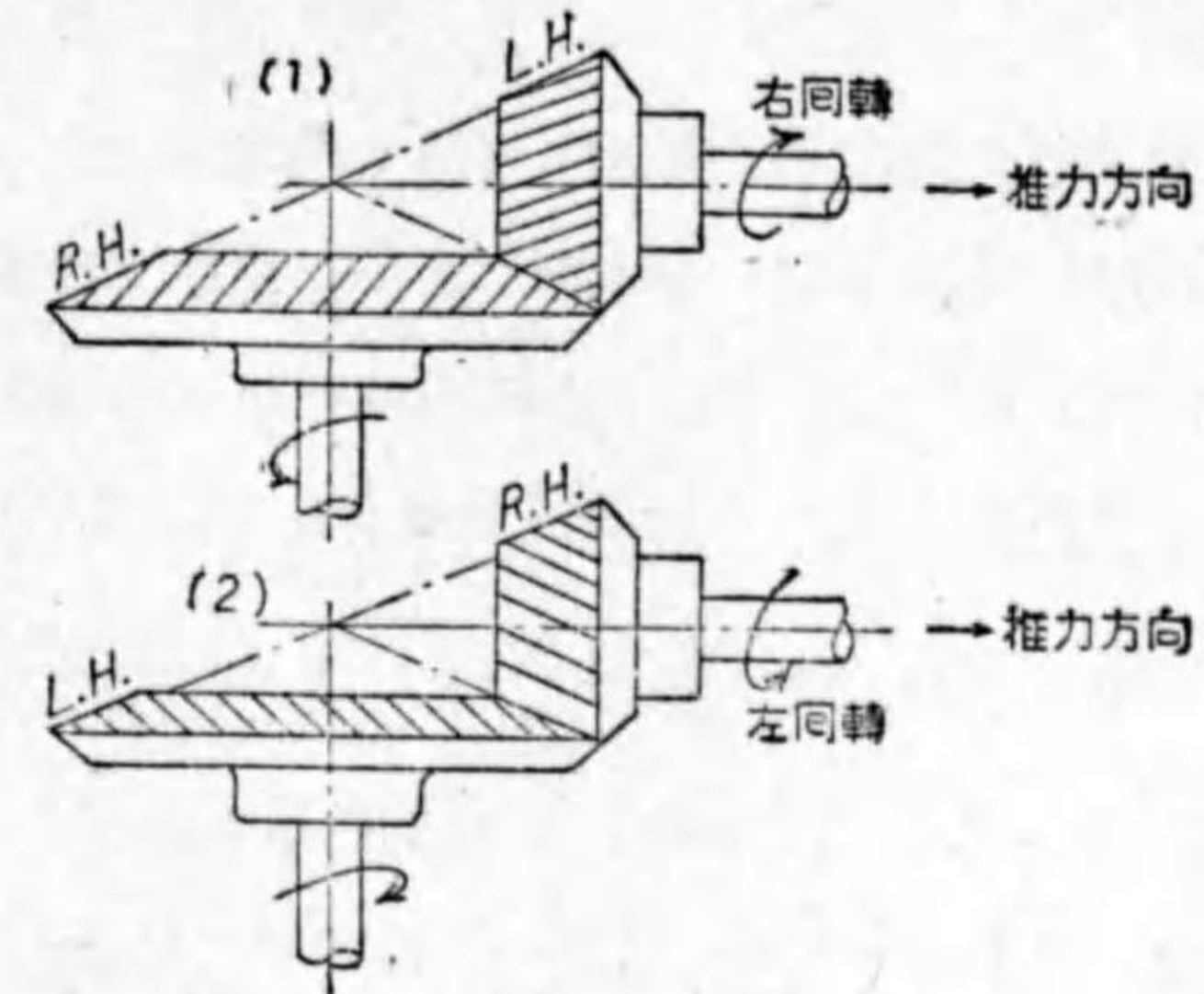


グリーソンまがりば傘齒車齒切盤 第 388 圖



第 389 圖 グリーソン・まがりば傘齒車

例へば第 390 圖 (1) に於て小齒車が原動車にして左向きの曲がり歯を有し右回轉ならば推力は後方へ、同圖 (2) の如く右曲がりの小齒車で左回轉ならば推力は前と同様に後方へ働く。この種の傘齒車の嚙合は常にこの方向へ推力を働かすやうにする。若し推力が反對方向に働くと小齒車が前に進む勝手となり齒を損傷する虞がある。軸推力は齒が曲がりを有するため普通の直線齒の傘齒車よりかなり大きな値となり且つその推力は逆回轉に於て大き及び方向が變るので軸受に特別の注意を要する。

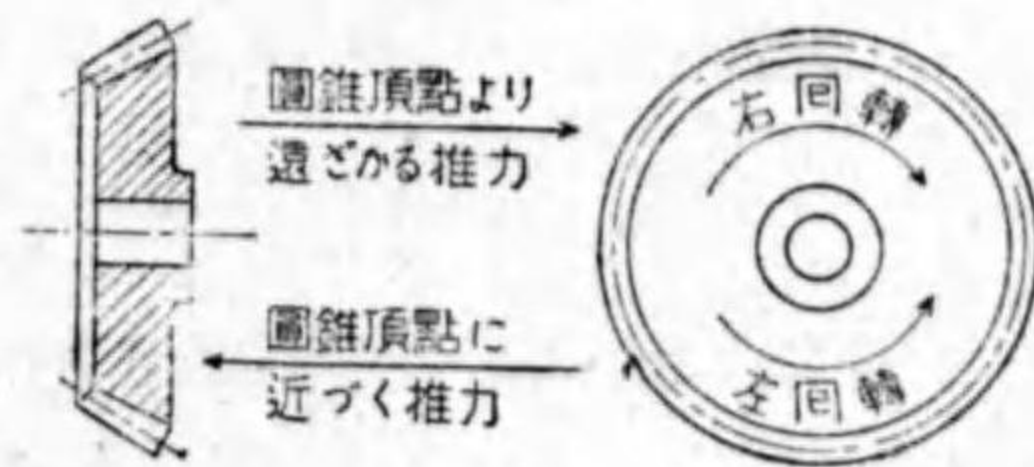


まがりば傘齒車の回轉及び推力の關係 第 390 圖

いま  $F_x$  = 軸推力,  $F$  = 齒に働く切線方向の力 (傳達力),  
 $\theta$  = 壓力角,  $\alpha$  = ピッチ圓錐角,  $\beta$  = スパイラル角  
 とすれば軸推力の大き及び方向は第 43 表の如くなる。

第 43 表 まがりば傘齒車の推力計算式

原動車 まがり の向き	回轉 方向	軸推力 ( $F_x$ ) の値 矢は式中の各項の軸推力の方向を示す。合成値の方向は値の大きな項の方向による。
右	右	原動車 $F_x = F \left( \tan\beta \cos\alpha - \frac{\tan\theta \cdot \sin\alpha}{\cos\beta} \right)$
左	左	受動車 $F_x = F \left( \tan\beta \cos\alpha + \frac{\tan\theta \cdot \sin\alpha}{\cos\beta} \right)$
右	左	原動車 $F_x = F \left( \tan\beta \cos\alpha + \frac{\tan\theta \cdot \sin\alpha}{\cos\beta} \right)$
左	右	受動車 $F_x = F \left( \tan\beta \cos\alpha - \frac{\tan\theta \cdot \sin\alpha}{\cos\beta} \right)$





### 第 16 節 ねち歯車

本章第 1 節第 342 圖 (1), (2) ねち歯車に於て兩軸のなす角  $\phi$  は任意でよいが一般には  $\phi=90^\circ$  の場合が多い。歯車 1 個としてははすば歯車の計算と全く同様である。接觸面狭く磨耗が多いから小傳達力で  $v \leq 10 \text{ m/s}$  に限られる。

ねち歯車の速比  $i$  は次式で示される。(實用上速比は 1:5 以下にする)

$$i = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{n_b}{n_a} = \frac{N_a}{N_b} = \frac{D_a \cos \alpha_a}{D_b \cos \alpha_b} \dots\dots\dots(149)$$

但し添記號  $a$  は原動車,  $b$  は受動車を示す。

上式から速比はピッチ圓の直径のみには比例しない。これははすば歯車と異なる點で  $D_a = D_b$  でも蔓卷角を適當に選ぶことによつて任意の速比が得られる。

**兩軸直角をなすねち歯車** この場合は齒直角ピッチ ( $M_n, P_n$  及び  $P_{cn}$ ) 及び齒の蔓卷方向が互に相等しく  $\alpha_a + \alpha_b = 90^\circ$  なることを要する。

1) 齒數比が直径の比に等しい場合。(この場合は何れの齒車を原動車としても差支ない)

$$\alpha_a = \alpha_b = 45^\circ, \text{ 軸直角ピッチ } (M, P_c) \text{ は互に相等しい。}$$

2) 齒數比が直径の比と異なる場合。(この場合速比は齒數比に比例し, 直径比には無關係である)

$$\tan \alpha_a = \frac{D_a \cdot N_b}{D_b \cdot N_a}; \quad \tan \alpha_b = \frac{D_b \cdot N_a}{D_a \cdot N_b}$$

3)  $N_a, N_b$  及び中心距離  $C$  が與へられた場合。

i. 兩車の軸直角ピッチ ( $M$  或は  $P_c$ ) が互に相等しきとき

$$\alpha = 45^\circ; \quad M = \frac{2C}{N_a + N_b}; \quad P_c = \frac{2\pi \cdot C}{N_a + N_b}$$

ii.  $M_a$  或は  $P_{ca}$  の値が假定されるとき

$$M_b = \frac{2C - N_a \cdot M_a}{N_b}; \quad P_{cb} = \frac{C \cdot \pi - \frac{1}{2} N_a \cdot P_{ca}}{\frac{1}{2} N_b};$$

$$\tan \alpha_a = \frac{M_a}{M_b}; \quad \tan \alpha_b = \frac{M_b}{M_a}$$

或は  $\tan \alpha_a = \frac{P_{ca}}{P_{cb}}; \quad \tan \alpha_b = \frac{P_{cb}}{P_{ca}}$

4)  $N_a, N_b, C$  又は一方の齒車の直径  $D$  が與へられた場合。

i.  $C$  が與へられたとき

$$M_n = \frac{2C \cos \alpha_a \cdot \cos \alpha_b}{N_a \cos \alpha_b + N_b \cos \alpha_a}; \quad P_{cn} = \frac{2C \cdot \pi \cos \alpha_a \cdot \cos \alpha_b}{N_a \cos \alpha_b + N_b \cos \alpha_a}$$

ii.  $D_a$  又は  $D_b$  が與へられたとき

$$M_n = \frac{D_a \cos \alpha_a}{N_a} = \frac{D_b \cos \alpha_b}{N_b}; \quad P_{cn} = \frac{D_a \cdot \pi \cos \alpha_a}{N_a} = \frac{D_b \cdot \pi \cos \alpha_b}{N_b}$$

$$D_a = \frac{M_n \cdot N_a}{\cos \alpha_a}; \quad D_b = \frac{M_n \cdot N_b}{\cos \alpha_b} \text{ 或は } D_a = \frac{P_{cn} \cdot N_a}{\pi \cos \alpha_a}; \quad D_b = \frac{P_{cn} \cdot N_b}{\pi \cos \alpha_b}$$

**兩軸任意の角をなすねち歯車** この場合は齒直角ピッチが互に相等しく蔓卷角の和又は差が兩軸のなす角  $\phi$  に等しく, 齒の蔓卷方向は  $\phi$  によつて異なる。

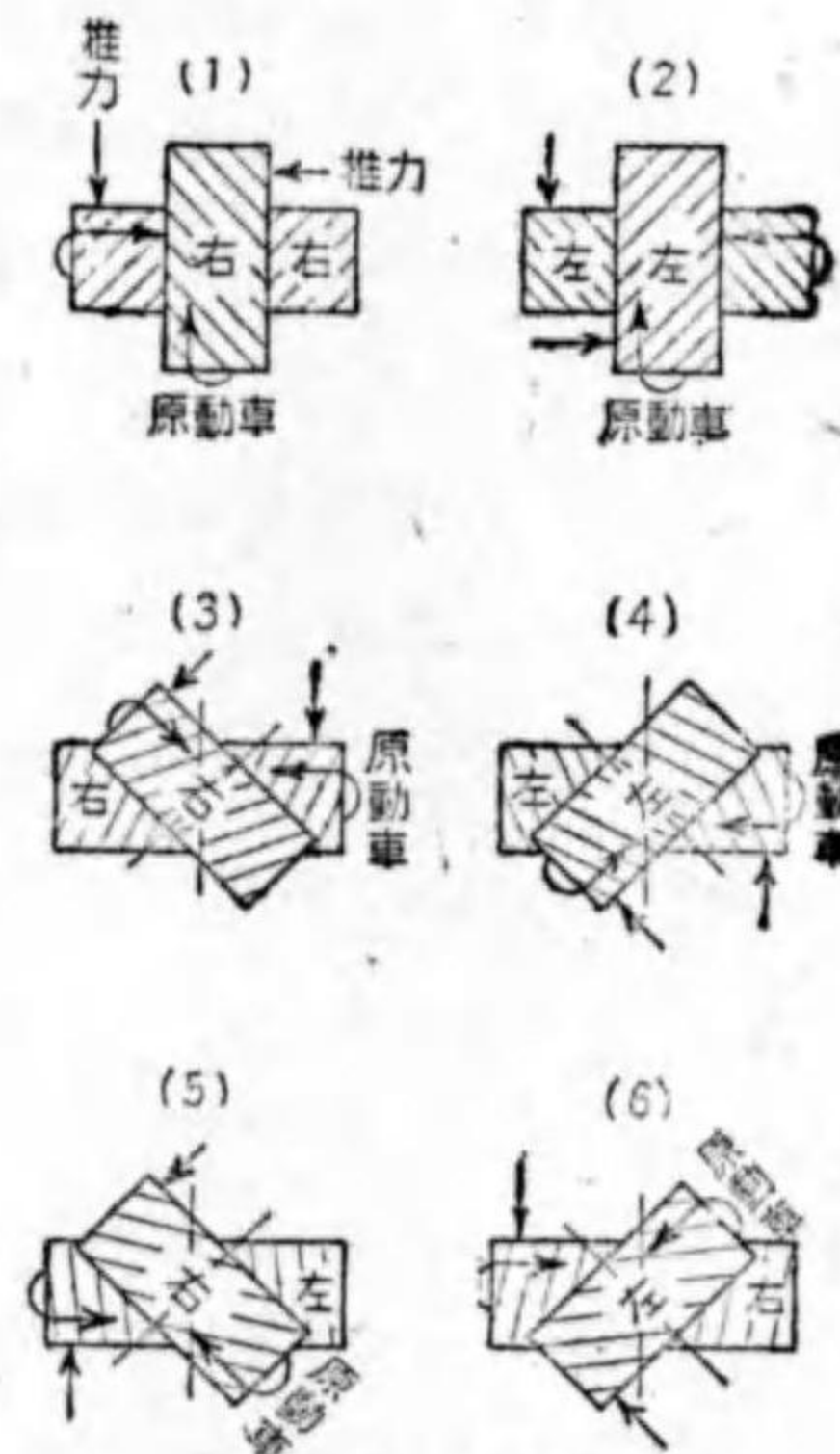
1) 齒數比が直径比に等しい場合

$$\alpha_a = \alpha_b = \frac{\phi}{2}, \quad M_a = M_b$$

2) 齒數比が直径比と異なる場合及び  $N_a, N_b, C$  又は一方の齒車の直径  $D$  が與へられた場合 算式は前記  $\phi=90^\circ$  のときと同様でたゞ  $\alpha_a + \alpha_b$  が  $90^\circ$  でない點が異なるのみである。

これ等の齒車に於ては蔓卷角  $\alpha$  の大きい方を原動車とすることを要する。

ねち歯車に於る蔓卷方向, 回轉方向及び軸推力との關係は第 391 圖に示す。



ねち齒車の回轉方向と軸推力との關係

第 391 圖

### 第 17 節 ウォーム及びウォーム齒車

ねち齒車に於て速比を著しく大きくすると一方の齒數を少くせねばならぬ。



そこで一方の歯数を 1~6 位にすれば車の形は運動用ねち状となる。これを**ウォーム**、相手の車を**ウォーム歯車**といふ。ウォーム歯車には両軸が直角をなすものと、直角でないものとあるが、実際上は前者のものが一般的に使用される。この場合でも普通のねち歯車と同じ方法で歯を切れば点接触を免れぬから線接触になるやうに歯の幅の方を中凹にウォームの周囲の一部を抱くやうに作るのが普通である(394 圖 2, 3 参照)。一對の歯車で得られる速比は普通 1:10~20 なるも 1:5 及び 1:50 の場合もある。

ウォーム傳動装置は平歯車に比較し次のやうな特徴がある。

- 1) 平歯車に比し速比が大きい。
- 2) 自身の工作費は高いが全體としては經濟的に出来る。
- 3) 運轉靜謐、圓滑にして、場所の節約及び重量の節減も同様にして得られる。
- 4) ウォーム傳動装置は使用方法によつては逆轉防止に使用することが出来、減速歯車として需要が著しい。然し効率の低いことが缺點である。

次に 2 軸直交するウォーム及びウォーム歯車に於てウォーム軸を含み、ウォーム歯車軸に直角な平面で兩車を切斷すればラックと平歯車との嚙合に似る。

ウォームの**蔓卷角**又は**リード角**(軸に直角な面と齒とのなす角)が小さい場合には齒形は軸斷面に於て梯形に作られるが、これによると齒形が齒直角斷面に於て直線ではなく、幾分の變形をなすから齒面を研磨するには工合が悪い。この變形の度合は蔓卷角の大きさに比例して大きくなる。又刃物は特殊形状のものを用ひることを要する。

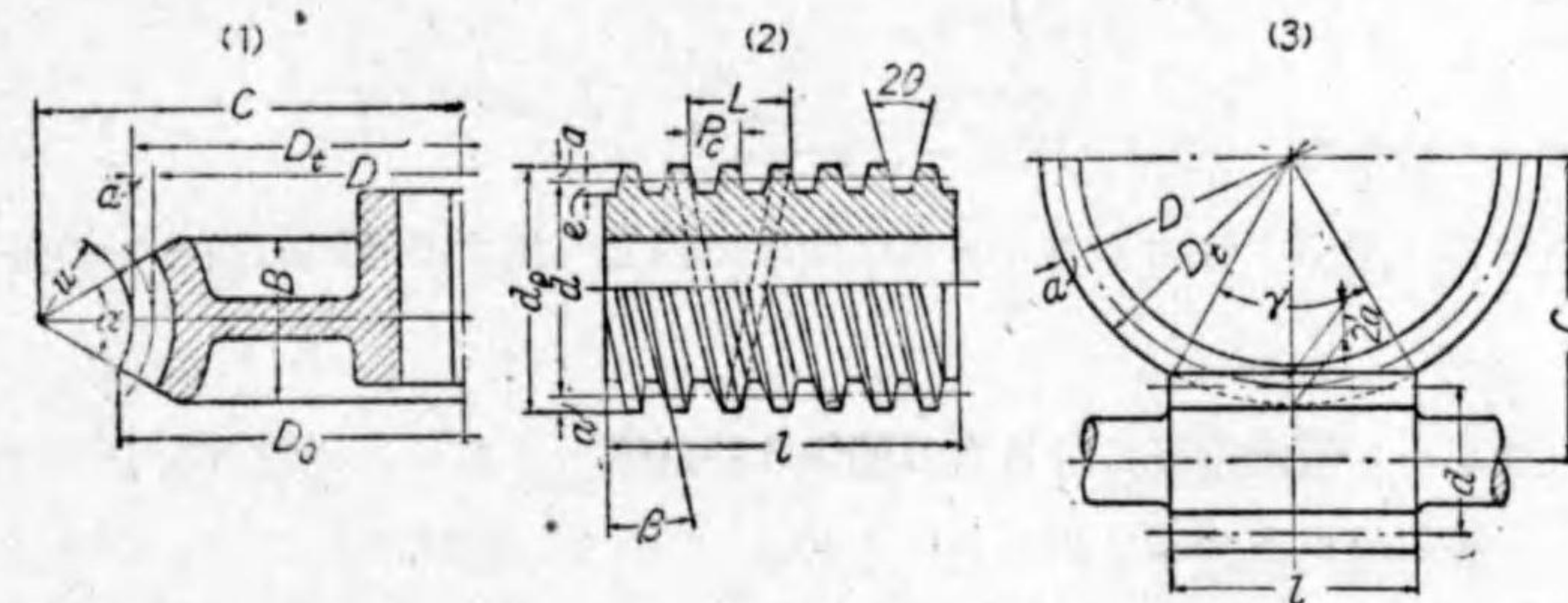
然し蔓卷角の小さいものには一般に直線形刃物を用ひ、それ以上のウォーム切削には修正刃物を用ひる。又蔓卷角が増すとウォームの製作が困難となり齒車の齒も切込みが著しくなりよくない。故にこの場合は壓力角を増す。蔓卷角 ( $\beta$ )、壓力角 ( $\theta$ ) 及び齒末の丈 ( $a$ ) の割合は大體次のやうにとる。

$$\begin{array}{lll} \beta < 12^\circ \text{ の場合} & \theta = 14 \frac{1^\circ}{2} \sim 20^\circ & a = \frac{P_c}{\pi} = M \\ \beta = 12^\circ \sim 20^\circ \text{ の場合} & \theta = 20^\circ & a = 0.9 M \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} \beta = 20^\circ \sim 25^\circ \text{ の場合} & \theta = 22 \frac{1^\circ}{2} & a = 0.9 M \\ \beta > 25^\circ \text{ の場合} & \theta = 25^\circ \sim 30^\circ & a = 0.8 M \sim 0.75 M \\ \text{齒數 24 枚以下のウォーム齒車の場合} & \theta = 20^\circ \text{ 以上} & \end{array}$$

次にウォームの切削には旋盤、フライス盤及びウォーム盤を、ウォーム齒車切削にはホブ盤、ウォーム車齒切盤、フライス盤等を用ひる。

### 1. ウォーム及びウォーム齒車に関する算式 (第 392 圖参照)



第 392 圖 ウォーム及びウォーム齒車の寸法

$$\begin{array}{ll} \text{ウォーム齒車のピッチ圓直径} & D = M \cdot N = \frac{N \cdot P_c}{\pi} \\ \text{同 上 スロートの直径} & D_t = D + 2a = M(N+2) = \frac{P_c(N+2)}{\pi} \\ \text{同 上 外径} & D_o = 2u \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) + D_t \\ \text{ウォーム齒車の頂角} & \alpha = 60^\circ \sim 90^\circ \\ \text{ウォームのリード} & L = P_c \times \text{ウォームのねち數(一重二重等)} \\ \text{同 上 蔓卷角 } \beta & \tan \beta = \frac{L}{\pi \cdot d} \\ \text{同 上 ピッチ圓直径} & d = d_o - 2a \\ \text{同 上 外径} & d_o = d + 2a \\ \text{ウォームの中心から齒車の齒先までの半径} & u = \frac{d}{2} - a \\ \text{齒直角斷面に於る齒の厚} & t_n = t \cos \beta \\ \text{ピッチ線上に於る齒の厚} & t = \frac{P_c}{2} \end{array}$$



中心距離

$$C = \frac{d+D}{2}$$

ウオーム歯車の幅

$$B = 2.4 P_e + 6 \text{ mm (一重, 二重ねぢウオーム)}$$

$$B = 2.15 P_e + 5 \text{ mm (三重, 四重ねぢウオーム)}$$

第 394 圖 (2) の形状に對しては

$$B = 2\sqrt{(d+a)a} + \frac{P_e}{2}$$

$$D_o = D + 3a$$

ウオームの長さ

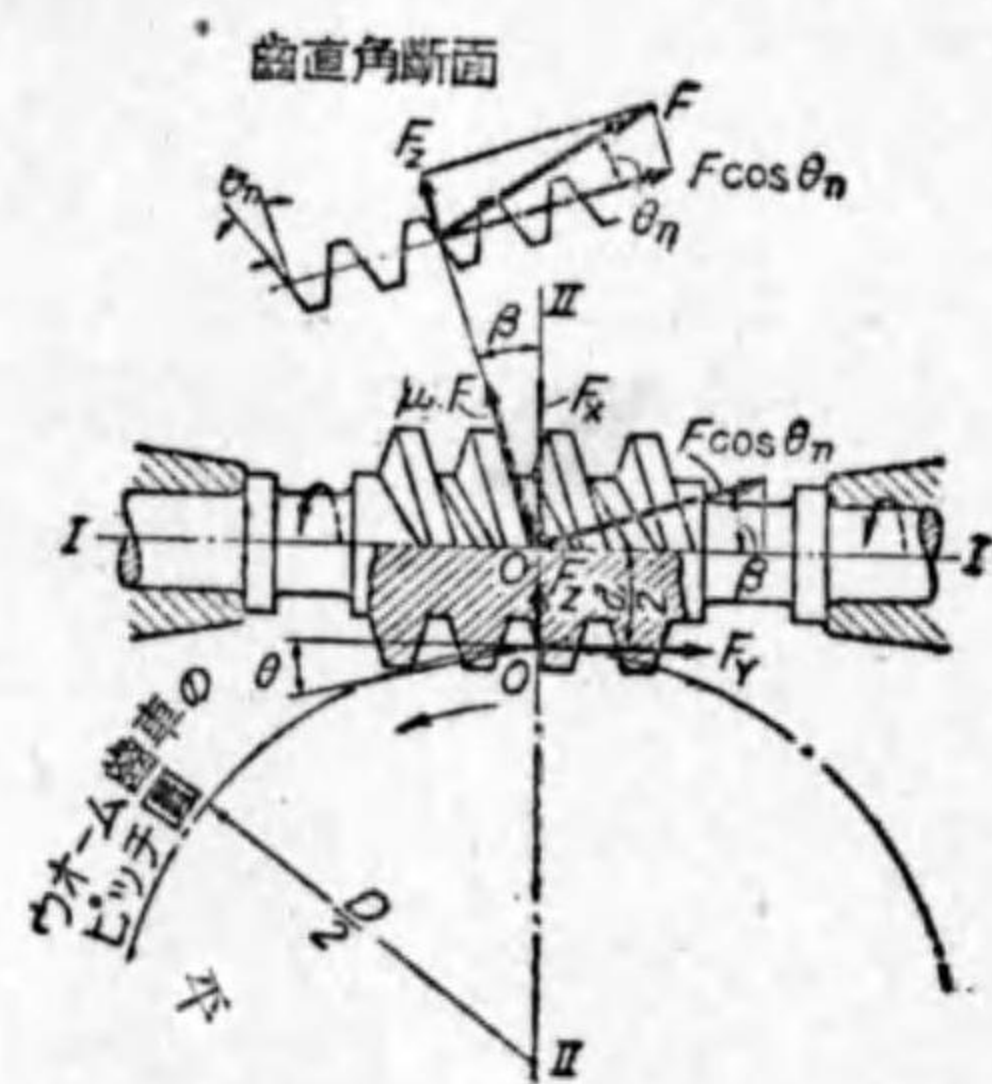
$$l = \sqrt{D_t^2 - (D_t - 4a)^2}$$

これは第 392 圖 (3) の如くウオームが歯車に對し作用する極限の點までの長さである。

2. ウオーム傳動装置に於る力の關係及び效率 ウオーム傳動装置では嚙合

のために動力損失の起る箇所が色々あるので簡単には考へられない。即ち齒の接觸面の摩擦の他に普通軸受の摩擦と軸壓に對する摩擦とが存在する。いま第 393 圖に於て齒の接觸面の摩擦のみを考へ齒のピッチ點 O で接觸するものとする。齒面に垂直な力を  $F$  とすれば、この直壓力  $F$  は齒直角斷面に於ての壓力角  $\theta_n$  の方向をとる。この  $F$  なる力によつて蔓卷角  $\beta$  の方向に摩擦抵抗力  $\mu F$  が生ずる。この二つの力の作用が次式に示すウオーム軸及びウオーム齒車軸に及ぼす力となる。

$$\left. \begin{aligned} F_y &= F \cos \theta_n \cdot \cos \beta - \mu \cdot F \sin \beta \\ F_x &= F \cos \theta_n \cdot \sin \beta + \mu \cdot F \cos \beta \\ F_z &= F \sin \theta_n \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (150)$$



ウオーム及びウオーム齒車の力の關係 第 393 圖

茲に  $F_y$  はウオーム齒車の回轉力であり、且つウオーム軸の推力として働く。 $F_x$  はウオームの圓周力即ち回轉力であり、且つウオーム齒車の軸壓となる。 $F_z$  は兩軸に對し曲げモーメントを與へるのみの力となる。ウオームの齒形を  $14\frac{1}{2}^\circ$  のインボリュート曲線に對應するものとすれば  $\theta = 14\frac{1}{2}^\circ$  であるからこれよりも小さい角  $\theta_n$  ( $\tan \theta_n = \tan \theta \cdot \cos \beta$ ) の  $\cos$  は 1 と見ても上式は大差はない故に簡單のため  $\cos \theta_n \approx 1$  尙  $\mu = \tan \rho$  と置けば式 (150) の最初の二式から

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_y \frac{\sin \beta + \mu \cos \beta}{\cos \beta - \mu \sin \beta} = F_y \tan(\beta + \rho) \\ F_y &= \frac{F_x}{\tan(\beta + \rho)} \quad \text{及び} \quad F_z \approx F_y \tan \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (151)$$

若し摩擦が無いものとすれば  $F_{x_0} = F_y \tan \beta$  であるから齒面の效率は

$$\eta = \frac{F_{x_0}}{F_x} = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho)} \dots\dots\dots (152)$$

次にウオーム齒車に回轉力  $F_y$  を生ぜしむるにはウオーム軸が次式に示す回轉モーメント  $M_a$  を以て傳動しなければならぬ

$$\begin{aligned} M_a &= F_x \cdot \frac{d}{2} = F_y \cdot \tan(\beta + \rho) \cdot \frac{d}{2} \\ &= F_y \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{L + \mu \cdot \pi \cdot d}{\pi \cdot d - \mu \cdot L} = 71,620 \frac{H_a}{n_a} \dots\dots\dots (153) \end{aligned}$$

但し  $L$  = ウオームのリード,  $d$  = ウオームのピッチ圓直徑,  
 $n_a$  = ウオームの r.p.m.,  $H_a$  = ウオームの傳動馬力 を示す。

ウオーム齒車の回轉モーメント  $M_b$  は

$$M_b = F_y \cdot \frac{D}{2} = 71,620 \frac{H_b}{n_b} \dots\dots\dots (154)$$

但し  $D$  = ウオーム齒車の直徑,  $n_b$  = ウオーム齒車の r.p.m.,  
 $H_b$  = ウオーム齒車の傳動馬力。

ウオームの軸受内に於る摩擦及び軸壓に因る摩擦損失とを考へに入れるとウオーム軸に於る實際的回轉モーメントの大きさは式 (153) で表された  $M_a$  より



も大きくなければならない。

即ち  $M_a' = M_a(1 + \phi)$  .....(155)

従て効率  $\eta'' = \frac{\eta}{1 + \phi} = \eta \cdot \eta'$  .....(156)

式中  $\phi$  の値は軸受の給油法及び軸壓を受ける推力球軸受の構造等により異なるが大略  $\phi = 0.02 \sim 0.10$  の範囲にある。更にウオーム歯車軸受の摩擦損失をも考へに入れ、機構全体の総効率を  $\eta_c$  とすれば

$\eta_c = \eta'' \cdot \eta'''$  .....(157)

但し  $\eta''' \approx 0.98$  (ウオーム歯車軸の効率)

前述のやうにウオームのリードが増せば  $\beta$  も増す。式 (152) で明かな通りウオーム傳動装置の効率はこの  $\beta$  の函数である。 $\beta$  の増す程  $\rho$  の影響が小さくなるから  $\beta$  の大きいウオームの効率は良好である。 $\eta$  の最大値は略  $\beta = 45^\circ$  のときであるが實際上  $\beta > 30^\circ$  としても効率の増す割合は極く僅かである。 $\beta$  の大きい程ウオームの切削困難となるから普通  $30^\circ$  位に止める。

$\tan \beta \approx \mu$  であるならばウオーム歯車でウオームを回轉することが出来なくなる。即ち自己制動である。

Self-locking  
ウオーム傳動装置の多くはこの自己制動と減速との利用である。この應用の一例は荷揚機等である。

$\beta = \rho$  とすれば  $\eta \approx 0.5$  となるから自己制動のウオーム傳動装置では  $\eta$  は減ずることになる。 $\mu$  の平均値は圓滑な齒面を有するもので給油状態良好な場合に於ては次の値をとる。

鑄鐵と鑄鐵  $\eta = 0.1 \sim 0.15$       鍛鋼と磷青銅  $\mu = 0.03 \sim 0.05$

尙高速度の場合は上記の値よりも幾分小さくとり。又運轉中の  $\mu$  の値は減ずる。

$\beta$  の大きいときは逆にウオーム歯車でウオームを回轉することも可能である。この場合は第 393 圖とは摩擦力の方向が反對となる。故に式 (151) に於て  $\beta$  の代りに  $90^\circ - \beta$  と置き、 $F_y$  と  $F_x$  とを交換すれば兩者の關係が得られる。

$F_y = F_x \tan(90^\circ - \beta + \rho) = F_x \cot(\beta - \rho)$  .....(158)

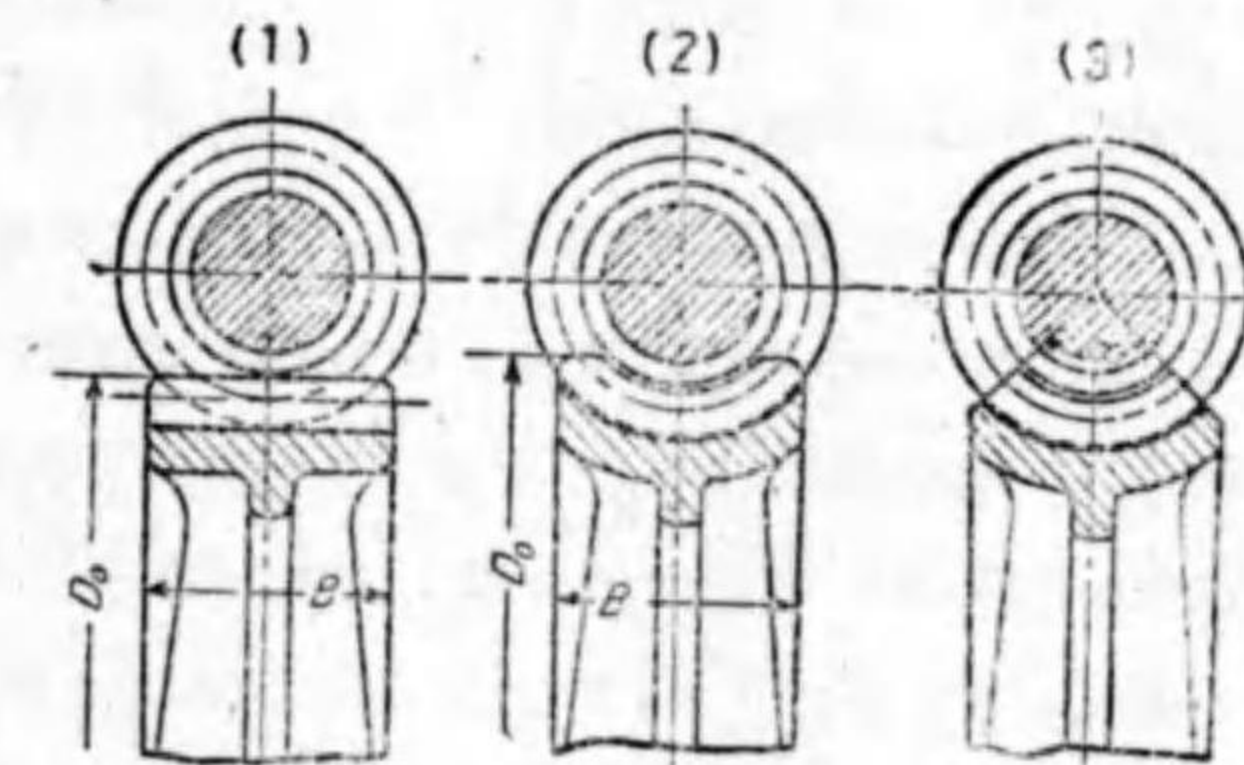
従て逆運轉の効率  $\eta_c$  は

即ち  $\eta_c = \frac{\tan(90^\circ - \beta)}{\tan(90^\circ - \beta + \rho)} = \frac{\cot \beta}{\cot(\beta - \rho)}$  .....(159)

次に  $\beta < 20^\circ$  のウオーム齒車に於ての圓ピッチと齒直角圓ピッチとの相違は僅少である、従て便宜上ウオーム齒車の齒は  $F_y$  なる力を受けるものとして、普通の平齒車に於ると同様の強さの計算で求めてもよいが、この場合は齒の強さよりも磨耗の點から寸法を定める方がよい。即ち磨耗に關しては式 (141) に於て  $\varepsilon = 1$  として、 $\chi$  の値は  $v \leq 8 \text{ m/s}$  にして不連續使用、完全潤滑の場合、鍛鋼と鑄鐵  $\chi = 30$ 、鍛鋼とアルミニウム青銅  $\chi = 50$ 、鍛鋼と磷青銅  $\chi = 40$  以下にとり、連續使用のものは上記値の凡そ 75% 以下にとる。

3. ウオーム齒車の形狀及び材料並にウオーム齒車裝置 ウオーム齒車の車周の形狀には種々あるが普通は第 394 圖に示すもので何れもフライス又はホブ

で切つたもので (1) は嚙合は點接觸であるから大きい力を要するもの及び精密を要する場合等には用ひない。同圖 (2) 及び (3) は線接觸で最も多く用ひる。ウオームは直径の小さいものは軸と同體に作るが、大徑の場合は別の材料で作る軸にキー止にする。



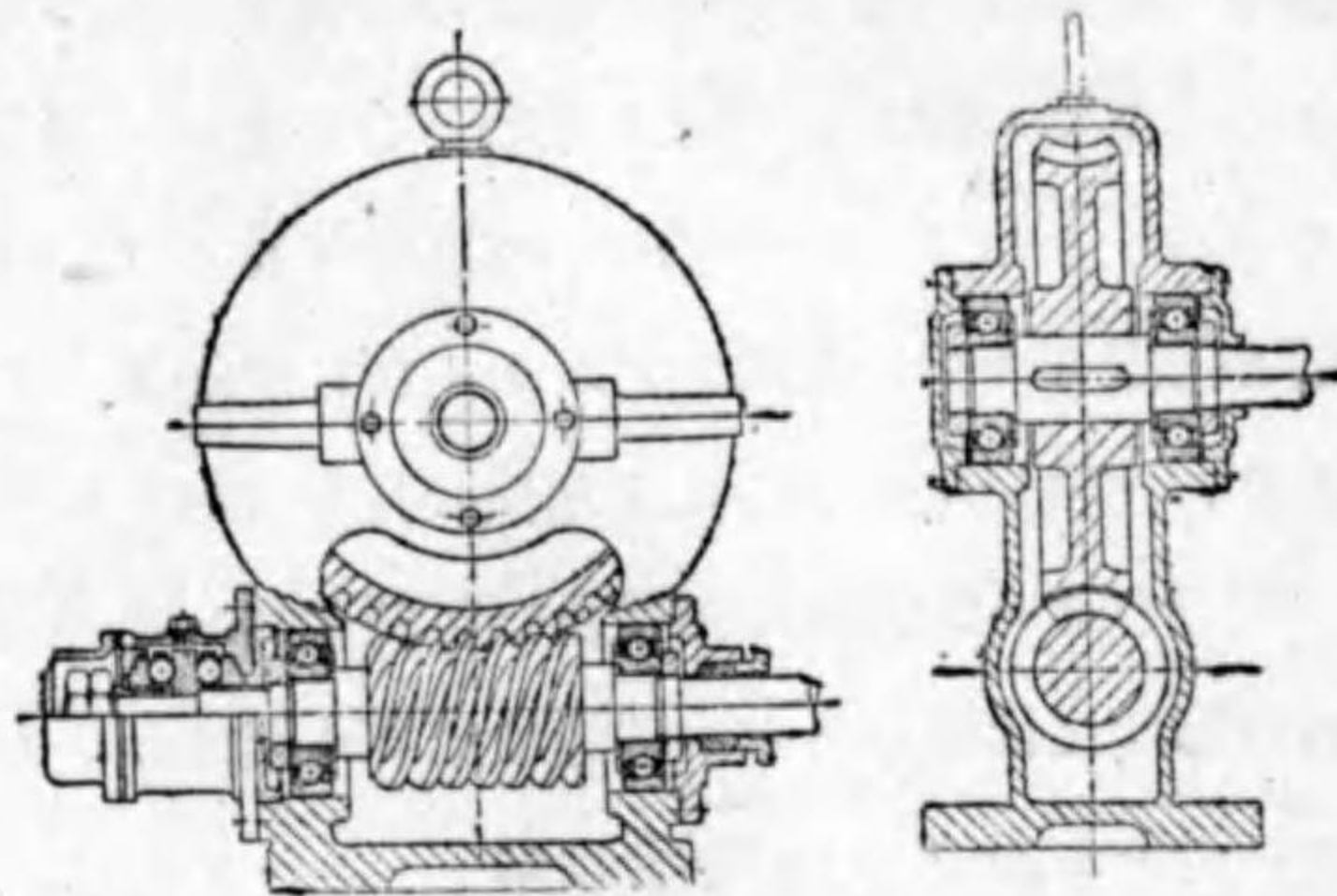
第 394 圖 ウオーム齒車の形狀

る。ウオームの材料には普通、炭素鋼 (JES 鍛鋼第 4~5 種)、特殊鋼 (JES ニッケル鋼第 1~3 種、ニッケルクロム鋼第 1~2 種)、肌焼鋼 (JES 第 2~4 種) を用ひ、ウオーム齒車は青銅鑄物 (JES 第 3~4 種)、磷青銅鑄物、鑄鐵 (JES 第 2~3 種) のやうなウオームより軟い材料を用ひる。又全體を青銅に作れば高價となるから齒輪のみに用ひ、内輪部は鑄鐵になしボルトで締合せる。鑄鐵は發熱量が大きいから低速度で荷重の小さい場合のみに用ひる。ウオームは焼入又は肌焼入を施して研磨仕上するのが理想的である。



ウォーム及びウォーム歯車では全く滑り接触作用のみにより傳動を行ふから平歯車のやうな騒音はないが磨減が早い。故に齒の強さは寧ろ磨耗の點からも考慮する必要がある。ウォーム歯車装置では摩擦損失、發熱、磨減等を少くならしめるために油槽装置を用ひるのが普通である。即ち第 395 圖の如く齒車を箱中に取り付け推力側には推力軸受を設ける。

ウォームはウォーム歯車の上方にある方が内部の點檢容易であるが、全體の安定が不確實となる。下方にあるものは油の潤滑豊富であるがウォームの回轉により油を攪拌し沈下した金屬微粉のため摩擦が大きく齒面が損傷され易いから時々新しい油と取替へる必要がある。潤滑油としては



第 395 圖 ウォーム歯車變速裝置

普通の機械油では粘度が足りないから齒間から押出され易い。シリンダ油又はこれに石墨粉末を加へたものが適當である。強力高速の軸受には油を強制循環せしめる。

例題 1. 標準齒形 $(14\frac{1}{2})$ を有する一對の平歯車あり、原動車の齒數 15, 400 rev/min, 受動車の齒數 60, 100 rev/min にして軸心距離  $C=225$  mm にしたし。いま 20 馬力を安全に傳達するためにはピッチを如何程にすればよきか。但し齒幅  $B=3P_c$ , 兩車を鍛鋼製とし許し曲げ應力を  $1,300$  kg/cm<sup>2</sup> と見做し Lewis 公式及び磨耗より計算すべし。

式 (132) より

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{100}{400} = \frac{1}{4}, \quad D_1 + D_2 = 2C = 45 \text{ cm}$$

$$\frac{1}{4}D_1 + D_2 = 45 \quad 1\frac{1}{4}D_2 = 45$$

$$\therefore D_2 = \frac{45}{1\frac{1}{4}} = 36 \text{ cm} = 360 \text{ mm}, \quad D_1 = \frac{1}{4}D_2 = \frac{360}{4} = 90 \text{ mm}$$

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{100 \times 60} = \frac{3.14 \times 9 \times 400}{100 \times 60} = \frac{113}{60} \approx 1.9 \text{ m/s}$$

$$f_b = f_b' \left( \frac{3}{3+v} \right) = 1,300 \times \frac{3}{4.9} \approx 800 \text{ kg/cm}^2$$

$$F = \frac{75 H}{v} = \frac{75 \times 20}{1.9} = 790 \text{ kg}$$

第 42 表より齒數 15 の場合  $K=0.078$ , 60 の場合  $K=0.113$

式 (138) より

$$\text{齒數 15 の場合 } P_c = \sqrt{\frac{790}{0.078 \times 3 \times 800}} = \sqrt{4.22} = 2.05 \text{ cm}$$

$$\text{齒數 60 の場合 } P_c = \sqrt{\frac{790}{0.113 \times 3 \times 800}} = \sqrt{2.91} = 1.7 \text{ cm}$$

次に齒の磨耗より算出するに,  $\chi=60$ ,  $\epsilon=1$ ,  $c=3$ ,  $N=15$  とすれば式 (141) より

$$M = 242.8 \sqrt[3]{\frac{20}{400} \times \frac{1}{60 \times 1 \times 3 \times 15}} = 242.8 \sqrt[3]{\frac{1}{54000}} = 6.4 \text{ mm} \text{ 或は } 6.4\pi \text{ ピッチ}$$

となり安全のためには  $P_c=2.05$  cm とする方よきも軸心距離一定なる以上兩車の直徑を變更すること能はず、よつて本題の齒數及び直徑より求め得べき圓ピッチ  $P_c = \frac{\pi \cdot D_1}{N_1} = \frac{3.14 \times 9}{15} = 1.885$  cm 即ち  $6\pi$  ピッチと定む。

例題 2. 第 387 圖に示す平均ピッチ圓直徑  $D_m=230$  mm なる一個の直線齒の傘齒車あり。いま軸の角速度が  $1,790$  rad/min なる時齒面に作用する有効傳達力  $F=160$  kg なる時軸方向に作用する推力及び傳へ得る馬力は如何程なるや。但しピッチ圓錐角  $\alpha=40^\circ 36'$  壓力角  $\theta=15^\circ$  とし摩擦係数  $\rho$  は省略す。

$$v = \frac{\omega \cdot D_m}{60 \times 100 \times 2} = \frac{1,790 \times 23}{60 \times 100 \times 2} = 3.43 \text{ m/s}$$

式 (147) より

$$F_a = F \tan \theta \cdot \sin \alpha = 160 \times 0.268 \times 0.6508 = 27.9 \text{ kg}$$

$$H = \frac{F \cdot v}{75} = \frac{160 \times 3.43}{75} = 7.33 \text{ 馬力}$$

例題 3. 兩軸直角に交る一對の傘齒車 A 及び B あり。A 車の齒數 38, B 車は 70 枚とす。いま直徑ピッチ  $P=5$  としたるとき兩車のピッチ圓直徑及びピッチ圓錐角  $\alpha$  を求めよ。

$$\text{A 車 } D_A = \frac{N_A}{P} = \frac{38}{5} = 7.6'' \quad \tan \alpha_A = \frac{38}{70} = 0.543 \quad \alpha_A = 28^\circ 30'$$

$$\text{B 車 } D_B = \frac{N_B}{P} = \frac{70}{5} = 14'' \quad \tan \alpha_B = \frac{70}{38} = 1.84 \quad \alpha_B = 61^\circ 30'$$

例題 4. 兩軸平行なるはずば齒車あり。  $N_a=20$ ,  $N_b=48$ , (兩車の齒數比異なる場合)



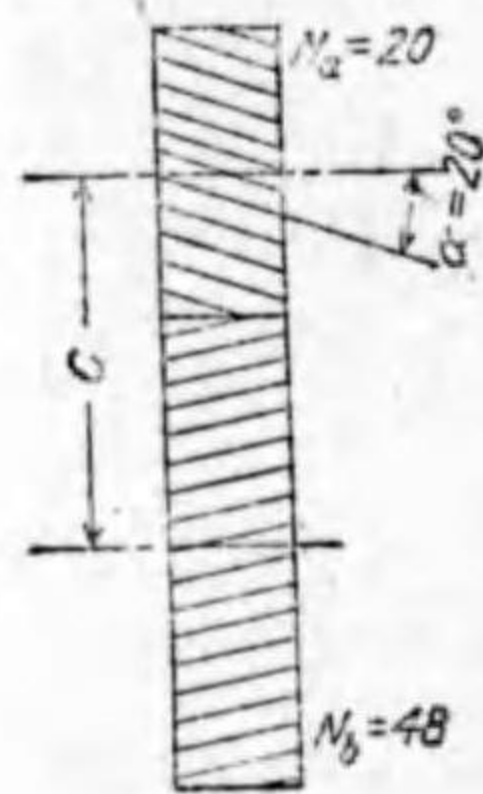
$\alpha=20^\circ$   $P_n=2$  のとき各々のピッチ圓直径及び外徑を求めよ、但し中心距離大略の場合とす。

$$D_a = \frac{N_a}{P_n \cos \alpha} = \frac{20}{2 \times 0.9397} \times 25.4 = 10.642 \times 25.4 = 270.81 \text{ mm}$$

$$D_b = \frac{N_b}{P_n \cos \alpha} = \frac{48}{2 \times 0.9397} \times 25.4 = 25.541 \times 25.4 = 648.74 \text{ mm}$$

$$D_{o-a} = D_a + \frac{2}{P_n} = \left(10.642 + \frac{2}{2}\right) \times 25.4 = 11.642 \times 25.4 = 295.71 \text{ mm}$$

$$D_{o-b} = D_b + \frac{2}{P_n} = \left(25.541 + \frac{2}{2}\right) \times 25.4 = 26.541 \times 25.4 = 674.14 \text{ mm}$$



例題 5. 兩軸平行なるはすば齒車あり。  $N_a=48$ ,  $N_b=96$ , (兩車の齒數比異なる場合)  $P_n=4$ , 中心距離  $18\frac{3}{4}$  (正確) なる場合、蔓卷角  $\alpha$  及び各々のピッチ圓直径を求めよ。

$$\cos \alpha = \frac{N_a + N_b}{2C \cdot P_n} = \frac{48 + 96}{2 \times 18.75 \times 4} = 0.96 \quad \text{即ち} \quad \alpha = 16^\circ 19'$$

$$D_a = \frac{N_a}{P_n \cdot \cos \alpha} = \frac{48}{4 \times 0.96} = 12.5''$$

$$D_b = \frac{N_b}{P_n \cdot \cos \alpha} = \frac{96}{4 \times 0.96} = 25''$$

例題 6. 兩軸直角に交るねじ齒車あり、兩車の齒數等しく、中心距離 101.6 mm (正確) のとき兩車のピッチ圓直径及び蔓卷角並に齒數を求めよ。但し  $P_n=10$  とす。

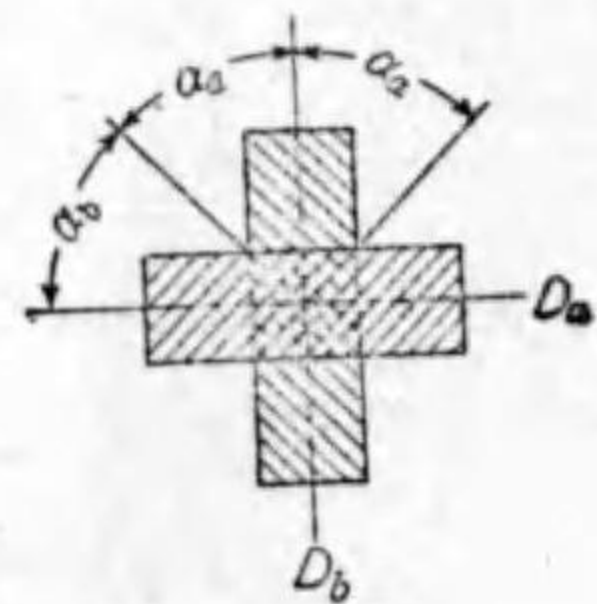
先づ凡その蔓卷角  $\alpha' = 45^\circ$  とすればこの場合の齒數

$$N_0 = \frac{C \cdot P_n \cdot \cos \alpha'}{25.4} = \frac{101.6 \times 10 \times 0.7071}{25.4} = 28.23$$

即ち 28 とすれば一つの齒車の  $\alpha$  は

$$\sin 2\alpha = \frac{N_0^2 \times 25.4^2}{2C^2 \cdot P_n^2} \pm \sqrt{\frac{N_0^2 \times 25.4^2}{C^2 \cdot P_n^2} + \left(\frac{N_0^2 \times 25.4^2}{2C^2 \cdot P_n^2}\right)^2} \quad \text{より}$$

$\sin 2\alpha = 0.98664$  となり、 $\alpha$  を  $\alpha_a$  の方にすれば



$\sin 2\alpha = 0.98664$  或は

$$\alpha_a = 40^\circ 19', \quad \alpha_b = 90^\circ - \alpha_a = 90^\circ - 40^\circ 19' = 49^\circ 41'$$

$$D_a = \frac{N_a}{P_n \cdot \cos \alpha_a} = \frac{28}{10 \times 0.76248} \times 25.4 = 93.3 \text{ mm}$$

$$D_b = \frac{N_b}{P_n \cdot \cos \alpha_b} = \frac{28}{10 \times 0.64701} \times 25.4 = 109.9 \text{ mm}$$

$N_a = N_b = 28$

例題 7. 前題に於て齒數比  $i = \frac{N_a}{N_b} = 1.5$ , 中心距離 81.3 mm (大略),  $P_n=10$  の場合兩車のピッチ圓直径及び齒數を求めよ。

但し  $\alpha_a = \alpha_b = 45^\circ$  とす。

$$N_b = \frac{1.41 C \cdot P_n}{25.4(i+1)} = \frac{1.41 \times 81.3 \times 10}{25.4(1.5+1)} \approx 18$$

$$N_a = N_b \cdot i = 18 \times 1.5 = 27$$

$$D_b = \frac{N_b}{0.7071 P_n} = \frac{18}{0.7071 \times 10} \times 25.4 = 64.6 \text{ mm}$$

$$D_a = \frac{N_a}{0.7071 P_n} = \frac{27}{0.7071 \times 10} \times 25.4 = 97.0 \text{ mm}$$

例題 8. 前題に於て齒數比  $i = \frac{N_a}{N_b} = 3$ , 中心距離 254 mm (正確),  $P_n=8$  の場合兩車のピッチ圓直径、齒數及び蔓卷角を求めよ。

先づ大齒車の凡その蔓卷角  $\alpha_a = 45^\circ$  とすれば小齒車の齒數

$$N_b = \frac{2C \cdot P_n \sin \alpha_a}{(1+i) \tan \alpha_a \times 25.4} = \frac{2 \times 254 \times 8 \times 0.7071}{(1+3) \times 25.4} = 28.25 \quad \text{約} \quad 28$$

$$N_a = N_b \cdot i = 28 \times 3 = 84$$

大齒車の正確なる蔓卷角  $\alpha_a$  は次式により計算し得らる。

$$\text{即ち} \quad i \cdot \sec \alpha_a + \operatorname{cosec} \alpha_a = \frac{2C \cdot P_n}{N_b \times 25.4} = \frac{2 \times 254 \times 8}{28 \times 25.4} = 5.714$$

即ち  $\alpha_a = 46^\circ 6'$

小齒車の正確なる蔓卷角  $\alpha_b = 90^\circ - \alpha_a = 90^\circ - 46^\circ 6' = 43^\circ 54'$

$$D_a = \frac{N_a}{P_n \cos \alpha_a} = \frac{84}{8 \times 0.6934} \times 25.4 = 384.63 \text{ mm}$$

$$D_b = \frac{N_b}{P_n \cos \alpha_b} = \frac{28}{8 \times 0.72055} \times 25.4 = 123.37 \text{ mm}$$



例題 9. 兩軸の角  $60^\circ$  をなす一對のねち齒車あり, 齒數比  $i = \frac{N_a}{N_b} = 4$ ,  $P_n = 8$ ,  $\alpha_a = \alpha_b = 30^\circ$ , 中心距離  $12''$  (大略) の場合, 兩車の齒數及びピッチ圓直徑を求めよ。

$$N_b = \frac{2C \cdot P_n \cdot \cos \alpha_b}{i+1} = \frac{2 \times 12 \times 8 \times 0.86603}{4+1} = 33$$

$$N_a = N_b \cdot i = 33 \times 4 = 132$$

$$D_a = \frac{N_a}{P_n \cdot \cos \alpha_a} = \frac{132}{8 \times 0.86603} = 19.052''$$

$$D_b = \frac{N_b}{P_n \cdot \cos \alpha_b} = \frac{33}{8 \times 0.86603} = 4.763''$$

例題 10. 入力 17 馬力のウォーム傳動装置に於てウォーム軸の  $n_a = 600$  rev/min, ウォームのねち數  $N_a = 2$ ,  $i = 1:20$  にしてウォームは鍛鋼, ウォーム齒車は焼青銅とするときのピッチを求めよ。

但し  $\beta = 18^\circ$ ,  $\mu = 0.05$  ( $\rho = 2^\circ 50'$ ) と假定す。

式 (152) より

$$\eta = \frac{\tan 18^\circ}{\tan(18^\circ + 2^\circ 50')} = \frac{0.3249}{0.3805} = 0.86\%$$

次にウォーム軸に球入推力軸受を用ひるものと假定して  $\eta' = 0.98$  とすればウォーム齒車に傳はる馬力  $H_b$  は

$$H_b = 17 \times 0.86 \times 0.98 = 14.3 \text{ 馬力}$$

齒の大きさを求めるに磨耗より計算するものとし, 式 (141) に於て  $\chi = 35$ ,  $\epsilon = 1$ ,  $c = 2$  と假定し,  $n_b = 30$ ,  $N_b = 40$  を代入すれば

$$M = \frac{P_c}{\pi} = 242.8 \sqrt[3]{\frac{H}{n_b} \frac{1}{\chi \cdot \epsilon \cdot c \cdot N_b}} = 242.8 \sqrt[3]{\frac{14.3}{30} \frac{1}{35 \times 1 \times 2 \times 40}} = 13.5 \text{ mm}$$

$M = 14 \text{ mm}$  に定めると  $P_c = 14 \pi = 43.982 \text{ mm}$  となる。或は  $P_c = 1\frac{3}{4}'' (= 44.4 \text{ mm})$  とすれば時單位の親ねちを有する旋盤でウォームを切ることが出来る。

$$M_n = \frac{P_c}{\pi} \cos 18^\circ = 14 \times 0.9511 = 13.3 \text{ mm}$$

## 第 10 章 ベルト傳動装置

### 第 1 節 ベルトの種類

ベルトには革ベルト, ゴムベルト, リンクベルト, 鋼ベルト, 木綿ベルト及び獸毛ベルト等があるが一般には革及びゴムベルトが廣く用ひられる。

1) **革ベルト** Leather belt ベルトに供せられる革は主として牛皮(牡牛は牝牛に優る)を鞣して用ふ。製革法にはタンニン鞣とクローム鞣との 2 種があるが前者の方法が多く用ひられる。タンニン鞣とはタンニン浸出液又はその濃縮エキスに皮を浸漬し, タンニンと皮質とを結合せしめるにある。タンニンは櫟, 栗その他の植物の樹皮木質等に存在する。ベルト用の皮は鞣した革の強靱な背部を切りとりベルトとなすもので, 厚さは牛の品質, 年齢, 榮養等により異なるが通常 4~6 mm, 長さ約 1.4 m を得られる。これを所要の幅に切斷し更に革鉋を以て小口を 100 mm 以上斜に切りそぎ特殊の膠を用ひて接合し, 合せ革にあつては各層の接合部は互に重なり合ないやうになし長きベルトを作る。一重革より厚きものを得るには革を重ね合せて膠著して二枚合(厚さ約 6~10 mm), 三枚合(厚さ約 12~15 mm) 等とする。一重革は厚さ不均一であるが合せ革は均一のもので得られる。然し抗張力の割合は一重革の場合の 0.79~0.84 に減じ且つ可撓性も減ずるから, 合せ革は直徑の大きい車に對して有効である。

JES 第 67 號による革ベルトの強さ規格は次の通りである。

第 1 種 抗張力 250 kg/cm<sup>2</sup> 以上

伸 (200 kg/cm<sup>2</sup> の荷重に對し) 16% 以下

第 2 種 抗張力 350 kg/cm<sup>2</sup> 以上

伸 (250 kg/cm<sup>2</sup> の荷重に對し) 20% 以下



茲に種別はその品質による区分である。革ベルトは耐油性、柔軟性に富み膠  
 継ぎ容易にして継目なしとして用ひ易いが温度、濕氣のため變質し易く傳動能  
 力を害し、ベルトの生命を短縮する。高價なこと、數片を継ぎ合せねばならぬ  
 ことが缺點である。ベルト車の小さいものには豚皮製のベルトを用ひることが  
 ある。

2) **ゴムベルト** Rubber belt 優良な綿布と良質ゴムを主成分とする貼劑とを合せ壓搾加  
 硫して製造したもので厚さに不同なく疵その他有害な缺點のなきことを要す  
 る。ゴムベルトは濕氣塵埃等に寄せられることが少く 70°C の温度にも耐へる  
 が鑛物油特に揮發油には溶解するも稀酸アルカリ性には影響がない。革ベルト  
 より幾分廉價で幅及び厚さが適宜加減し得られ、運搬用ベルトとして廣く用ひ  
 られる。  
Conveyor belt

JES 第 96 號によるゴムベルトの強さ規格は次の通りである。

第 1 種 抗張力 400 kg/cm<sup>2</sup> 以上

伸 (350 kg/cm<sup>2</sup> の荷重に對し) 16% 以下

第 2 種 抗張力 550 kg/cm<sup>2</sup> 以上

伸 (500 kg/cm<sup>2</sup> の荷重に對し) 18% 以下

茲に種別はその品質による区分である。この外、ゴムの代りに巴拉タゴムを用  
 ひた**巴拉タベルト**が代用せられ、抗張力は凡そ 500 kg/cm<sup>2</sup> であるが 30°C~  
Balata belt  
 40°C 以上で分解する虞がある。

3) **リンクベルト** Link belt 革を數枚重ねて膠著し小判形のリンクを作り、ピンを以  
 てこれを長く連結したもので幅も長さも自由に加減せられ革ベルトよりも可撓  
 性に富むが自重が大きいので特殊の場合の外餘り用ひない。

この外、**紐ベルト**といひ革から直径 2~10 mm の丸紐に切り取つたものを  
Lace belt  
 膠著したものが小動力の小型工作機械等に用ひられる。

4) **鋼ベルト** Steel belt 常溫壓延した厚さ 0.2~1 mm、幅 15~250 mm の薄板の鋼を

ベルトとして用ひることがある。他のベルトに比し壽命永く使用中殆ど伸びな  
 い。車の直径 500 mm 以下には用ひ難く且つ兩軸の關係が正しくないと具合  
 が悪い。摩擦を増すためにベルト車の輪周にゴム、コルク又は布等を張る。鋼  
 ベルトの抗張力は 13,000~15,000 kg/cm<sup>2</sup> である。次に接手効率を考へ鋼ベル  
 トの安全率は約 20 位にとる。

第 44 表及び第 45 表は JES 規格による革及びゴムベルトの標準寸法を示す。

第 44 表 ベルトの標準幅 (JES 第 67 號)

一重革 幅 (mm)	合せ革幅 (mm)		一重革 幅 (mm)	合せ革幅 (mm)	
	二枚合	三枚合		二枚合	三枚合
25	55	115	35	150	300
30	65	130	100	175	350
35	75	150	115	200	400
45	85	175	130	230	450
55	100	200	150	260	500
65	115	230		300	550
75	130	260			

第 45 表 (JES 第 96 號)

布層數	3	4	5	6	7	8	9
幅 (mm)	25	35	75	115	150	300	450
	30	45	85	130	175	350	500
	35	55	100	150	200	400	550
	45	65	115	175	230	450	
	55	75	130	200	260	500	
	65	85	150	230	300	550	
	75	100	175	260	350		
			115	200	300	400	
		130	230	350	450		
			260				

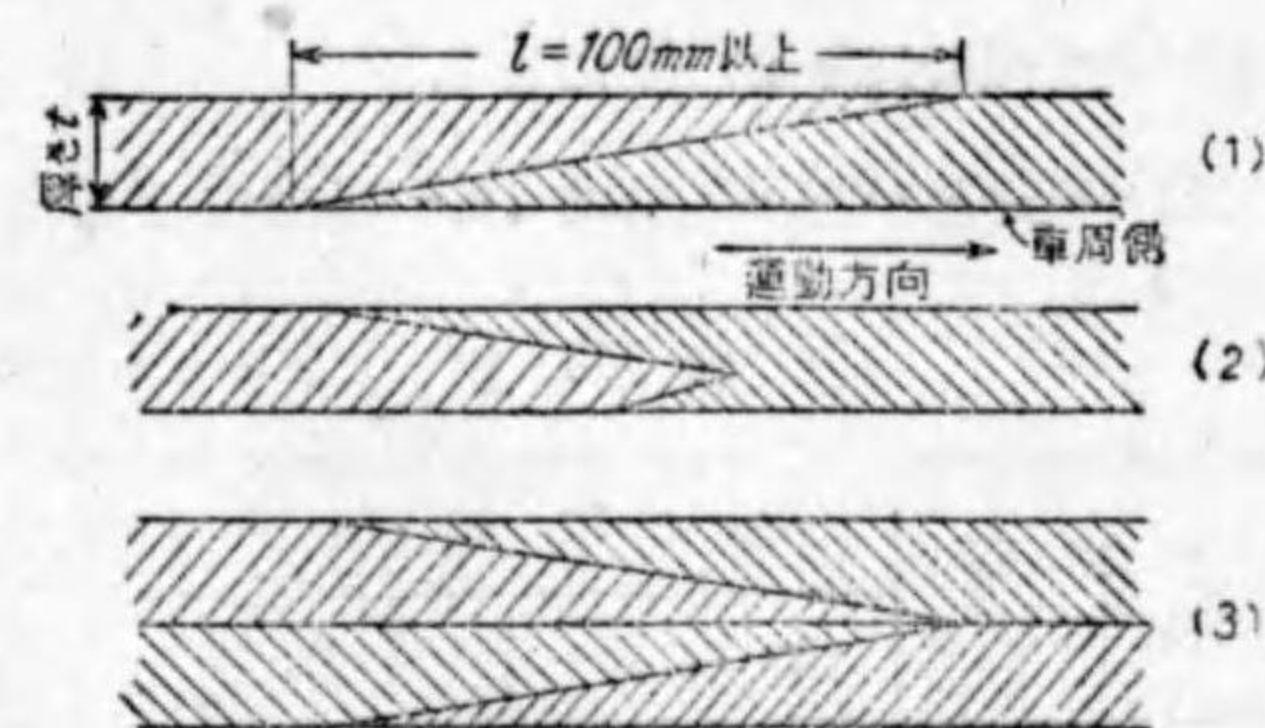
ゴムベルトの厚は布層 1 枚に付 1.2 mm 以上なることを要す。



第 2 節 ベルトの接手

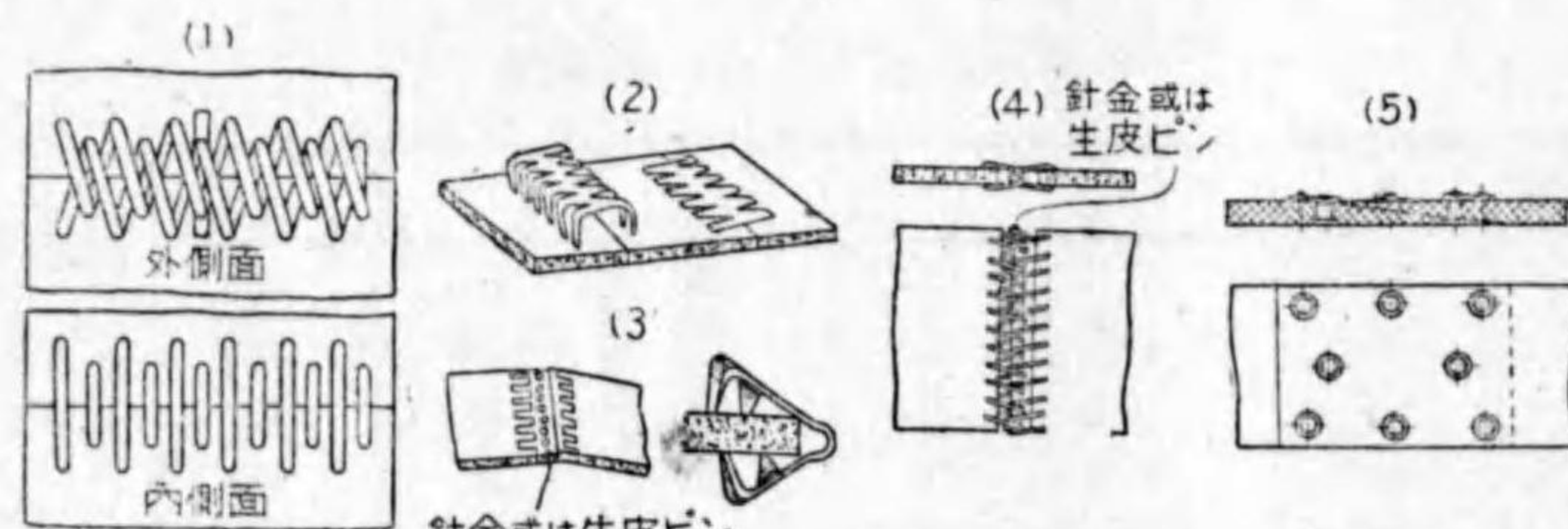
ベルトをベルト車にかけるにはこれを環状にするため両端を互に接ぎ合はさねばならぬ。ベルト接手の条件としては厚さが變らぬこと、強さが減ぜぬこと及び重量の増さぬこと等である。

殊に小さい車や周速度の大きい場合(凡そ 10 m/s 以上)には注意すべきである。接手として最も良いのは第 396 圖のやうにベルトの端を斜にそぎ膠著する方法である。同圖(1)及び(2)



第 396 圖 膠著接手

は一重革, (3) は二枚合のものである。膠著無端接手は永久的のもので兩軸間の距離及びベルトの張力を自由に加減し得る場合に限られる。ベルトの切りそぎの方向とベルトの運動の方向とは同圖(1)に示す如く矢の方向を進行する方向にせなければ継ぎ目部分が剥脱し易い。



第 397 圖 革紐, 金具による接手

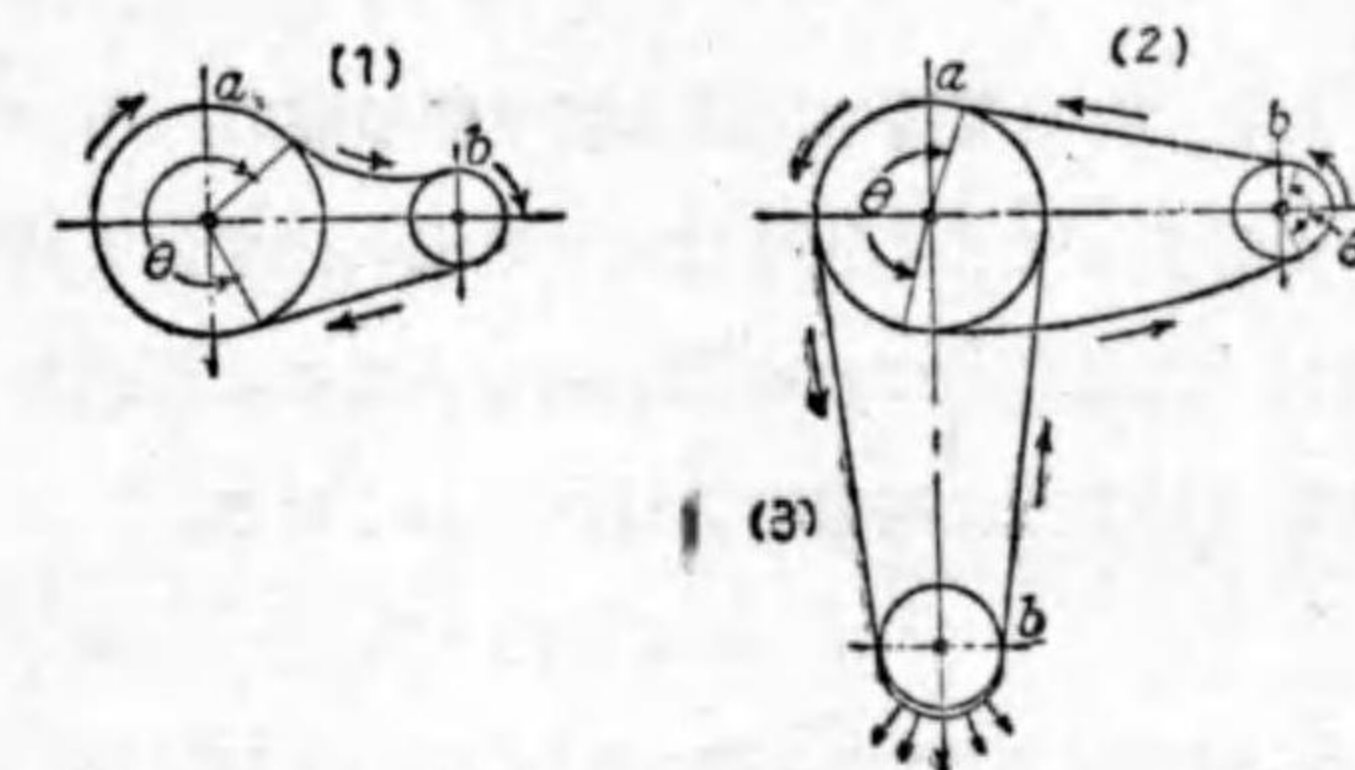
第 397 圖は一時的の接手法を示すもので接ぎ易いが, 何れも多く穴を穿つから強さが減ずる。故に餘り大きい傳達力には用ひない。同圖(1)は革紐綴による接手でベルトの内面で縫紐を平行ならしめ外面に結び目を作る。(2), (3)は打抜鋼板, (4)は針金, (5)は鉄金具を用ひ接いだものである。

革ベルトの接手効率<sup>Endless belt</sup>は膠著無端ベルトに於て約 75~90%, 革紐接手に於て約 35~50%, (3)のアリゲータ<sup>Alligator</sup>と稱する打抜鋼板製で約 40~70%, 針金接手で約 30~56%である。

革ベルトは時々掃除をなし年一回は微温湯で洗滌し, 半乾燥せる頃良質のベルト油を淡く塗る。

第 3 節 ベルトによる運動傳達

第 398 圖に示すは開ベルト<sup>Open belting</sup>がけと稱へ a を原動車 b を受動車とし矢の方向に回轉せしめると同圖(1)の如く下方は張り側<sup>Tight side</sup>上方は弛み側<sup>Slack side</sup>となる。若し回轉方向が反對になれば同圖(2)に示す如く張り側と弛み側とは反對になり下方は非常に弛み接觸弧  $\theta$  が小さくな

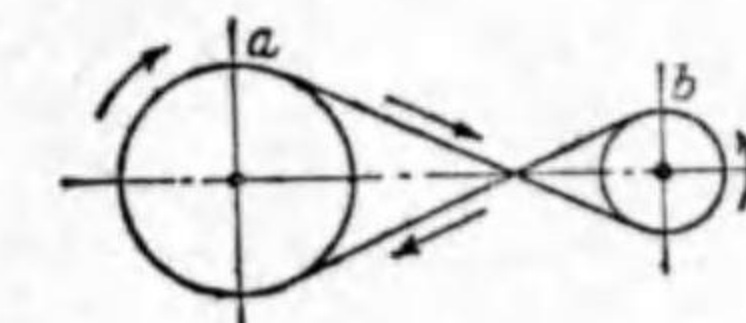


第 398 圖 開ベルトがけ

つて摩擦力は傳達力に負けてベルトは車の表面から滑り所要の回轉數を傳へ難くなる。

同圖(3)の如く車の位置を垂直線上に置いた場合にはベルトの自重及び遠心力のため受

動車の下方に隙間を生じ, 滑りを増す。それ故(2)及び(3)のやうな掛け方は出來得る限り避ける方がよい。第 399 圖に示すはたすき・ベルト<sup>Crossed belting</sup>がけにして兩



第 399 圖 たすきベルトがけ

車の回轉方向は互に反對になり, 開ベルトよりも接觸弧が大きい。然し多少ベルトに無理を生じ早く磨耗し易い。尙張りと弛みとは何れの側にしても差支へはない。次にベルトとベルト車との接觸面に滑りがないものとすれば速比  $i$  は次の如くなる。

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}$$



茲に  $\omega$ =角速度,  $n$ =毎分回轉數,  $D$ =ベルト車の直徑とし添記號 1 は原動車, 2 は受動車を表す。然しこれはベルトの厚さを全然考慮に入れない場合である。

第 4 節 ベルトとベルト車との間の摩擦力及び傳動力

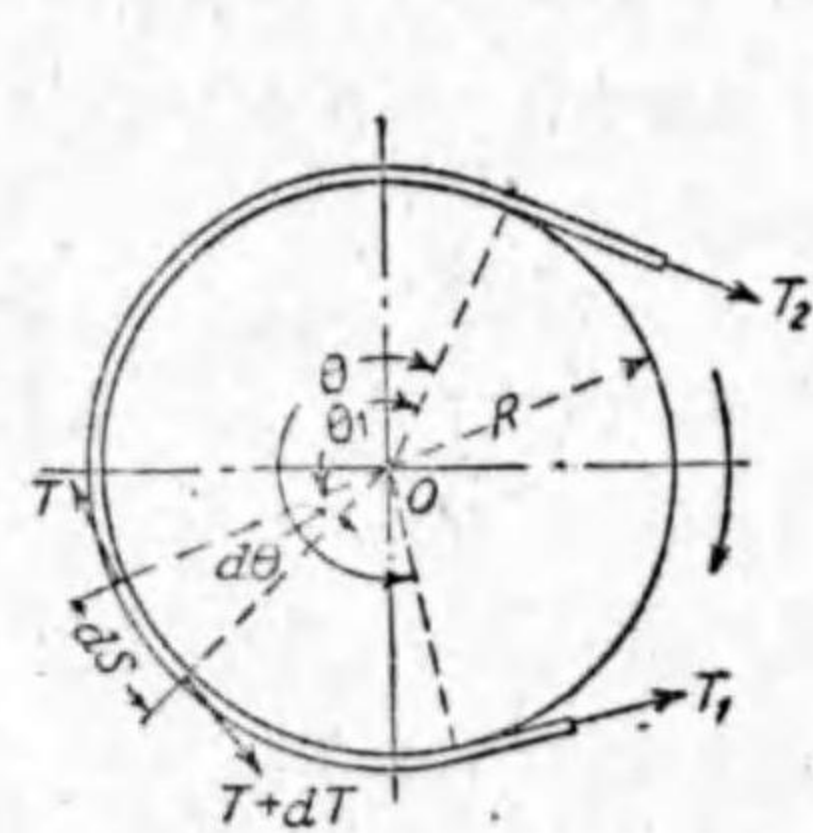
ベルトを最初車に取付るときには豫め相當の張力を以て張りかけられるから車周の表面との間に壓力があるために摩擦抵抗が作用する。この張力を**最初張力**と名付ける。ベルトの材料は一般にフックの法則に従はないから**最初張力**を正確に知ることが出来ないが大體を知るためこの法則に従ふものとするれば

$$\text{最初張力 } T_0 = \frac{(T_1 + T_2)}{2} = \frac{Q(e^{\mu\theta} + 1)}{2(e^{\mu\theta} - 1)} \dots\dots\dots(160)$$

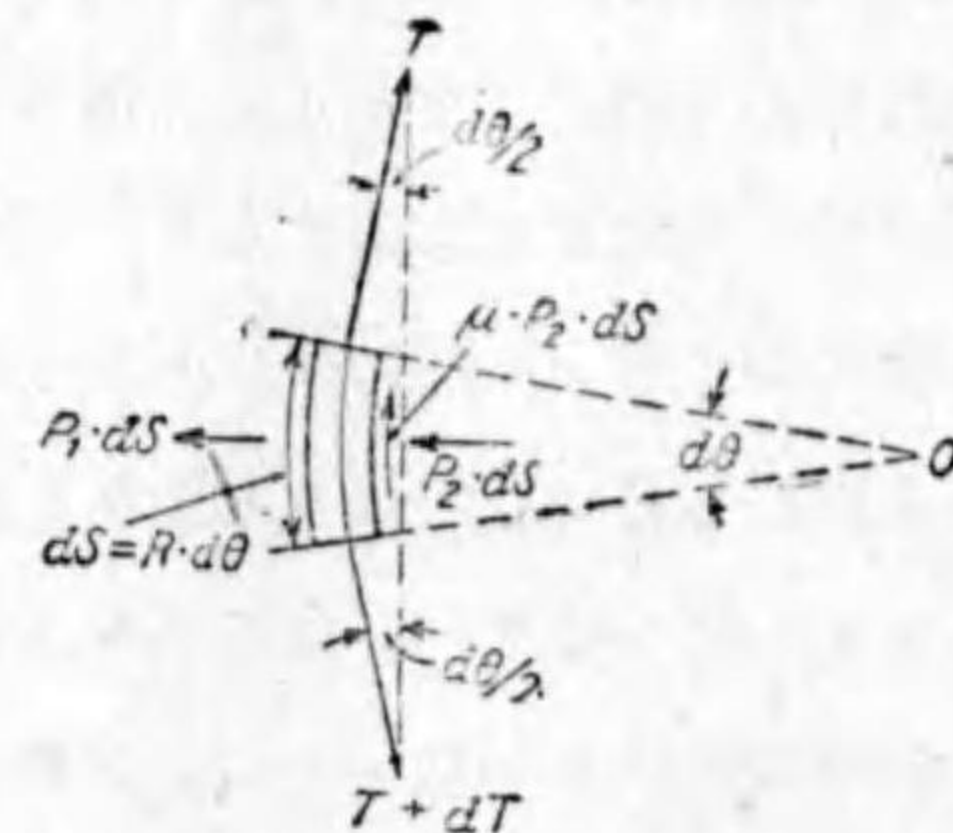
茲に  $T_1$  は運轉中に於る張り側の張力,  $T_2$  は弛み側の張力とする。次にベルトが静止してゐるときは第 400 圖に示す如く車の兩側の張力  $T_1$  及び  $T_2$  は相等しく運轉開始すれば  $T_1 > T_2$  となる。受動車の圓周に沿ひこれに傳達される**有效回轉力**或は**有效張力**は次の如くなる。

$$Q = T_1 - T_2 \dots\dots\dots(161)$$

いま原動車に就て弛み側の端から取つて任意の角  $\theta_1$  のところにある微小長さの接觸弧  $ds$  をとつて有效張力と摩擦力とが殆ど相等しき場合、即ちベルトが將に滑り初めんとする



第 400 圖 ベルトの接觸部に起る張力



第 401 圖 微小部に起る張力變化

場合に就て張力の變化を考へて見る。

尙  $\theta_1$  だけ離れた點に於ける張力を  $T$  とし,  $d\theta$  だけ進みてこれが  $dT$  だけ増すものとする。

第 401 圖に於て

$T$  = ベルト車に巻きつける部分の任意斷面に於けるベルトの張力 kg

$P_1$  = ベルトの長さ 1 m に起る遠心力 kg

$P_2$  = ベルトの長さ 1 m とベルト車の表面との間の壓力 kg

$R$  = ベルト車の半徑 m

$w$  = ベルトの長さ 1 m の重き kg (革ベルトの重きは  $1 \text{ cm}^3$  につき約 0.001 kg)

$v$  = ベルトの速度 m/s

$\mu$  = ベルトと車周間の摩擦係數

$$P_1 = \frac{w \cdot v^2}{g \cdot R} \quad \text{但し } g = \text{重力による加速度 } 9.8 \text{ m/s}^2$$

$T, T+dT, P_1 \cdot ds$  (遠心力),  $P_2 \cdot ds$  (ベルトの壓迫に對する輪周の反動力)  $\mu \cdot P_2 \cdot ds$  (摩擦力)なる五つの力が働きこれが平衡状態にある。いま半徑方向に於る平衡を考ふれば

$$P_1 \cdot ds + P_2 \cdot ds = T \sin \frac{d\theta}{2} + (T + dT) \sin \frac{d\theta}{2} \\ = 2T \sin \frac{d\theta}{2} + dT \sin \frac{d\theta}{2} \dots\dots\dots(162)$$

いま  $d\theta$  は極小な値であるから  $\sin \frac{d\theta}{2} \doteq \frac{d\theta}{2}$  と見做され又  $dT \sin \frac{d\theta}{2}$  はこれを省略することが出来る。故に式 (162) は

$$P_1 \cdot ds + P_2 \cdot ds = T \cdot d\theta \dots\dots\dots(163)$$

$$\therefore P_2 \cdot ds = T \cdot d\theta - P_1 \cdot ds$$

然るに  $P_1 = \frac{w \cdot v^2}{g \cdot R}$  又  $ds = R \cdot d\theta$  なるが故に

$$P_2 \cdot ds = T \cdot d\theta - \frac{w \cdot v^2}{g \cdot R} \cdot R \cdot d\theta \\ = \left( T - \frac{w \cdot v^2}{g} \right) d\theta \dots\dots\dots(164)$$

となりベルトが車を壓する力は遠心力のため幾分減ずる。



次に車の中心 O に関するモーメントが釣合を保つとして(ベルトの厚さは零とする)

$$(T+dT)R=(T+\mu \cdot P_2 \cdot ds)R$$

$$\therefore dT=\mu \cdot P_2 \cdot ds=\mu \left( T-\frac{w \cdot v^2}{g} \right) d\theta$$

即ち張力増加量  $dT$  は圓周方向摩擦抵抗力と相等しくなる。

$$\frac{dT}{T-\frac{w \cdot v^2}{g}}=\mu \cdot d\theta$$

これを積分すれば

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T-\frac{w \cdot v^2}{g}}=\mu \int_0^\theta d\theta$$

即ち

$$\log e \frac{T_1-\frac{w \cdot v^2}{g}}{T_2-\frac{w \cdot v^2}{g}}=\mu \cdot \theta$$

$$\therefore \frac{T_1-\frac{w \cdot v^2}{g}}{T_2-\frac{w \cdot v^2}{g}}=e^{\mu \theta}$$

又

$$T_1-\frac{w \cdot v^2}{g}=\left( T_2-\frac{w \cdot v^2}{g} \right) e^{\mu \theta}$$

然るに

$$Q=T_1-T_2$$

故に

$$T_1=Q \frac{e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta}-1}+\frac{w \cdot v^2}{g}$$

$$T_2=T_1-Q=Q \frac{1}{e^{\mu \theta}-1}+\frac{w \cdot v^2}{g}$$

及び

$$Q=\left( T_1-\frac{w \cdot v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu \theta}-1}{e^{\mu \theta}}$$

又は

$$Q=\left( T_2-\frac{w \cdot v^2}{g} \right) (e^{\mu \theta}-1)$$

$v < 10 \text{ m/s}$  程度では遠心力の影響は考へる必要はない。故に遠心力作用を省略すれば式 (165) 及び (166) は次の如くなる。

$$\frac{T_1}{T_2}=e^{\mu \theta} \dots\dots\dots(167)$$

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= Q \frac{e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta}-1}, & T_2 &= Q \frac{1}{e^{\mu \theta}-1}, \\ Q &= T_1 \frac{e^{\mu \theta}-1}{e^{\mu \theta}} & \text{又は} & Q = T_2 \frac{e^{\mu \theta}-1}{e^{\mu \theta}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(168)$$

以上の計算は  $\theta_1=0$  に於て  $T=T_2$ ,  $\theta_1=\theta$  に於て  $T=T_1$  とせしが厳密にいへば  $\theta$  は有効接觸弧に対する中心角とするのであるが便宜上全接觸弧に対する中心角と見做したのである。而して  $\theta$  は小車の方をとらねばならぬ。

次にベルトの張力が軸受に及ぼす壓力は兩側の最初張力  $T_0$  の合力である。ベルトが平行であれば軸受壓力  $F$  は

$$F=2T_0=Q \frac{e^{\mu \theta}+1}{e^{\mu \theta}-1} \dots\dots\dots(169)$$

ベルトが傳達し得べき馬力は

$$H=\frac{(T_1-T_2)}{75}v=\frac{Q \cdot v}{75} \dots\dots\dots(170)$$

ベルト傳動の效率は凡そ 95~98% 位である。

茲に前諸式に於る  $e$  は自然對數の底即ち  $e=2.71828\dots\dots$ なる定數である。

いま常用對數を以て  $e^{\mu \theta}$  を表せば

$$\left. \begin{aligned} \log \frac{T_1}{T_2} &= 0.4343 \mu \cdot \theta, & \theta & \text{(ラジアン)} \\ \log \frac{T_1}{T_2} &= 0.007578 \mu \cdot \theta, & \theta & \text{(度)} \\ \log \frac{T_1}{T_2} &= 2.729 \mu \cdot x, & x &= \frac{\text{ベルトの接觸部}}{\text{全圓周}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(171)$$

第 46 表は Morin モリンの實驗によるベルトとベルト車に於ける摩擦係數並に  $\frac{T_1}{T_2}$  の最大値を示す。



第 46 表  $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$  の値

ベルトの接 触せる部分 と全周と の比 $\alpha$	張り側と弛み側の張力の比 $\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$					
	木製ベルト 車に新しき 革ベルト $\mu=0.50$	普通の革ベルト		鑄鐵ベルト 車に濡つた 革ベルト $\mu=0.38$	木製車とロープ	
		木製 ベルト車 $\mu=0.47$	鑄鐵 ベルト車 $\mu=0.28$		荒削り の場合	磨きた る場合
0.20	1.87	1.80	1.42	1.61	1.87	1.51
0.30	2.57	2.43	1.69	2.05	2.57	1.86
0.40	3.51	3.26	2.02	2.60	3.51	2.29
0.50	4.81	4.38	2.41	3.30	4.81	2.82
0.60	6.59	5.88	2.87	4.19	6.58	3.47
0.70	9.00	7.90	3.43	5.32	9.01	4.27
0.80	12.34	10.60	4.09	6.75	12.34	5.25
0.90	16.90	14.27	4.87	8.57	16.90	6.46
1.00	23.14	19.16	5.81	10.89	23.90	7.95
1.50	—	—	—	—	111.31	22.42
2.00	—	—	—	—	535.47	63.23
2.50	—	—	—	—	2575.80	178.52

第 5 節 ベルトの強さ

1) 許し應力からベルトの寸法を定める場合 運動中のベルトは先づ  $T_1$  及び  $T_2$  の張力を受け、次に車周に於て曲げを受ける。即ちベルトに生ずる應力  $f$  は

$$f = \text{張力による應力} + \text{曲げによる應力}$$

$$= \frac{T_1}{b-t} + 0.7 \frac{t}{D} E$$

で一般に表される。但し  $b$ =ベルトの幅、 $t$ =ベルトの厚さ、 $D$ =ベルト車の直径、 $E$ =ベルトの縦弾性係数(新しい革ベルト 1,000~1,250 kg/cm<sup>2</sup>, 古い革ベルト 2,000~2,250 kg/cm<sup>2</sup>)、 $t/D$  が小さいものでは曲げ應力は考へに入れない。この應力  $f$  の値がベルトの許し應力以下にあるやうにする。

即ち  $T_1 = b \cdot t \cdot f$  }  
 又は  $b = \frac{T_1}{t \cdot f}$  } .....(172)

革ベルトの許し應力  $f$  は凡そ次の通りにとる。但しベルトの保存上  $D/t < 35$  はなるべく避ける方がよい。

尚  $f$  の値は高速度のもの程損失が少いから大きい値をとる、軸間距離の短きもの、ベルト車の表面の丸味の強いものは小さい値をとる。その他特殊

$\frac{D}{t}$	25~50	50 以上
$f$	16~23 kg/cm <sup>2</sup>	20~30 kg/cm <sup>2</sup>

のベルトに対しては製造者の指定に依らねばならぬ。革ベルトの壽命は凡そ 10 年以上であると稱せられるが要するに  $f$  の選定如何による。

2) 有効回轉力からベルトの寸法を定める場合

式 (172) の  $T_1$  を式 (166) に代入すれば

$$Q = b \cdot t \left( f - \frac{w_1 \cdot v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} \dots\dots\dots(173)$$

となる。いま  $t$  は略一定であるから

$$Q = \frac{75H}{v} = q \cdot b$$

$$\text{但し } q = t \left( f - \frac{w_1 \cdot v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} \dots\dots\dots(174)$$

茲に  $q$  はベルトの幅 1 cm に對する傳達力となる。即ち傳へるべき力  $Q$  に對して  $q$  の値を適當に與へるとベルトの幅  $b$  が定まる。式中  $w_1$  はベルト材の重量 (kg/m-cm<sup>2</sup>) にして革ベルトの場合は 0.1 kg/m-cm<sup>2</sup> とする。第 47 表はゲールケンスの與へた革ベルトに對する傳達力  $q$  kg/cm の値を示す。

Gehreckens



第 47 表 革ベルトの傳達力 (q kg/cm)

ベルト 車の直 径 D mm	ベルトの速さ v m/s													
	3		5		10		20		30		40		50	
	一重 革	二枚 合せ 革	一重 革	二枚 合せ 革	一重 革	二枚 合せ 革	一重 革	二枚 合せ 革	一重 革	二枚 合せ 革	一重 革	二枚 合せ 革	一重 革	二枚 合せ 革
100	2	—	2.5	—	3	—	3.5	—	3.5	—	3.5	—	3	—
200	3	—	4	—	5	—	6	—	6.5	—	6.5	—	6.5	—
300	4	5	5	6	6	7	7.5	9.5	8.5	10	9	10	9	10
400	5	6.5	6	8	7	9	9	11	10	12	10.5	12.5	11	12.5
500	6	8	7	9.5	8	11	10	13	11	13.5	11.5	14	12	14
600	7	9.5	8	11	9	12	11	15	12.5	16	13	16.5	13.5	17
750	8	11	9	12.5	10	14	12	17.5	13	18.5	13.5	19.5	14	20
1000	9	13	10	15	11	17	13	21	14	22	14.5	23	15	24
1500	10	15	11	17	12	19	13.5	23	14.5	26	15	27	15.5	28
2000	11	17	12	19	13	21	14	25	15	28	15.5	29	16	30

本表は一重革の厚 5 mm, 二枚合せ革の厚 10 mm に對するものでベルトが水平に張り掛けられ、且つ速比  $\frac{n_2}{n_1} = \frac{2}{1}$  迄で取付け正確な場合である。その他の場合には次の補正をなす。従て  $q'$  を下記の場合に對するベルトの傳達力 (kg/cm) とすれば次の如くなる。

- 1) 速比  $\frac{n_2}{n_1} = \frac{2}{1} \sim \frac{6}{1}$  なるとき、 $q' = 0.7q$ 、 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{6}$  なるとき、 $q' = 0.5q$
- 2) ベルトが垂直又はこれに近いとき、 $q' = 0.8q \sim 0.9q$
- 3) 傳達力が著しく變化するときはその平均値をとり  $q' = 0.5q$
- 4) 移動ベルト及びたすきベルトでは  $q' = 0.7q \sim 0.9q$
- 5) 張り車を用ひるベルトでは  $q' = 1.5q$
- 6) 濕氣の多い場所では  $q' = 0.7q$

第 6 節 ベルトの匍匐、速度及び軸間距離

ベルトは車周に接して運動する場合張力の變化により兩者の間に相互運動が起る。即ち弾性的な伸を生ずるから傳動に際しては張力の大小により張り側では伸が多く、弛み側では少くこの伸の變化により車周に接觸せるベルトの一部

をして車周の運動方向と反對或は同方向に匍はしめるものにしてこの作用をベルトの匍匐作用といふ。然るに車の速度は一定であるからベルトには匍匐作用に基く滑りが必ず起る。この匍匐作用が伴ふから幾分かの動力損耗を來す。この作用は到底免れ得ない。この外、 $T_1 - T_2$  がベルトと車周との間の摩擦より大きくなれば滑りを生ずる。これ等より生ずる全體の速さの減損は 3% を超えないのがよい。滑りが 10% を超えるとベルトは車周より外れるやうになる。

故にベルトでは正確な速比は望み難い。

次にベルトの速度は効率に影響する。高速度で軸間距離の大きい場合は弛み側に於てベルトの收縮が速度に伴ひ得ぬため調節のために波打ちを起し滑りを増す。或は車表面の寸法が中心に對して正しくない場合は運動中ベルトが車の幅の左右へ外れやうとする横振れや、その他遠心力の増加で有效回轉力が減ずる。

普通  $v = 3 \sim 30$  m/s にとり、特別の場合には 40~50 m/s に選ばれることもある。然し高速度の場合には優良なベルトを用ひなければならぬ。この速度の範囲に於てベルト車の直径と回轉數とを決定する。速比に従て車の大きさの比は普通 1:1~1:2 とし、1:6 を超へない方がよい。この比が餘り異れば  $e^{\mu\theta}$  が小さくなり傳動能力を減ずる、然し第 412 圖に示す張り車を用ひるときは接觸角  $\theta$  を増すから 1:12~1:15 の比も可能である。尙ベルト車の直径はベルトの厚から制限せられ  $D > 35t$  とし殊に原動車は大きく定める方がよい。軸間距離  $l$  は開ベルトの場合普通  $l \geq 20b$ , ( $b$  はベルトの幅)

或は  $l \geq (D_1 + D_2) + 2m$ , ( $D_1 + D_2$  は兩車の直径の和)

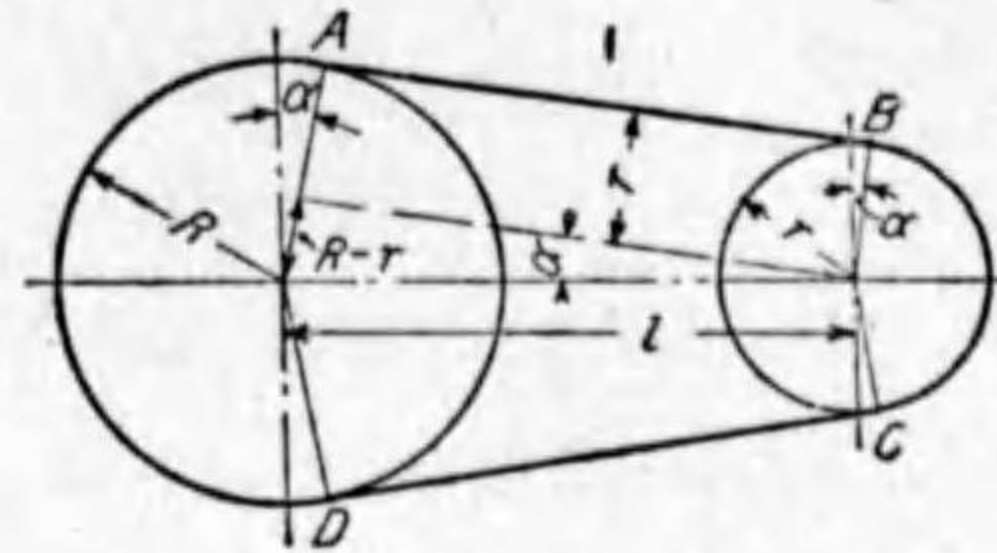
然し 10 m 以上の軸間距離にすることは稀である。

第 7 節 ベルトの長さ

A. 開ベルトの場合 (第 402 圖)



いま  $l$  を兩軸間の距離とし,  $R, r$  を兩車の半径とし,  $\alpha$  をベルトの直線部と中心連結線間の角とする。幾何學的に定まるべきベルトの長さを  $L_0$  とすれば



第 402 圖 開ベルトの長さ

$$L_0 = \overline{BC} + \overline{AD} + \overline{AB} + \overline{CD} = (\pi - 2\alpha)r + (\pi + 2\alpha)R + 2l \cos \alpha$$

$$= \pi(R+r) + 2\alpha(R-r) + 2l \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(175)_1$$

又は

$$L_0 = \pi(R+r) + 2(R-r) \sin^{-1} \frac{(R-r)}{l} + 2\sqrt{l^2 - (R-r)^2}$$

開ベルトに於て  $\alpha$  は非常に小さいから近似的に

$$\alpha = \sin \alpha = \frac{(R-r)}{l} = \sin^{-1} \frac{(R-r)}{l}$$

とおくことが出来る。

近似的ベルトの長さ

$$L = \pi(R+r) + 2(R-r) \frac{(R-r)}{l} + 2l \left\{ 1 - \left( \frac{R-r}{l} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

第 3 項を開平してその第 2 項までとるときは

$$L = \pi(R+r) + \frac{2(R-r)^2}{l} + 2l \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{R-r}{l} \right)^2 \right\}$$

$$L = \pi(R+r) + \frac{(R-r)^2}{l} + 2l \quad \dots\dots\dots(175)_2$$

**B. たすき・ベルトの場合 (第 403 圖)**

$$L_0 = \overline{BC} + \overline{AD} + \overline{AB} + \overline{CD}$$

$$= (\pi + 2\alpha)r + (\pi + 2\alpha)R + 2l \cos \alpha$$

$$= (\pi + 2\alpha)(R+r) + 2l \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(176)_1$$

又は

$$L_0 = \pi(R+r) + 2(R+r) \sin^{-1} \left( \frac{R+r}{l} \right) + 2\sqrt{l^2 - (R+r)^2}$$

たすき・ベルトに於ても  $\alpha$  は小さいから

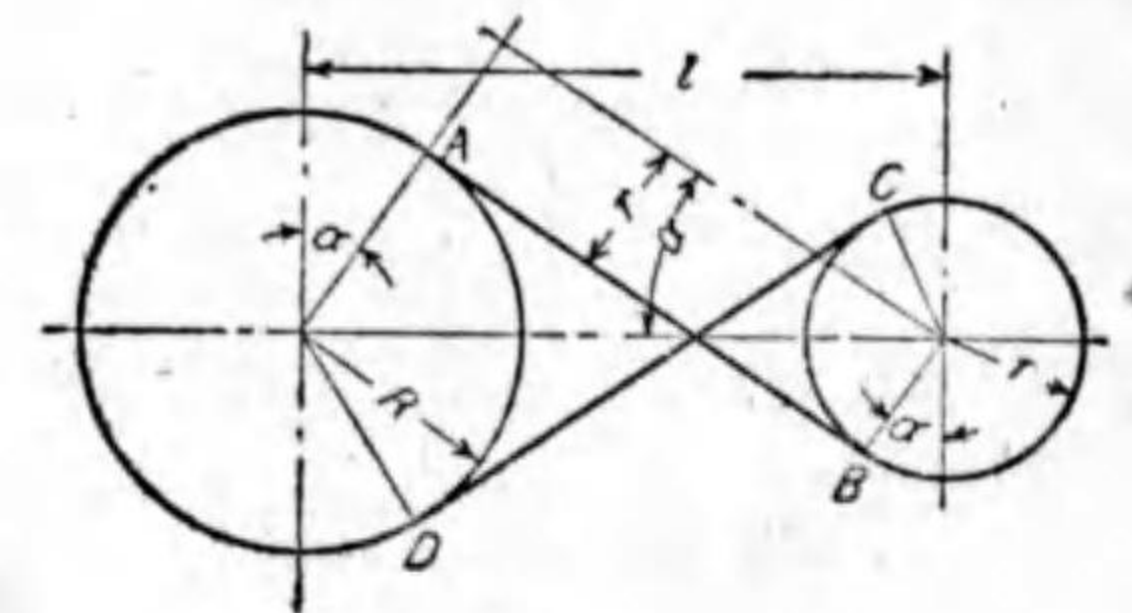
$$\alpha = \sin \alpha = \frac{(R+r)}{l} = \sin^{-1} \frac{(R+r)}{l}$$

と近似的にとつても差支へない。

それ故近似的ベルトの長さ

$$L = \pi(R+r) + \frac{(R+r)^2}{l} + 2l \quad \dots\dots\dots(176)_2$$

式 (175)<sub>2</sub> 及び (176)<sub>2</sub> は共にベルトの近似的の長さで段車の計算に用ひられる。



第 403 圖 たすき・ベルトの長さ

たすき・ベルトに於ては  $l$  が一定なるときは  $(R+r)$  が一定ならば  $L$  は不変となる, この點は開ベルトの場合と異なる。然し開ベルトでも  $l \geq 20(R-r)$  なるときは  $(R+r)$  のみ一定ならば  $L$  は略不変と見做される。

**第 8 節 圓錐ベルト車及び段車**

定速回轉をなす原動軸からベルトにより受動車に種々異なる回轉速度を傳へるには第 404 圖 (1) に示す圓錐ベルト車及び同圖 (2) に示す段車を用ひる。

1. 圓錐ベルト車 は速比を  $\frac{R_1}{r_1}$  から  $\frac{R_2}{r_2}$  まで任意に變へたい必要がある場合に用ひる。この場合兩軸の距離  $l$  及びかけるベルトの長さも一定であるからたすき・ベルトがけではベルト車の相對する半径の和が一定となるものであるから一對の圓錐車は全く等しく正圓錐となる。即ち第 404 圖 (1) に於て



$$R_2 = r_1, R_1 = r_2, R_m = r_m$$

$$R_2 + r_2 = R_1 + r_1 = R_m + r_m$$

従て  $R_m = \frac{R_2 + R_1}{2}$  となる。

開ベルトがけではベルトの長さを示す式 (175) の中には両車の半径の和と差の項を含んでゐるから簡単には行かない。即ちベルトを車の中央に掛た場合は両端にかけた場合よりか弛いことになる。これがため中高の圓錐車を必要とする。而して一對

の車の形状相等しきものとすれば中央の脹れの量  $x$  は理論上

$$x = \frac{(R_2 - R_1)^2}{2\pi \cdot l} \dots\dots\dots (177)$$

である。故に車の中央直径を求めた後、これと両端の 2 点とを結ぶ曲線で車の表面を畫く。

圓錐ベルト車に於て原動車は毎分  $N$  回轉するものとし、受動車の毎分回轉數を  $n_1$  から  $n_2$  に變へるものとすれば次の關係がある。

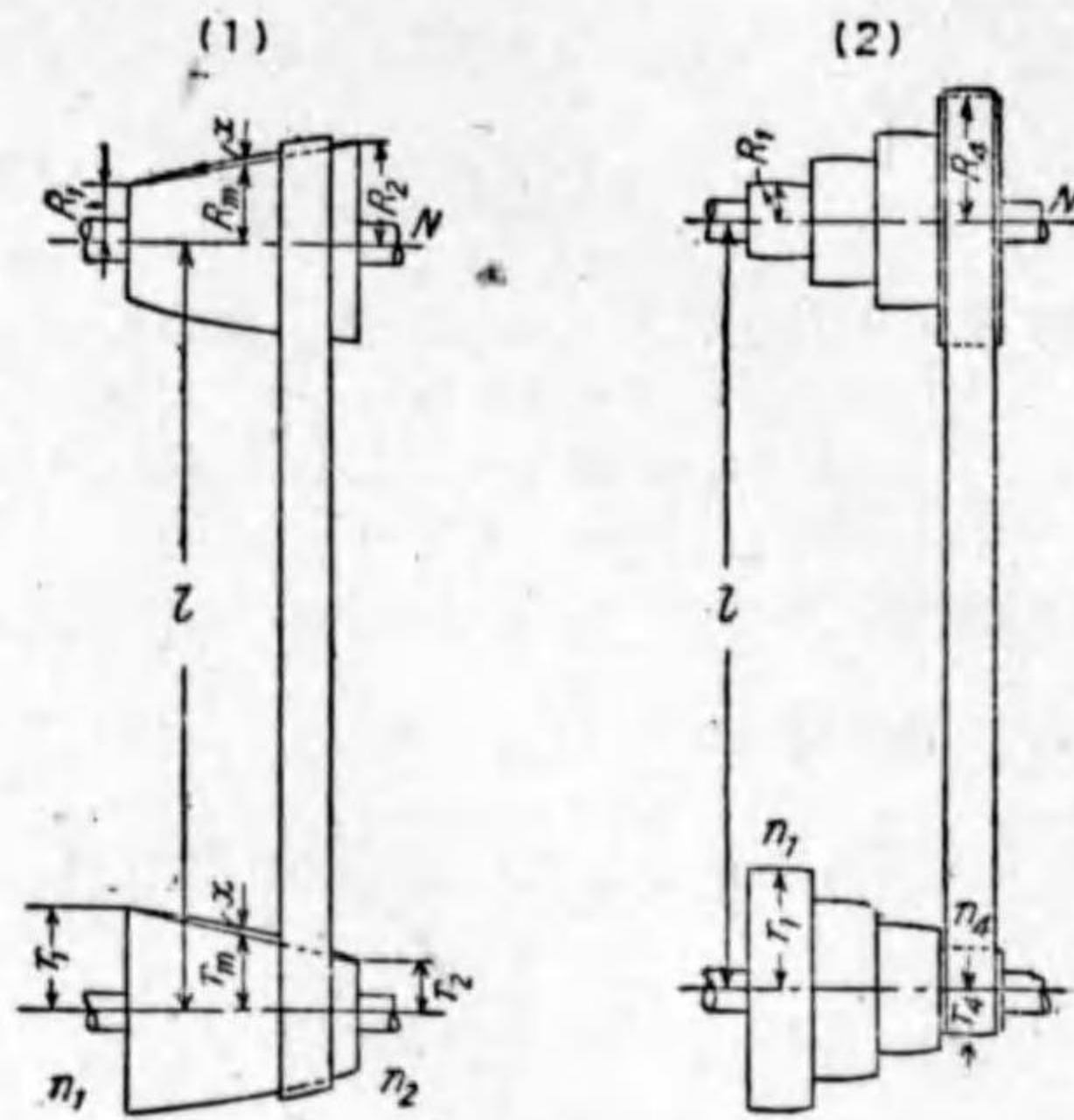
ベルトを左端に掛れば

$$\frac{R_1}{r_1} = \frac{n_1}{N}$$

右端に掛ければ

$$\frac{R_2}{r_2} = \frac{n_2}{N}$$

$$\therefore \frac{n_1}{N} = \frac{N}{n_2} \quad \text{従て} \quad N = \sqrt{n_1 \cdot n_2} \dots\dots\dots (178)$$



第 404 圖 圓錐ベルト車及び段車

即ち受動車の回轉は一定範囲内では如何なる速度にも變へ得るに都合はよいが特別の裝置を施さなければベルトが車の直径の大きい方へ登り行く虞がある。故に多くは段車を用ひる。

2. 段車 工作機械の段車は主として開ベルトがけとして用ひる。而して受動車の回轉速度を各段毎に等比級數に定めるのが普通である。この外、等差級數、調和級數に變化せしめる場合もあるが等差級數では低速度の間に著しい速度の變化が起り、調和級數ではこれと反對に高速度の間が急變するが等比級數ではこの兩者の中間の變化をなすやうである。いま原動軸の一定回轉數を  $N$ 、受動軸の最低及び最高回轉數を  $n_1, n_2$ 、段數を  $z$  とし、等比級數の公比を  $\phi$  とすれば

$$n_1, n_2 = n_1 \cdot \phi, n_3 = n_2 \cdot \phi, n_4 = n_3 \cdot \phi, \dots\dots n_z = n_{z-1} \cdot \phi$$

又は  $n_1, n_2 = n_1 \cdot \phi, n_3 = n_1 \cdot \phi^2, n_4 = n_1 \cdot \phi^3, \dots\dots n_z = n_1 \cdot \phi^{z-1}$

となる。

一般には機械の性質上  $n_1, n_2$  及び段數  $z$  が定るから  $\phi$  を求めることが出来る。即ち

$$\phi = \sqrt[z-1]{\frac{n_2}{n_1}} \dots\dots\dots (179)$$

旋盤では普通  $\phi = 1.1 \sim 2$  である。

開ベルトがけ段車の設計に於て前記  $l, N, n_1, n_2$ 、及び  $z$  が與へられると式 (179) から  $\phi$  を見出し、 $n_2, n_3, n_4$ 、等を計算する。尙見込により原動車の小又は最大徑を定める。いまこれを  $R_1$  とする。(第 404 圖 2 参照)

然らば

$$\frac{R_1}{r_1} = \frac{n_1}{N}$$

の關係から受動車の第 1 段の半径  $r_1$  を算出し式 (175)<sub>2</sub> によつて、 $R_1, r_1$  にかける開ベルトの長さを求める。この長さは各段とも一定でなければならぬ。



従て  $n_M$  回轉すべき第  $M$  段の  $R_M$  及び  $r_M$  の半徑を求めるとは

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_M}{r_M} &= \frac{n_M}{N} \\ L &= \pi(R_M + r_M) + \frac{(R_M - r_M)^2}{l} + 2l \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(180)$$

なる聯立方程式から求めることが出来る。

次にたすき・ベルトがけ段車の場合にも開ベルトがけと同様に先づ  $r_1$  を出し  $R_1 + r_1 = k$  とする。ベルトの長さ  $L$  はこの場合兩車の半徑の和により定まる値であるから、この和のみ變りなければ  $L$  には變化が起らない。

故に  $R_1 + r_1 = R_2 + r_2 = \dots\dots R_M + r_M = \dots\dots R_z + r_z = k$

従て第  $M$  段の半徑を求めるとは

$$\left. \begin{aligned} R_M + r_M &= k \\ \frac{R_M}{r_M} &= \frac{n_M}{N} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(181)$$

の方程式から半徑を求められる。

普通の旋盤に於ては主軸の回轉變化を段車の回轉變化の 2 倍にするため一組のバック・ギヤがある。それ故バック・ギヤを用ひ主軸に  $Z$  種の回轉數を傳達するには段車の段數を  $Z/2$  とする。

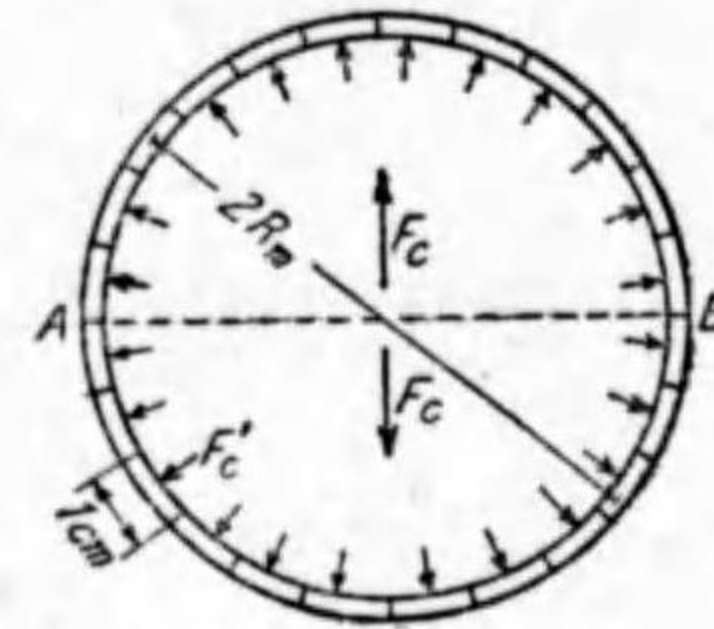
段車は製作の便宜上一對の段車を同形に作りただ取付の向を逆にして用ひることが多い。

### 第 9 節 ベルト車の各部の割合及び構造

ベルト車はリム、輻及びボスの 3 部分からなる。普通は單體の鑄鐵製 ( $v < 30$  m/s) であるが、直徑の大きいもの又は取付の便宜上車を 2 部分に分割し、ボルト及びナット等で締付け一體とする。強さを増し重量を輕減する目的で軟鋼製が用ひられ、單に重量輕減のみでは輕合金製或は木製、堅紙製のものもある。

ベルト車は低速度に對しては單に靜釣合を行ひ、高速度に對しては動釣合を行ふ必要がある。

A. リム 高速回轉のためリムは遠心力により外方に飛び去らうとする結果應力を誘起する。いま輻の影響を省略し單に輪と假定して應力の大きさを考へて見る。(第 405 圖参照)



遠心力を受くるリム

第 405 圖

- $v$  = リム速度 m/s,
- $R_m$  = リム平均半徑 cm,
- $a$  = リムの斷面積  $\text{cm}^2$
- $w$  = リム材の重量  $\text{kg/cm}^3$  (鑄鐵  $0.0073 \text{ kg/cm}^3$ , 軟鋼  $0.0076 \text{ kg/cm}^3$ )
- $g$  = 重力による加速度  $9.8 \text{ m/s}^2$
- $f_t$  = リムに生ずる引張應力  $\text{kg/cm}^2$

とすればリム 1 cm 長さに對する重量は  $a \cdot w \text{ kg}$ , よつてこの部分の遠心力

$$F_c' = \frac{a \cdot w \cdot v^2}{g \frac{R_m}{100}} \text{ である。}$$

全圓周のリム 1 cm に對する  $F_c'$  は皆これと同一と假定すればリムの半圓に働く合成遠心力  $F_c$  は

$$F_c = 2R_m \cdot F_c' = \frac{200a \cdot w \cdot v^2}{g} \text{ kg}$$

$F_c$  はリムの 2 部分 (A, B) で支へられるものと見做すときは、

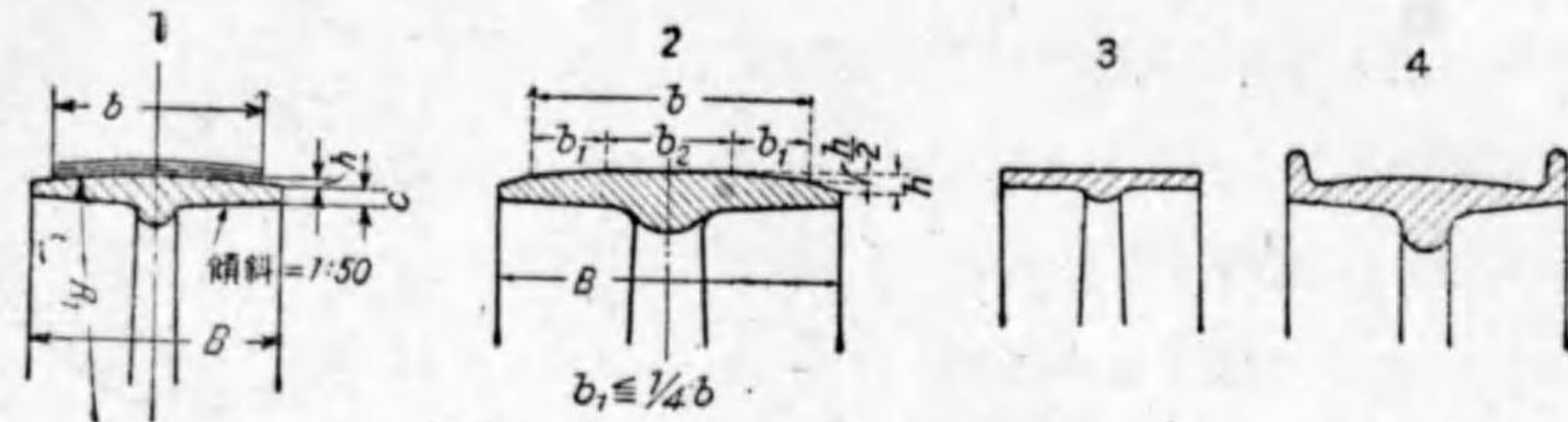
$$F_c = 2a \cdot f_t$$

$$f_t = \frac{F_c}{2a} = \frac{w \cdot v^2}{g} \times 100 \dots\dots\dots(182)$$

實際リムは輻と輻との間に於る曲げ應力、鑄造時の冷却應力が餘分に加る。式 (182) から  $v$  を決定するには安全のため  $f_t$  を餘程小さくとらねばならぬ。いま鑄鐵車に對し



$v=10$  m/s のとき  $f_t=7.3$  kg/cm<sup>2</sup>,  
 $v=30$  m/s のとき  $f_t=66$  kg/cm<sup>2</sup>,  
 $v=50$  m/s のとき  $f_t=184$  kg/cm<sup>2</sup> となる。



第 406 圖 リムの各種形状

鑄鐵製ベルト車に対する割合は第 406 圖 (1) に於て

リムの厚さ  $c=0.005D+3$  mm, ( $c>3$  mm)

幅  $B$  及びリムの丸味の高さ  $h$  に就ては第 48 表に示す。

リムの表面に丸味を附けるのはベルトが移動して外れるのを防ぐためであるが、中央部が餘分の張力を受けるから (2) の如くなるべく平にするのがよい。移動ベルトがけの遊車及びたすき・ベルト及び直交軸ベルトに対しては丸味は不適當である。通常原動車に平坦なリム面 (3) を用ひ受動車のみに丸味を附ればよいが 25 m/s 以上の速度の場合には原動車にも丸味を附る。リム面はなるべく滑かに仕上げ且つ軸に対して完全に同心でなければならない。垂直軸の場合にはベルトの落下を防ぐため (4) のやうにリムにフランジを附ることもある。

第 48 表 リムの丸味の高さ (JES 第 66 號) 単位 mm

幅 $B$	幅の公差	丸味の高さ $h$ (約)	革ベルトの幅 $b$
35	-2	1	25
40			30
45			35
60			45
70			55
80	-4	1.5	65
90			75
100			85
120			100
135			115
155	-6	2	130
175			150
200			175
230			200
260			230
300	-8	3	260
340			300
390			350
450			400
500			450
550	-8	4	500
600			550

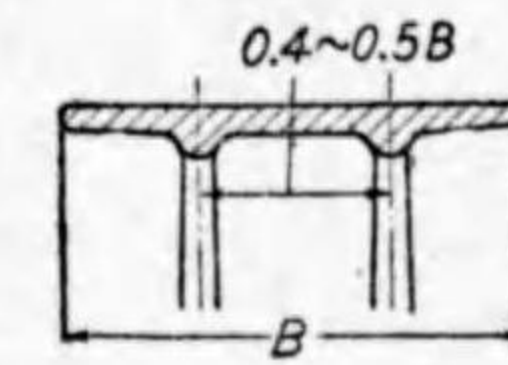
B. 輻 齒車の場合と同様に輻の數  $N'$  は經驗式から定めてもよいが凡そ直徑  $D$  mm により區分すれば

$D=180$  以下 180~500 500~1,500 1,500~2,400

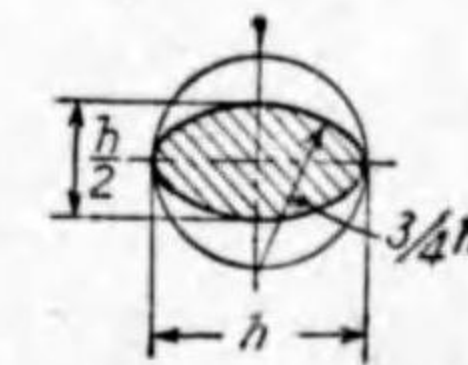
$N'$ =圓板 4 6 8

小輻のものは輻は 1 列であるが  $B>0.1D+250$  mm となれば第 407 圖の如く 2 列にする。

輻は従來鑄造時に起る冷却應力の關係上概ね曲線狀の輻を用ひたが遠心力による曲げ作用が大きいため近來は放射狀直線に統一される傾向がある。輻



2 列輻 第 407 圖



輻の楕圓断面形 第 408 圖

は空氣抵抗を少くするためその断面を楕圓形 (第 408 圖) とし、長短徑の比は 2:1 又は 2.5:1 とし、リムの附根はボスの附根の凡そ 0.7~0.8 位にする。いま  $\frac{N'}{3}$  のみで全體の力を受けるものとし、ボスの附根に於ける輻の幅を  $h$  とすれば断面楕圓の場合、

$$h = \sqrt[3]{\frac{192 \times Q \cdot y}{\pi \cdot N' \cdot f_b}} \dots\dots\dots (183)$$

但し  $Q$ =ベルトの有効回轉力 kg

$y$ =ボスの附根より外周までの距離 cm

$f_b=150\sim300$  kg/cm<sup>2</sup> (鑄鐵), 輻の厚さを  $0.5h$  とする。

C. ボス 凡そ次の如く定める。  $d$ =軸徑,

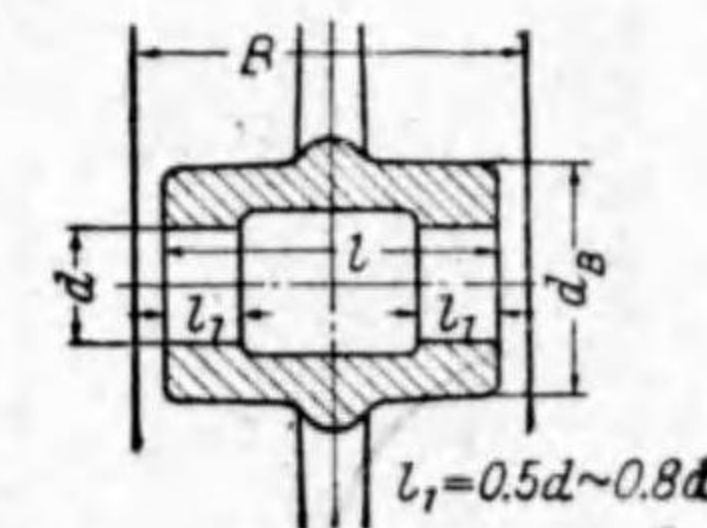
ボスの直徑  $d_B=(1.8\sim2.0)d$

ボスの長さ  $l=B\sim\geq 1.2d\sim1.5d$  (固定車)

又は  $l=0.7B(B>1.5d$  のとき)

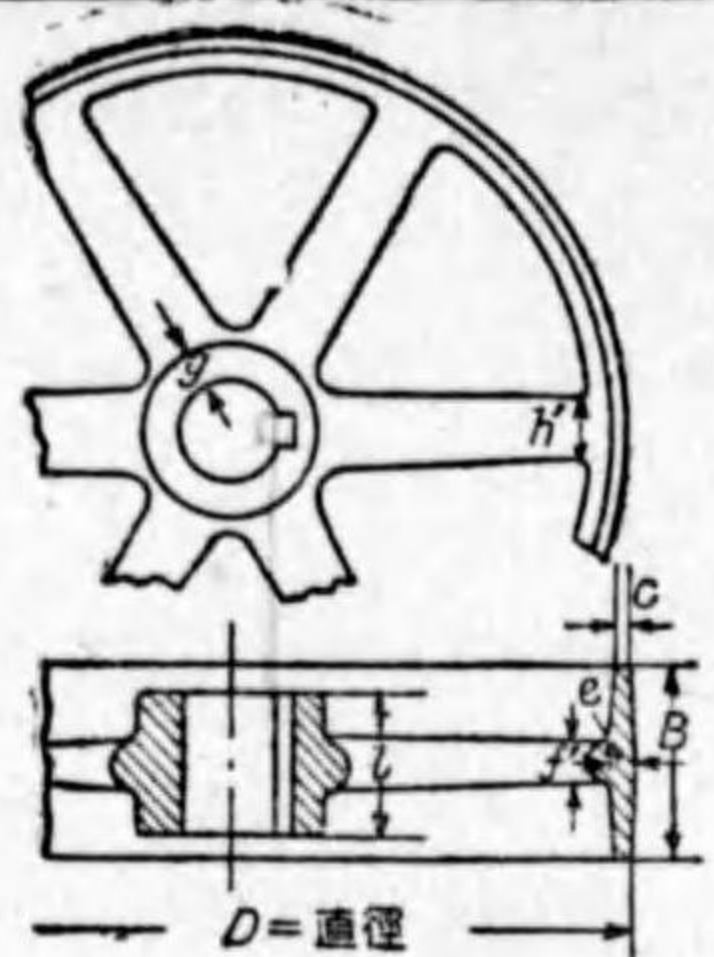
$\geq 2d$  (遊車)

ボスの割合長いものは第 409 圖のやうに中央の



ボスの肉ぬすみ 第 409 圖



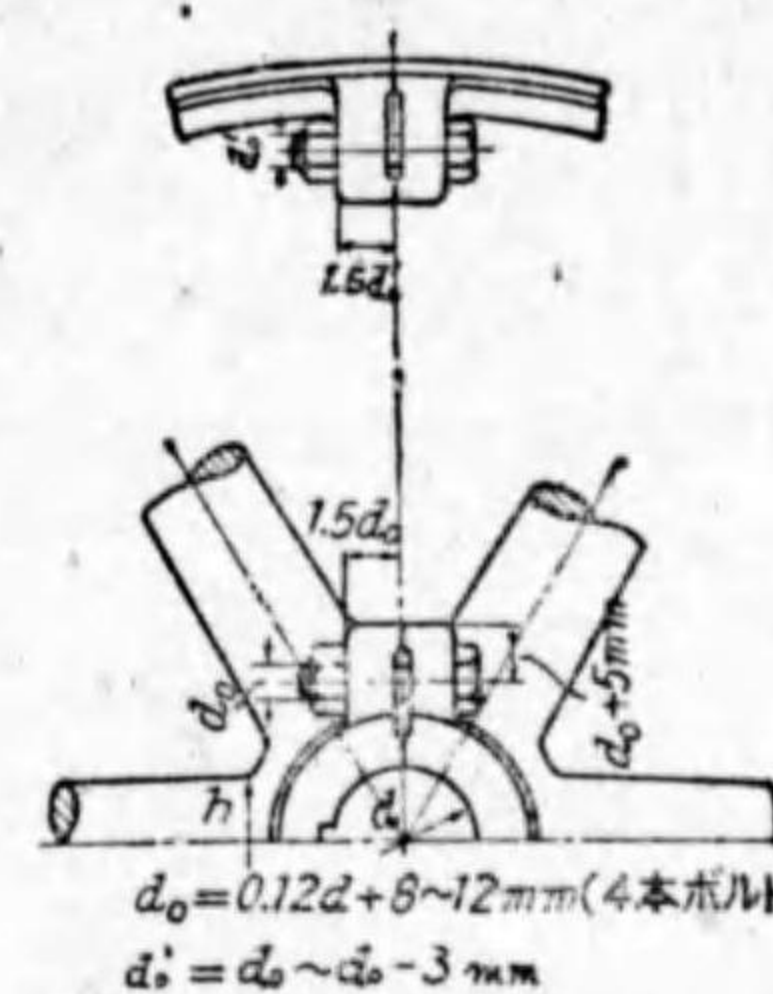


輻の数は總て 6 本で 10 cm  
につき凡そ 4mm のテーパ  
でボス部に向ひ太くする。

第 49 表 鑄鐵製ベルト車の寸法 (單位 mm)

直徑 D	輻 B	c	e	h'	f'	l	g
150	100	3	5	19	11	76	9
150	200	3	5	19	11	89	13
150	300	3	5	19	11	100	13
200	100	3	5	21	11	76	9
200	200	4	6	27	14	114	13
200	300	4	6	27	14	140	13
250	100	3	5	24	14	76	13
250	200	4	6	27	14	114	13
250	300	4	6	33	16	140	16
300	100	4	6	25	11	83	13
300	200	4	6	44	13	127	16
300	300	5	8	38	19	165	16
350	100	4	6	28	13	89	13
350	200	5	8	33	14	127	16
350	300	5	8	43	21	165	16
400	100	4	6	35	14	89	13
400	200	5	8	36	16	127	16
400	300	6	9	36	16	165	19
400	400	6	9	48	24	209	22
450	100	5	8	33	14	102	16
450	200	6	9	38	17	140	19
450	300	6	9	38	17	184	22
450	500	6	9	57	32	229	22
500	100	5	8	35	16	102	16
500	300	6	9	41	19	178	19
500	500	7	11	57	28	254	25
550	100	5	8	38	16	102	16
550	300	6	9	44	21	165	22
550	500	7	11	67	32	279	28
600	100	6	9	40	17	102	16
600	300	6	9	48	17	178	22
600	400	6	9	48	17	241	25
600	600	8	12	70	35	279	28
700	400	6	9	54	21	254	25
800	400	8	12	62	27	240	28
900	400	8	12	65	28	260	32
1000	400	9	13	70	32	254	32

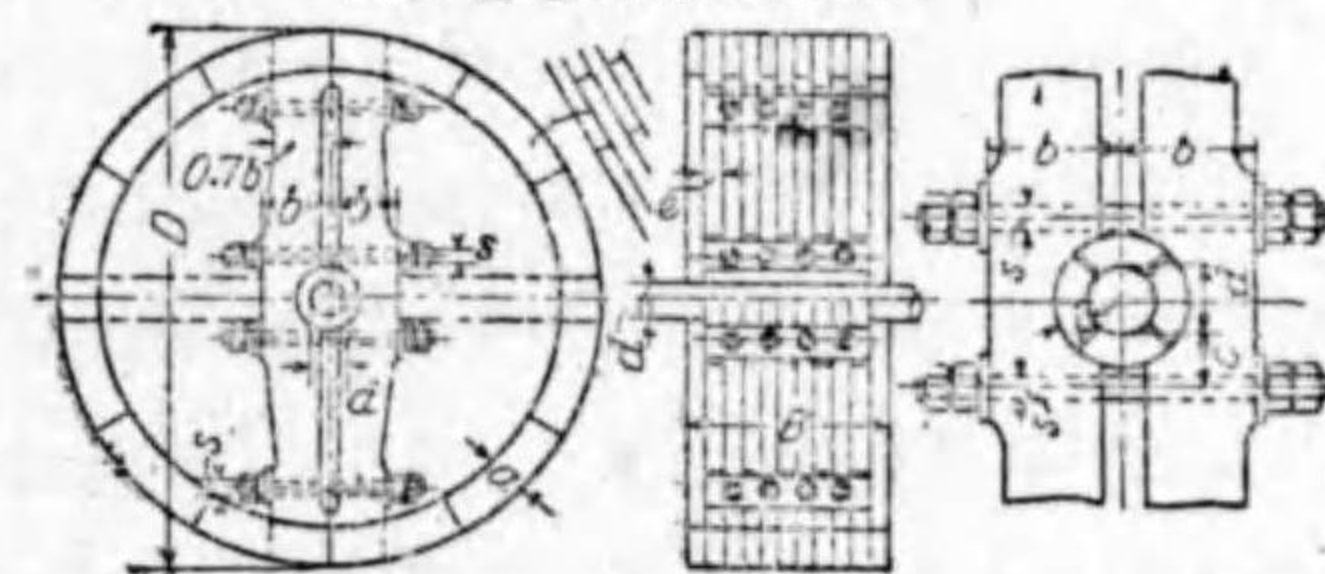
肉をぬすむ。大徑のものは鑄造並に取付の便宜  
上これを割ベルト車にする(第 410 圖)。その割  
り方には輻と輻との間で割る方法と、輻を通じ  
て全體を割る場合とがある。第 49 表は鑄鐵製  
ベルト車、第 50 表は大型木製ベルト車の寸法  
をそれぞれ示す。木製車は櫻、桂、樺等で作り、  
リムを數個の片で組合せ膠著したもので重量の  
軽いこと、廉價であること、摩擦係數の大きい  
利點はあるが、大氣の變化により變形し易く、  
餘り大動力のものには適しない。この外、銅板製、輕合金製ベルト車は輕量で  
高速回轉に適する。



第 410 圖 割ベルト車

第 50 表 木製ベルト車

大型 直徑 300 乃至 1200 mm



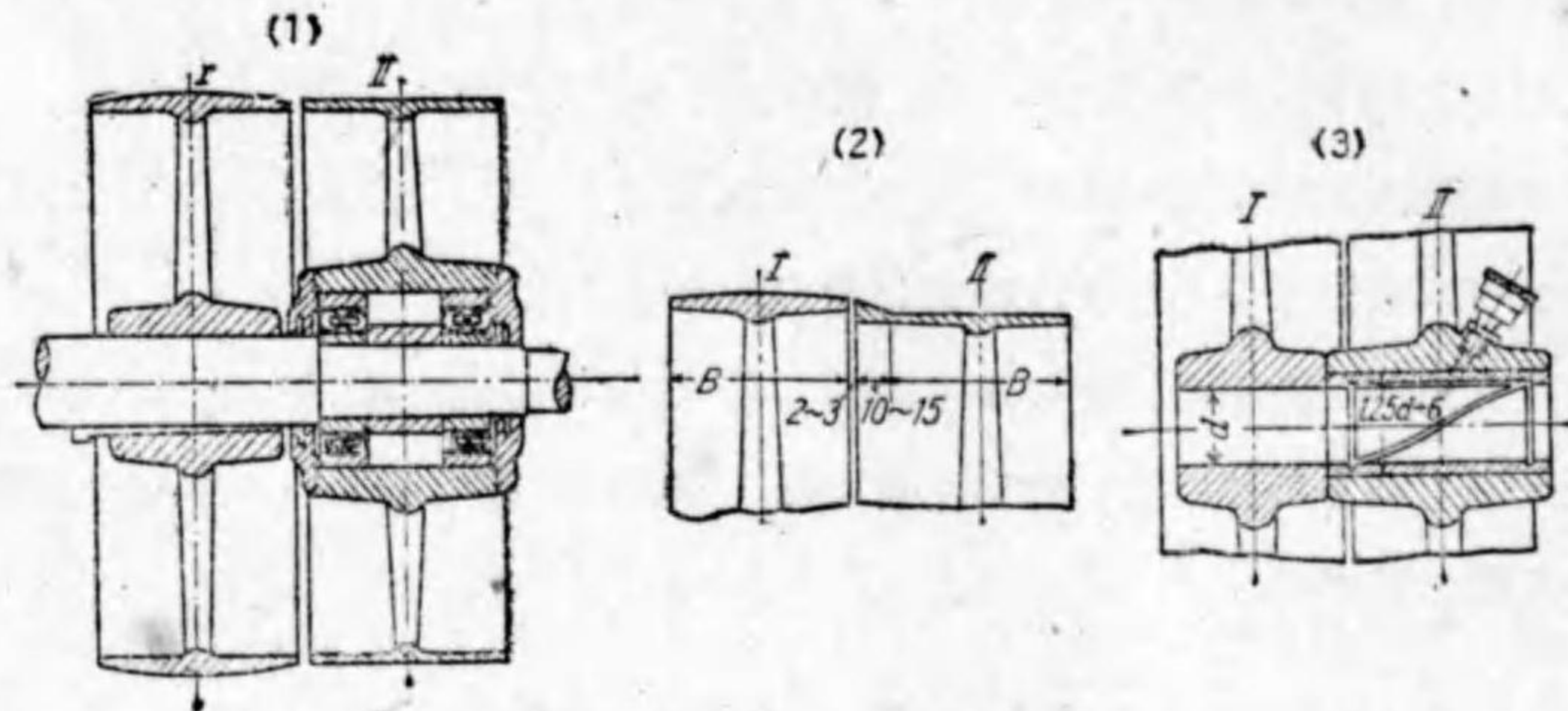
單位 mm

D	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,200
d	30	30	35	40	40	45	45	50	55
a	30	40	45	45	50	50	50	50	50
b	30	40	50	60	70	80	90	110	115
c	25	25	28	28	30	32	34	36	38
e	20	20	20	20	20	20	20	20	20
i	14	15	16	18	20	22	22	24	25
s	13	13	13	16	16	16	16	16	16



第 10 節 固定車と遊車, 張り車及びベルト寄せ

1. 固定車及び遊車 作業の性質上主動軸を停止させることなく受動軸の回転を屢々断続する必要がある場合には第 411 圖に示すやうな**固定車 I** 及び**遊車**  
Fast pulley Loose pulley

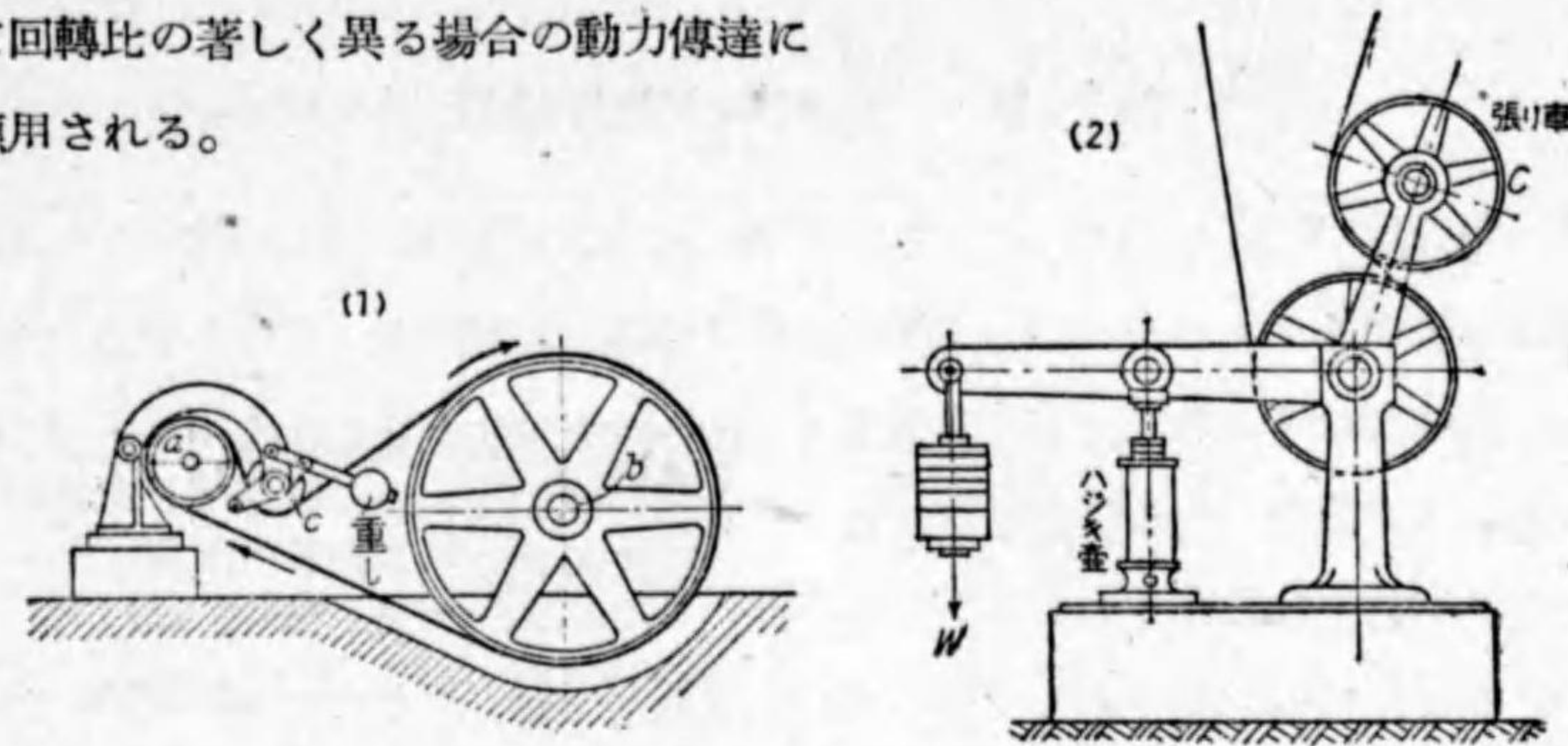


第 411 圖 固定車及び遊車

II を受動軸に並べて取付けベルトを兩車の何れかへ移動することによりその目的を達する。固定車はキーにより軸に固定せられる。遊車はベルトの張力を弛めるため同圖 (2) の如くリム面を固定車のリム面より幾分低くする。又軸上を空轉するためボスを固定車よりも少し長くし、心向き球軸受を用ひるか或は同圖 (3) のやうに青銅製のブッシュを入れ給油装置を施す。

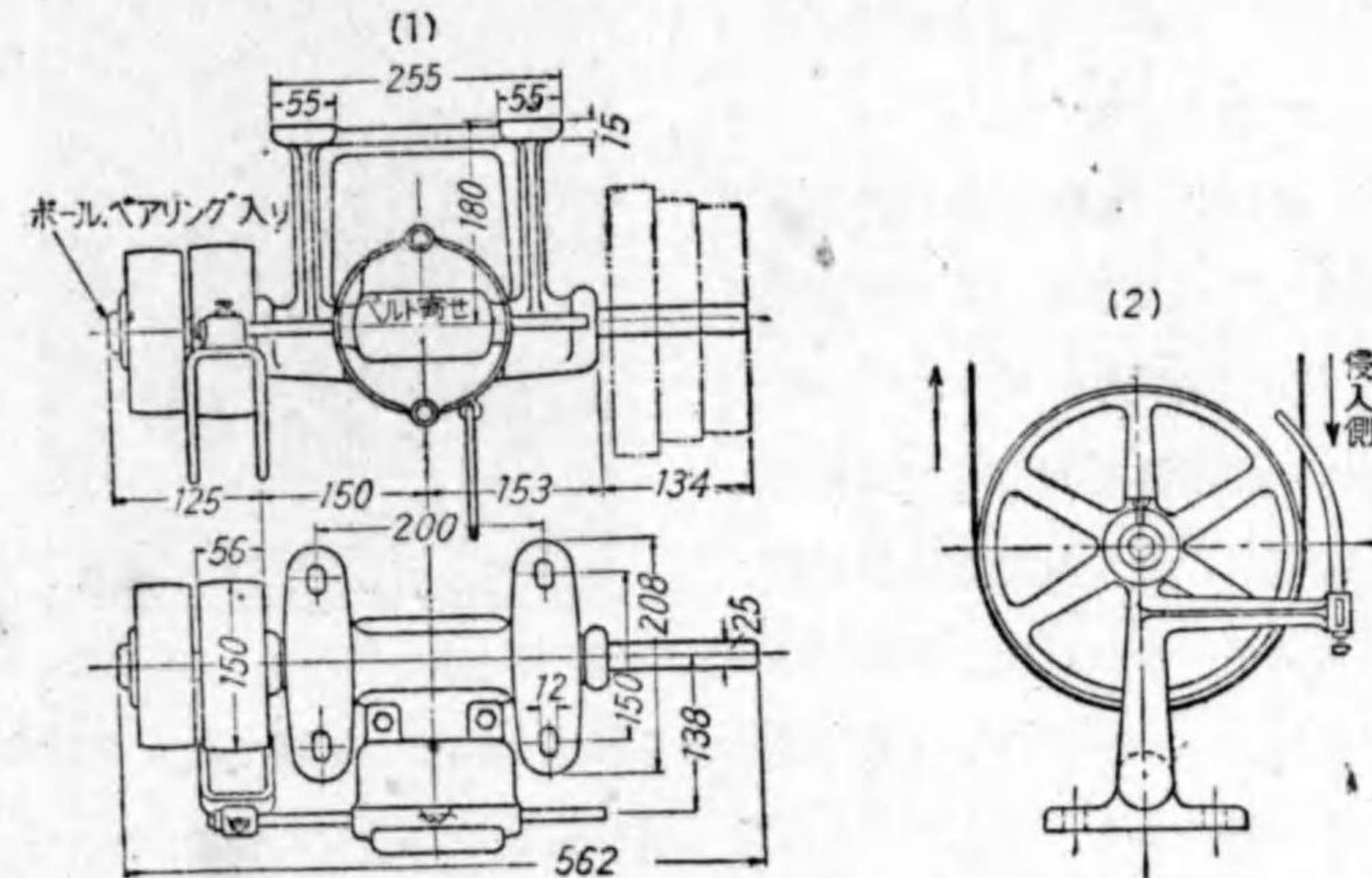
2. 張り車 ベルトがけ装置に於て軸間距離の短かく兩車の直径の差著しく異るときは小車に於ける接觸角が小さくなつて滑りを増す。又これに反して高速度で軸間距離の大きいものでは波打ちを起す。これがため弛み側に於て小車に近く**張り車**を設け接觸角を増すと共にベルトの張力を常に一定に保たしめる。  
Tension pulley

て回轉比の著しく異なる場合の動力傳達に應用される。



第 412 圖 張り車

3. ベルト寄せ 固定車及び遊車に於てはベルトを交互に移動せしめることが必要にしてこれには第 413 圖 (1) に示す**ベルト寄せ**を用ひ確實に寄せる。  
Belt shifter



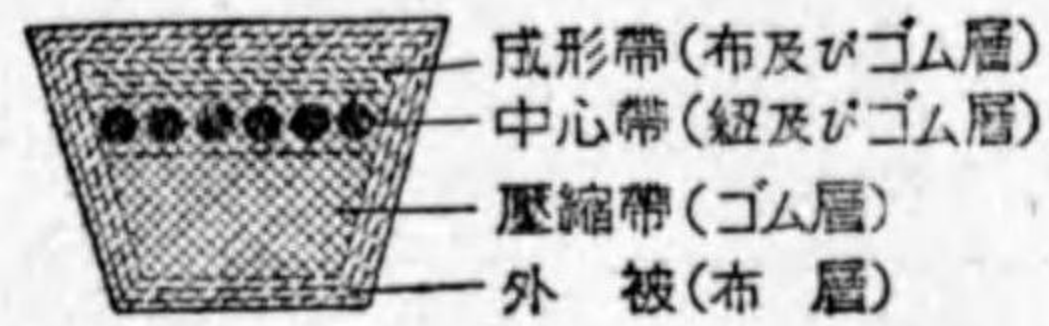
第 413 圖 ベルト寄せ

ベルト寄せは必ずベルトの侵入側に設ける (同圖 2)。これは侵入側でベルトを押し多少變形が起るとその復元弾性と接觸面間の摩擦とにより回轉方向に密着して進まむとする傾向を利用するのである。

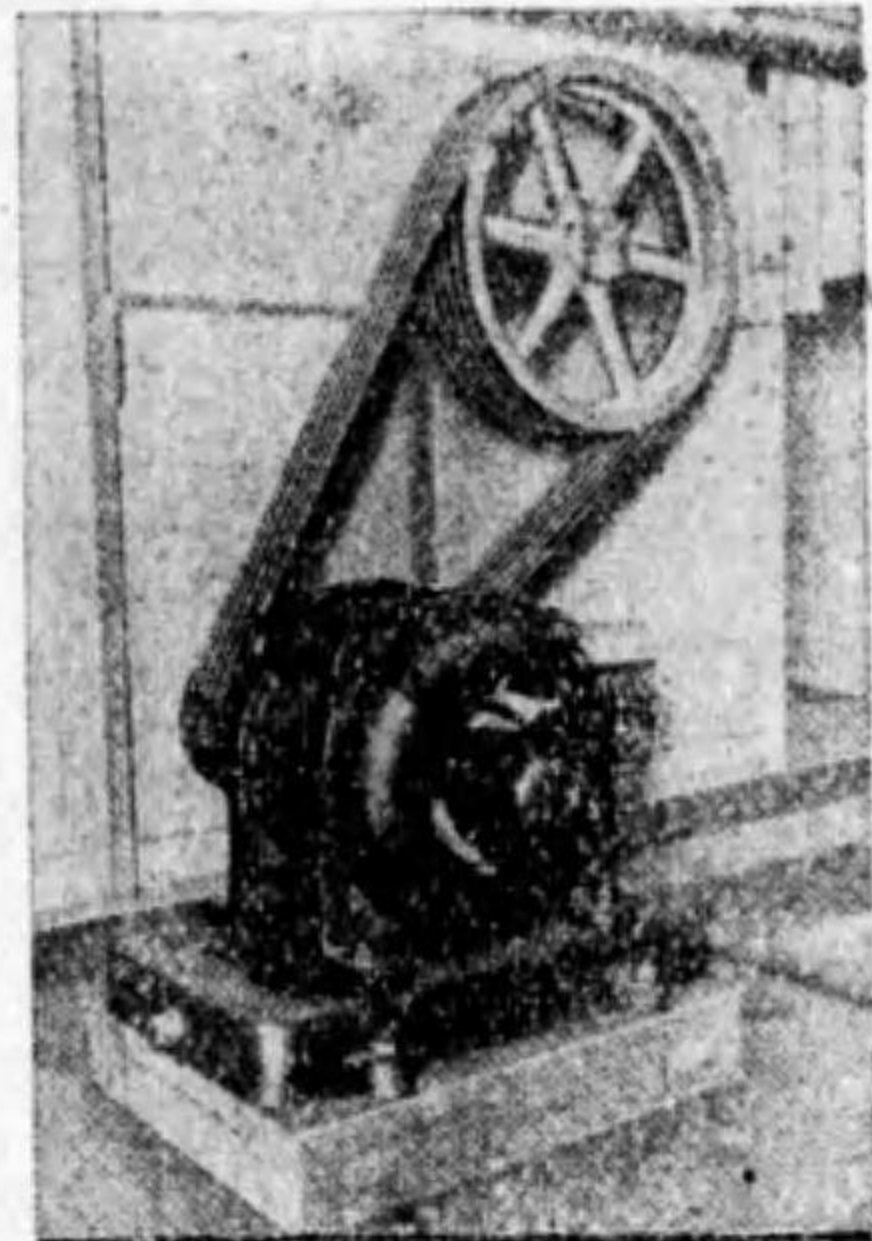


第 11 節 V ベルト及び溝車

動力傳達用 V ベルトは JES 第 357 號に規定され第 414 圖に示すやうに梯形断面を有するゴムベルトにして所要の長さの環状に縫目なく作り、優良なる綿糸、綿布又はゴムを芯とし、良質な配合ゴムを塗布したる綿布を以てこれを包み壓搾加硫したものである。即ち中心帯は傳動の主體であつて強い木綿紐又は布を層にしてゴム質で幾重にも密着して張力に耐へさせ、壓縮帯は屈撓性に富む良質ゴムを用ひ、外被は數層の布で覆ひ溝車の溝面との磨耗に耐へさせる構造である。



第 414 圖 V ベルトの断面構造



第 415 圖 V ベルトがけ装置

V ベルトは車の溝壁に接し溝底には觸れぬやうにしてある。その結果摩擦を増し従て傳動力を増すこととなり、又ゴムの屈撓性を利用して兩軸間の距離を短縮し、従て狹隘な場所に設置出来る。平ベルトに比し運動靜肅にして滑りが少いから 1:10 までの速比でも使用される。切斷したとき接合することが不可能であり、中心距離を調節し得る装置が必要である。

傳動效率は 96~99% である。

V ベルトの大きさには A, B, C, D, E の 5 種があるが各製造所によりこれ等の大きさ並に構造、品質等に多少の相違があるから使用の際にはそれぞれの型録により調る方がよい。各所の製品を照合して見るとベルト 1 本が各速度に於て

第 51 表 (V ベルト 1 本の最大傳達馬力及びその他)

種別 寸法 mm v m/s	A 型	B 型	C 型	D 型	E 型					
	13×8 (a×b)	17×10	22×13	32×19	38×23					
5.0	0.9	1.2	3.0	5.5	7.5					
5.5	1.0	1.3	3.2	6.0	8.2					
6.0	1.0	1.4	3.4	6.5	8.9					
6.5	1.1	1.5	3.6	7.0	9.6					
7.0	1.2	1.6	3.8	7.5	10.3					
7.5	1.3	1.7	4.0	8.0	11.0					
8.0	1.4	1.8	4.3	8.4	11.6					
8.5	1.5	1.9	4.6	8.8	12.2					
9.0	1.6	2.1	4.9	9.2	12.8					
9.5	1.6	2.2	5.2	9.6	13.4					
10.0	1.7	2.3	5.5	10.0	14.0					
10.5	1.8	2.4	5.7	10.5	14.8					
11.0	1.9	2.5	5.9	11.0	15.2					
11.5	1.9	2.6	6.1	11.5	15.8					
12.0	2.0	2.7	6.3	12.0	16.4					
12.5	2.1	2.8	6.5	12.5	17.0					
13.0	2.2	2.8	6.7	12.9	17.5					
13.5	2.2	2.9	6.9	13.3	18.0					
14.0	2.3	3.0	7.1	13.7	18.5					
14.5	2.3	3.1	7.3	14.1	19.0					
15.0	2.4	3.2	7.5	14.5	19.5					
15.5	2.5	3.3	7.7	14.8	20.0					
16.0	2.5	3.4	7.9	15.1	20.5					
16.5	2.5	3.5	8.1	15.4	21.0					
17.0	2.6	3.6	8.3	15.7	21.4					
17.5	2.6	3.7	8.5	16.0	21.8					
18.0	2.7	3.8	8.6	16.3	22.2					
18.5	2.7	3.9	8.7	16.6	22.6					
19.0	2.8	4.0	8.8	16.9	23.0					
19.5	2.8	4.1	8.9	17.2	23.3					
20~25	2.8	4.2	9.0	17.5	23.5					
適用範圍の馬力	5 馬力以下	2~20 馬力用	5~50 馬力用	40~150 馬力	100 馬力以上					
接觸角 θ	180°	170°	165°	160°	150°	145°	140°	130°	125°	120°
修正係數 K	1.00	0.98	0.96	0.95	0.92	0.90	0.89	0.86	0.84	0.83
最小車有效直徑	A型 80 mm	B型 125 mm	C型 200 mm	D型 300 mm	E型 450 mm					



傳へ得る最大馬力(接觸角  $180^\circ$  のとき)は第 51 表と略同様である。

次に所要ベルトの数を決定するには次のやうに求める。

$$\text{所要 V ベルトの數} = \frac{\text{原動機馬力}}{p \times K \times C}$$

茲に  $p$  = ベルト 1 本の傳達馬力數 (第 51 表)

$K$  = 接觸角に對する修正係數 (第 51 表)

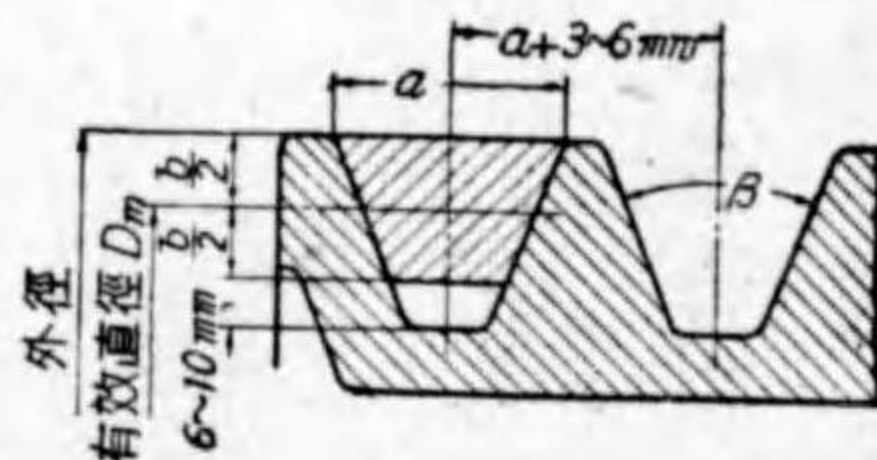
$C$  = 各種機械に對する傳動係數

粉碎機, 遠心分離機, 工作機械 0.78  
 始動負荷又は尖頭負荷が 150~200% に及ぶもの 0.7~0.6  
 製紙機, 空氣壓縮機, 製氷機等 0.8  
 送風機, ポンプ類, 發電機等その他荷重變化少きもの 0.9~1.0

必要なベルトの長さは式 (175)<sub>2</sub> から求め

る。

第 416 圖は V ベルト用溝車にして大體の割合を示す。有効直徑  $D_{ne}$  は V ベルトの高さ  $b$  の中央に於てとる。溝壁は平滑に仕上げねばならない。



第 416 圖 V ベルト用溝車

溝車は普通鑄鐵製であるが, 高速度のものは鑄鋼製にする。V ベルトの角度は JES では  $40^\circ$  に規定してゐる。溝の角度  $\beta$  は溝車の有効徑の大小に應じ適當に變更すべきで, 一般に V ベルトの角度より狭く, 有効徑の小さきもの程小さくとり, 凡そ  $\beta$  は  $36^\circ \sim 40^\circ$  の範圍に於て定める。

又溝車の有効徑は使用するベルトの各種別毎に一定限度以上なることを要する。

例題 1. 12 m/s の速度にて回轉し, 15 馬力を傳達するベルト掛装置あり, いま張り側に於る張力  $T_1$  が弛み側の張力  $T_2$  の 2 倍とし, 有効回轉力  $Q$  及び張力  $T_1$  を求めよ。又一重革ベルト (厚さ 6 mm) を用ひるとすれば幅を如何程にすれば安全なるや。但し

ルト車の直徑 500 mm とし, 遠心力を省略す。

式 (170) より

$$Q = \frac{75 H}{v} = \frac{75 \times 15}{12} = 93.75 \text{ kg}$$

式 (161) より

$$Q = T_1 - T_2 = 93.75 \text{ kg} \quad T_2 = \frac{1}{2} T_1$$

$$\therefore T_1 - \frac{1}{2} T_1 = 93.75 \quad \therefore T_1 = 93.75 \times 2 = 187.5 \text{ kg}$$

第 47 表より  $q = 8 \text{ kg/cm}$  と取り式 (174) に代入して幅を求めれば

$$b = \frac{Q}{q} = \frac{93.75}{8} = 11.7 \text{ cm} \quad \text{規格寸法にするため } \underline{115 \text{ mm}} \text{ とす。}$$

式 (172) よりベルトの應力を求めれば

$$f = \frac{T_1}{b \cdot t} = \frac{187.5}{11.5 \times 0.6} = 27.2 \text{ kg/cm}$$

$D/t$  が 50 以上の場合の許し應力に該當するから先づ安全である。

例題 2. 主動軸の毎分回轉數 100, 受動軸の回轉數は最高 300 最低 75 にして軸間距離 2 m なるとき 3 段の開ベルト掛による段車の各段の直徑を求めよ。但し主動軸の最小車の半徑は 45 mm とし, 革ベルトの厚きは省略す。

$$N = 100 \quad n_1 = 75 \quad n_2 = n_3 = 300 \quad z = 3 \text{ 段}$$

$$l = 2,000 \text{ mm} \quad R_1 = 45 \text{ mm}$$

式 (179) より

$$\phi = \sqrt{\frac{z-1}{n_1}} = \sqrt{\frac{2}{75}} = 2$$

$$n_2 = n_1 \cdot \phi = 75 \times 2 = 150$$

$$\frac{R_1}{r_1} = \frac{n_1}{N} \quad \therefore r_1 = \frac{45 \times 100}{75} = 60 \text{ mm}$$

$$L = \pi(R_1 + r_1) + \frac{(R_1 - r_1)^2}{l} + 2l$$

$$= \pi(45 + 60) + \frac{(45 - 60)^2}{2,000} + 4,000 = 329.7 + 0.1125 + 4,000 = 4,329.8 \text{ mm}$$

式 (180) より

$$(i) \quad \frac{R_2}{r_2} = \frac{n_2}{N} = \frac{150}{100} = 1.5$$



$$(ii) \quad L=4,329.8=\pi(R_2+r_2)+\frac{(R_2-r_2)^2}{2,000}+4,000$$

$$(i) \quad \text{より } R_2=1.5r_2 \begin{cases} R_2 \text{ を (ii) に代入すれば} \\ 4,329.8=3.14(1.5r_2+r_2)+\frac{(1.5r_2-r_2)^2}{2,000}+4,000 \end{cases}$$

この聯立方程式を解きて第 2 段の半徑を求めれば

$$r_2=42 \text{ mm}; \quad R_2=42 \times 1.5=63 \text{ mm}$$

$$(iii) \quad \frac{R_3}{r_3}=\frac{n_3}{N}=\frac{300}{100}=3$$

$$(iv) \quad 4,329.8=\pi(R_3+r_3)+\frac{(R_3-r_3)^2}{2,000}+4,000$$

$$(iii) \quad \text{より } R_3=3r_3 \begin{cases} R_3 \text{ を (iv) に代入して} \\ 4,329.8=3.14(3r_3+r_3)+\frac{(3r_3-r_3)^2}{2,000}+4,000 \end{cases}$$

を解きて第 3 段の半徑を求めれば

$$r_3=26.2 \text{ mm} \quad R_3=26.2 \times 3=78.6 \text{ mm}$$

即ち主動軸の段車はそれぞれ 90 mm, 126 mm, 157.2 mm

受動軸の段車は 120 mm, 84 mm, 52.4 mm

例題 3 平均直径 450 mm, 1,500 rev/mn をなすベルト車あり。いまリムの  $1 \text{ cm}^3$  に就ての重きを 0.007 kg とすればこのベルト車の圓周に働く合成遠心力及びこれにより生ずる平均直径に於けるリム内に起る應力を求めよ。但しリムの幅 200 mm 厚さ 6 mm の矩形断面とし、幅の影響を省略す。

$$\text{リムの断面積 } a=20 \times 0.6=12 \text{ cm}^2$$

$$v_m=\frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{100 \times 60}=\frac{3.14 \times 45 \times 1,500}{100 \times 60}=35.3 \text{ m/s}$$

$$F_c=\frac{200a \cdot w \cdot v_m^2}{g}=\frac{200 \times 12 \times 0.007 \times 35.3^2}{9.8}=2,136 \text{ kg}$$

式 (182) より

$$f_t=\frac{F_c}{2a}=\frac{2,136}{2 \times 12}=89 \text{ kg/cm}^2$$

例題 4 5 馬力, 1,200 rev/mn の電動機により V ベルト掛にて工作機械の主軸を 280 rev/mn せしめむとす。V ベルト車の直径, ベルトの数及び長さを求めよ。但し軸間距離 900 mm とす。

第 51 表より使用のベルトは種別 B 型, 電動機の溝車の直径は同表より最小有効直径 125 mm なるも, これを 130 mm に定む。

$$v=\frac{\pi \cdot D_a \cdot n}{100 \times 60}=\frac{3.14 \times 13 \times 1,200}{100 \times 60}=8.16 \text{ m/s}$$

工作機械側の車の直径

$$D_b=\frac{D_a}{i}=\frac{13 \times 1,200}{280}=55.77 \text{ cm} \quad 55.8 \text{ mm}$$

電動機ベルト車の接觸角

$$\begin{aligned} \theta &=180^\circ-2 \sin^{-1} \frac{(D_b-D_a)}{2l}=180^\circ-2 \sin^{-1} \frac{(55.8-13)}{2 \times 90} \\ &\approx 180^\circ-27^\circ 30' =152^\circ 30' \end{aligned}$$

第 51 表より B 型 1 本の傳達馬力は 1.8 馬力で接觸角  $152^\circ 30'$  に対する修正係数  $K=0.93$

傳動係数  $C=0.78$  と假定すればベルトの数  $N$  は

$$N=\frac{5}{1.8 \times 0.93 \times 0.78}=3.8=4 \text{ 本}$$

長さは式 (175)<sub>2</sub> より

$$\begin{aligned} L &=\pi(R+r)+\frac{(R-r)^2}{l}+2l=3.14(27.9+6.5) \\ &+\frac{(27.9-6.5)^2}{90}+2 \times 90=108.02+5.09+180=293.11 \text{ cm} \quad 2,931 \text{ mm} \end{aligned}$$

既製品を用ひるときはこれに最も近き長さを選び、軸間距離を適度に加減する。



## 第11章 索及び鎖傳動装置

### 第1節 索及び索車

索又はロープはベルトの場合と同様に動力の傳達に用ひられベルトの扁平に比し索の横断面は凡そ圓形にして車から外れ易いからその圓周はV又はU溝形に作り、その接觸面の摩擦により回轉力を増大せしめる。

いま索のベルトに比し優る點は傳達力が大きくしてベルトの幅が過大となる場合、索數本を並用すれば如何程でも傳達力を増すことが出来、軸間距離及び周速度の大きい場合に適す。然し非平行軸間に應用し難いことゝ、索はその接繩に熟練を要する。

索には纖維索と鋼索とが主なものであるがその他特殊なものもある。

1. 纖維索及び索車 最も普通のもののは綿索及び麻索にして何れも多數のヤーンを撚つて1本の子繩とし、3本又は4本の子繩を撚り合して1本の索とする。索の太さの稱呼には外接圓の直徑を以て表す。

綿索は柔軟で可撓性に富むから比較的直徑の小さい車にも適すが濕氣の影響を受け易い。麻索は濕氣に對して抵抗力が大きい可撓性と弾性とに於て劣る。

次にJES第105號船舶用麻索の規格を示す。

#### 日本標準規格麻索

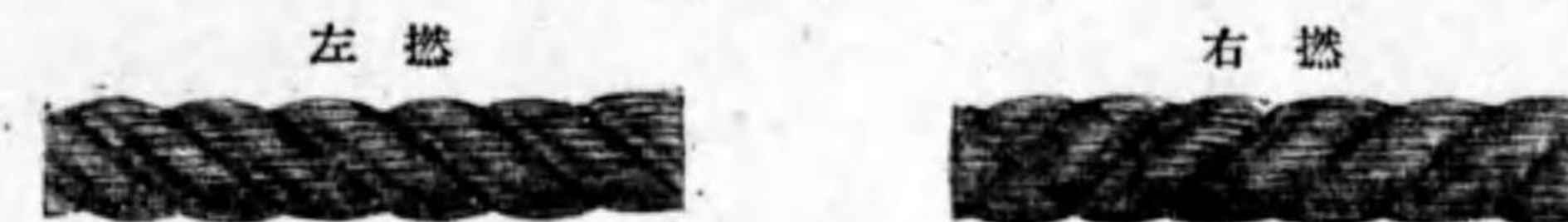
- 第一條 本規格ハ船舶用ノ麻索ニ之ヲ適用ス
- 第二條 麻索ハ其ノ材料ニ依リ白麻索、「タール」索又「マニラ」索ノ3種トシ更ニ其ノ品質ニ依リ普通索及特別索ノ2種ニ區分ス
- 第三條 特別白麻索及特別「タール」索ハ良質ノ日本麻ヲ用ヒ特別「マニラ」索ハ類似纖維ヲ含マサル純良ノ「マニラ」麻ヲ用キ製造シタルモノトス
- 第四條 麻索ヲ構成スル「ヤーン」ノ太サ及材質ハ全長ヲ通シテ均等ナルコトヲ要ス

第五條 麻索ハ總テ三ツ撚トシ子繩ノ「ヤーン」ノ數ハ附表ニ定ムル數以上ナルコトヲ要ス

第六條 麻索ニハ製造上ニ必要以上ノ油ヲ含マシメサルモノトス

第七條 「タール」索ノ「ヤーン」ハ「タール」ヲ適度ニ滲ミ込マセタル後十分乾燥シタルモノヲ用キ索ノ切斷試驗ノ際「タール」カ外部ニ滲ミ出テ粒狀ヲ呈セサルコトヲ要ス

第八條 麻索ノ撚リ方ハ特ニ指定ナキ限り左撚トシ其ノ子繩ニ在リテハ右撚トス



第九條 特別索ニ在リテハ子繩ニ撚リタルトキ「ヤーン」ノ「リード」ハ索ノ徑ノ2.23倍以下又索ニ撚リタルトキ子繩ノ「リード」ハ索ノ徑ノ2.87倍以下ナルコトヲ要ス

第十條 麻索ノ太サノ稱呼ニハ外接圓ノ徑ヲ表ハス寸法ヲ以テス

第十一條 麻索1條ノ長ハ特ニ指定ナキ限り200mトシ索ノ各條ニハ切斷試驗ニ必要ナル餘尺ヲ附スルモノトス

第十二條 麻索ニハ次ノ方法ニ依リ切斷試驗ヲ行ヒ其ノ切斷荷重ハ附表ニ示スモノヨリ小ナラサルコトヲ要ス

各條ノ一端ヨリ必要ナル長ノ試験片ヲ切取り其ノ兩端ニ嵌環ヲ用ヒテ「アイ」ヲ作り又其ノママ兩端ヲ掴ミテ試験機ニ掛ケ徐々ニ引張リ之ヲ切斷スルモノトス  
試験片ノ有效長ハ麻索ノ徑ノ40倍以上トス 但シ最大1800mmニ止ムルコトヲ得

第十三條 麻索ノ重量ハ附表ニ依ル其ノ公差ハ±5%トス

第十四條 本規格ニ合格シタル麻索ニハ適當ナル鉛製ノ證票ヲ附シ之ニ検査済ノ證印ヲ刻スルモノトス

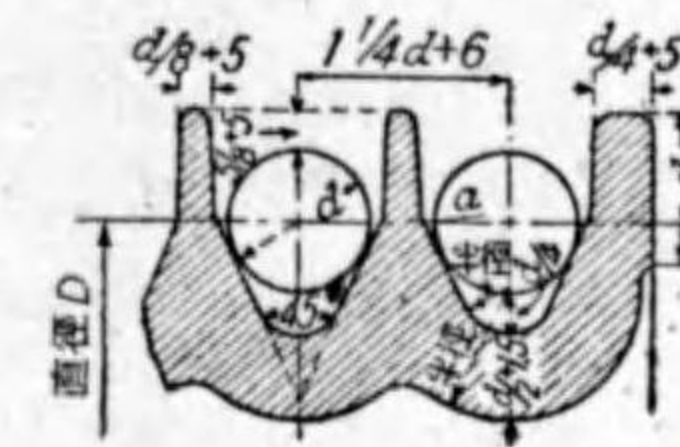


附 表

徑 mm	子繩の ヤーン の 數	白 麻 索			タ ー ル 索			マ ニ ラ 索			
		切 斷 荷 重 噸		重 量 100m に 付 kg	切 斷 荷 重 噸		重 量 100m に 付 kg	切 斷 荷 重 噸		重 量 100m に 付 kg	
		普通索	特別索	普通索 特別索	普通索	特別索	普通索 特別索	普通索	特別索	普通索	特別索
4	2	0.088	0.125	1.27	0.067	0.107	1.42	0.070	.....	1.10	.....
6	2	0.198	0.271	2.86	0.150	0.231	3.20	0.157	0.269	2.60	2.64
8	3	0.351	0.468	5.09	0.267	0.397	5.70	0.279	0.459	4.60	4.70
10	5	0.547	0.715	7.95	0.416	0.605	8.90	0.436	0.695	7.20	7.34
12	6	0.785	1.011	11.45	0.598	0.855	12.82	0.626	0.976	10.40	10.57
14	8	1.067	1.355	15.58	0.812	1.144	17.44	0.852	1.301	14.10	14.39
16	10	1.390	1.746	20.35	1.058	1.472	22.78	1.112	1.667	18.40	18.79
18	13	1.756	2.184	25.76	1.337	1.839	28.84	1.405	2.075	23.30	23.78
20	16	2.163	2.668	31.80	1.547	2.245	35.60	1.733	2.525	28.80	29.36
22	19	2.612	3.198	38.48	1.988	2.687	43.08	2.094	3.014	34.80	35.53
24	23	3.101	3.773	45.79	2.361	3.167	51.26	2.490	3.544	41.47	42.28
26	27	3.632	4.392	53.74	2.765	3.685	60.16	2.918	4.113	48.67	49.52
28	31	4.203	5.056	62.33	3.197	4.239	69.78	3.381	4.720	56.45	57.55
30	36	4.814	5.765	71.55	3.665	4.829	80.10	3.877	5.367	64.80	66.06
32	41	5.466	6.517	81.41	4.161	5.455	91.14	4.406	6.051	73.73	75.16
35	50	6.517	7.726	97.30	4.961	6.462	109.03	5.262	7.149	88.35	89.92
40	64	8.466	9.957	127.20	6.445	8.317	142.40	6.853	9.164	115.20	117.44
45	81	10.655	12.455	160.99	8.111	10.391	180.23	8.648	11.418	146.25	148.64
50	100	13.082	15.213	198.75	9.959	12.653	222.50	10.646	13.849	180.00	183.50
55	121	15.740	18.236	240.40	11.983	15.184	269.23	12.844	16.571	218.80	222.04
60	144	18.627	21.515	286.20	14.180	17.898	320.40	15.241	19.482	259.20	264.24
65	169	21.738	25.048	335.89	16.548	20.821	376.03	17.835	22.609	305.20	310.12
70	196	25.067	28.836	389.55	19.083	23.962	436.10	20.624	25.952	352.80	359.66
75	225	28.612	32.874	447.19	21.781	27.286	500.63	23.606	29.504	405.70	412.88
80	256	32.367	37.163	508.80	24.640	30.827	569.60	26.780	33.268	460.80	469.76
85	289	36.328	41.701	594.39	27.656	34.570	643.03	30.143	37.238	521.80	530.32
90	324	40.492	46.480	643.95	30.825	38.513	720.90	33.694	41.415	583.20	594.54
95	361	44.852	50.489	717.49	34.145	41.813	803.23	37.431	44.905	649.80	662.44
100	400	49.405	56.786	795.00	37.612	46.999	890.00	41.351	50.882	720.00	734.00

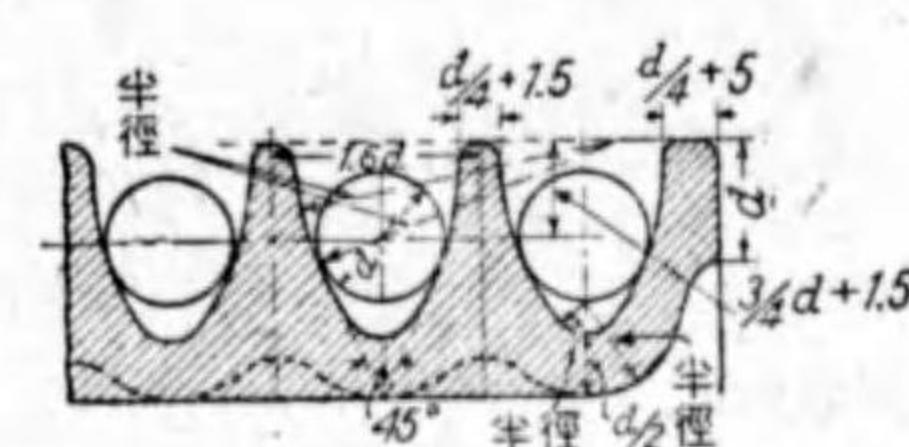
次に傳動用の索車輪周の形状は傳動車の場合は通常第 417 圖の如く索との接  
Rope pulley 又は Sheave

觸面が 45° の角を夾む直線よりなるものと第 418 圖の如く同角を夾む圓弧よりなるものとの 2 種がある。索は溝の兩側に接し底部には觸れぬやうにする。案内車又は遊車では索を損ぜぬやう溝底に接するため第 419 圖のやうに半圓形にする。

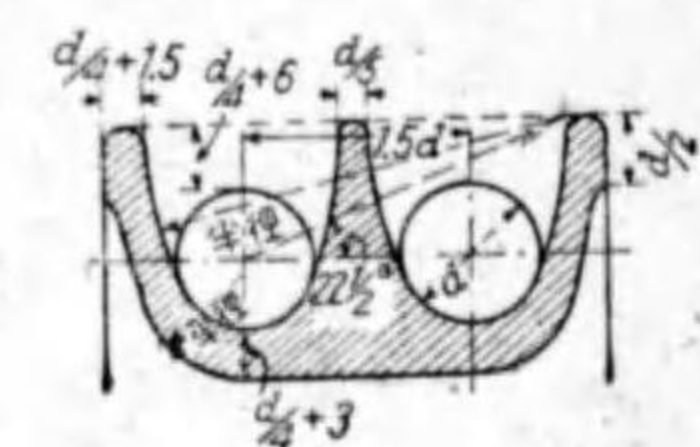


第 417 圖

纖維索用傳動車の溝



第 418 圖 同左



第 419 圖 案内車の溝

纖維索は革ベルトに比し數倍の抗張力を有するが傳達力は比較的低い。これは索が車を回る際に起る曲げ應力のため内部纖維の抵抗力が弱められるからである。

索車の直徑  $D$  は索の直徑  $d$  の 30 倍以上にとらねばならぬ。

Bach は麻索の有効傳達力  $Q$  kg と直徑  $d$  cm との關係を次の如く定めた。

索の速度  $v=15\sim 20$  m/s のとき優良な麻索に對し

$$D \geq 30d, \theta \geq 142^\circ \text{ の場合 } Q=(3\sim 4)d^2, q=3.8\sim 5.1 \text{ kg/cm}^2$$

$$D \geq 50d, \theta \geq 172^\circ \text{ の場合 } Q=(5\sim 6)d^2, q=6.4\sim 7.6 \text{ kg/cm}^2$$

但し  $D$  = 索車の直徑,  $\theta$  = 索と車の接觸角,  $q$  = 單位の傳達力とする。

直徑の大きい車を用ふれば  $v=30$  m/s 以内で  $Q=10d^2, q=12.7$  kg/cm<sup>2</sup> まで増す。

然し普通の場合には安全のため索の單位傳達力  $q < 8$  kg/cm<sup>2</sup> とすべきである。一般に

$v=20\sim 30$  m/s 位にとられる。

纖維索は運轉中時々油脂をやり屋外に使用する索にはタールを添せておく。

一般に纖維索は太索を用ひ索數の少ないものよりも寧ろ細索を用ひ索數を増す方が結果がよい。

傳動馬力: 纖維索の許し傳達力  $q$  kg/cm<sup>2</sup> を適當に定め索の直徑  $d$  と索數  $N$  を計算すれば



$$N = \frac{Q_n}{\frac{\pi}{4}d^2 \cdot q} = \frac{75H}{v \frac{\pi}{4}d^2 \cdot q} \dots\dots(184)_1$$

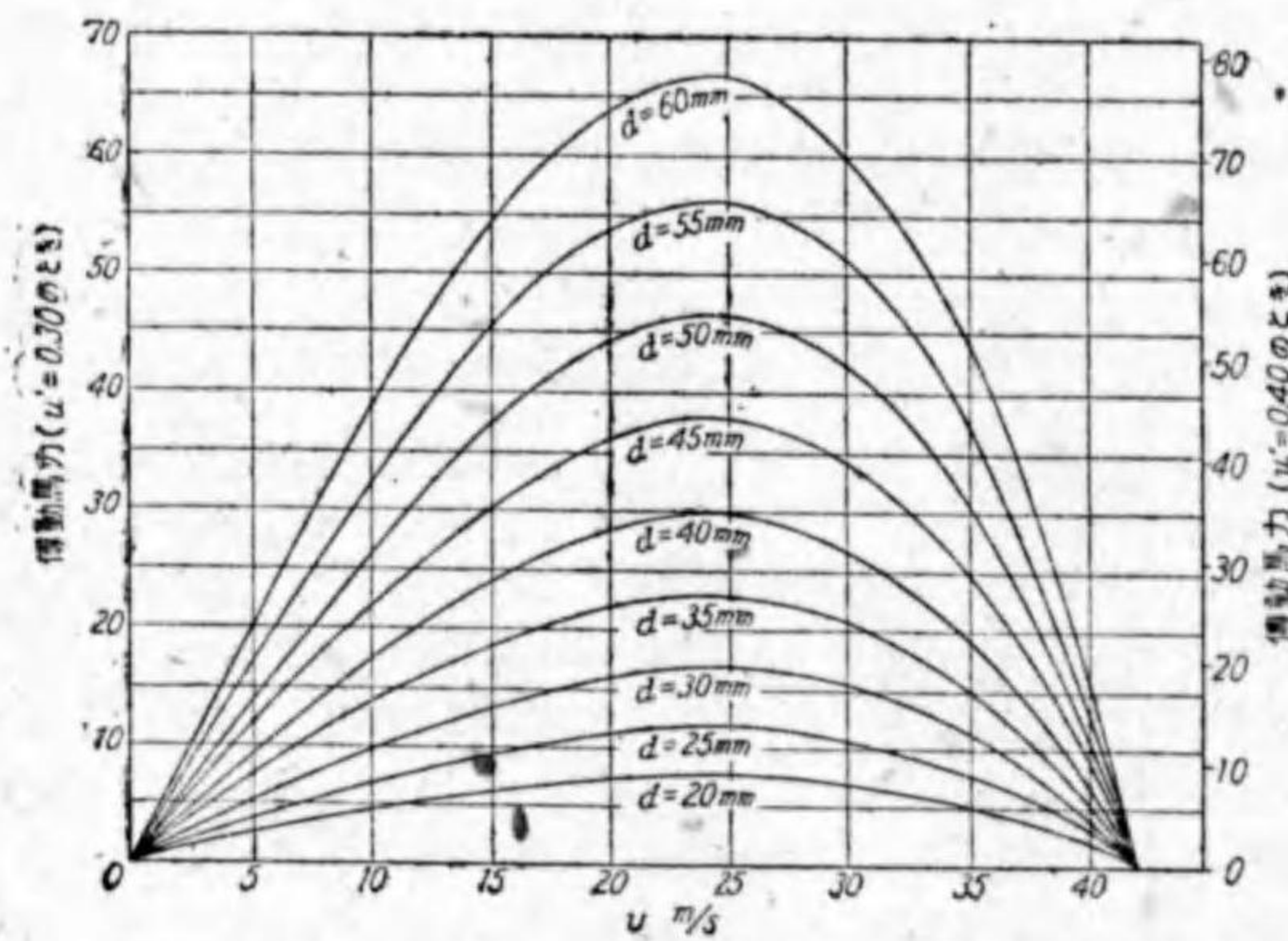
索傳動に於ける遠心力を考へた場合は次式を得る。

$$H = \left( T_1 - \frac{v}{g} v^2 \right) \frac{e^{\mu' \cdot \theta} - 1}{e^{\mu' \cdot \theta}} \cdot \frac{v \cdot N}{75}$$

$$= \frac{\pi}{4} d^2 \left( t_1 - \frac{v}{g} v^2 \right) \frac{e^{\mu' \cdot \theta} - 1}{e^{\mu' \cdot \theta}} \cdot \frac{v \cdot N}{75} \dots\dots(184)_2$$

但し  $T_1$  = 索の張り側の張力 kg,  $t_1 = \frac{T_1}{\frac{\pi}{4}d^2}$  kg/cm<sup>2</sup>,  $v$  m/s

$w$  = 索の重量 kg/m (0.001 kg/cm<sup>3</sup>),  $w_1 = 0.1$  kg/m-cm<sup>2</sup>



第 420 圖 麻索 1 本の傳動馬力線圖

第 420 圖は種々の直径の麻索が 1 本毎に傳へる馬力を式 (184)<sub>2</sub> より求めた線圖であつて、これは  $t_1 = 18$  kg/cm<sup>2</sup>,  $w_1 = 0.1$  kg/m-cm<sup>2</sup>,  $\theta = 180^\circ$ ,  $\mu' = 0.3$  及び  $0.4$  とした場合である。

**例題** 索車の直径  $D = 4$  m,  $n = 80$  rev/mn, 100 馬力の傳動を行はんとす。直径  $d$  及び索数を求めよ。

(i)  $v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3.14 \times 4 \times 80}{60} = 16.75$  m/s

(ii)  $Q_n = \frac{75H}{v} = \frac{75 \times 100}{16.75} = 450$  kg

いま索の直径  $d = 40$  mm とすれば

$D/d = \frac{400}{4} = 100$  なるを以て纖維索傳動に適す。

$q = 7.5$  kg/cm<sup>2</sup> とすれば索数  $N$  は式 (184)<sub>1</sub> より

(iii)  $N = \frac{Q_n}{\frac{\pi}{4}d^2 \cdot q} = \frac{450}{\frac{\pi}{4} \times 4^2 \times 7.5} = \frac{450}{12.6 \times 7.5} = 4.76$

第 420 圖より 1 本の傳達馬力は約 25 馬力なるにより

$N = \frac{100}{25} = 4$

索数は常に計算値より一二本餘裕を見込む。いま安全のため 1 本を見込み 5 本とす。

次に卷上用の滑車及び卷胴は速度が低いので傳動索車の直径より小さい。滑車及び卷胴の直径  $D$  を考慮して次の許し應力が認められる。但し  $d$  = 索の直径 cm,  $Q$  = 索の許し荷重 =  $\frac{\pi}{4}d^2 \cdot q$  kg,

$D < 10d$  のとき  $Q = 60d^2$ ,  $q = 76.4$  kg/cm<sup>2</sup>

$D \geq 10d$  のとき  $Q \leq 80d^2$ ,  $q \leq 120$  kg/cm<sup>2</sup>

$D \geq 30d$  のとき  $Q \leq 100d^2$ ,  $q \leq 128$  kg/cm<sup>2</sup>

直径の小さい滑車は索の壽命を短縮するから  $D < 10d$  は出来るだけ避ける。

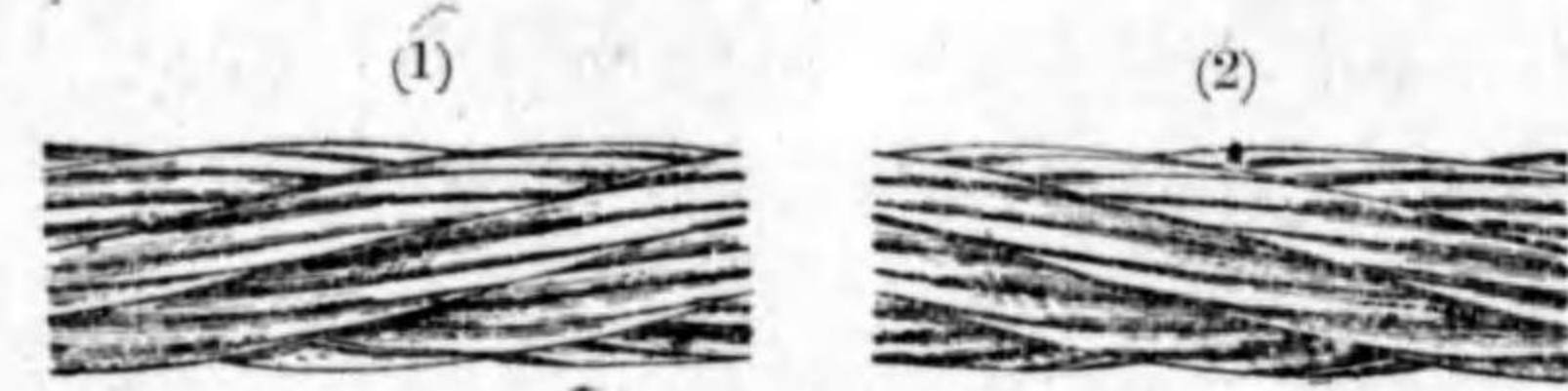
**2. 鋼索及び索車** 鋼索は纖維索と同じ目的に用ひられるが主として船舶の動索及び静索, 起重機, エレベータ, ウインチ等の卷上機械に, 鑛山卷上機, 鋼索鐵道, 架空鐵道等の運搬装置に, その他吊橋, 鐵塔, 土木建築工事等の控索として用ひられる。

鋼索に用ひる線材は適當な熱處理をなし, 酸液に浸して表面の酸化物を除去し十分水洗し且つアルカリ中和をも行つて乾燥したものを, 數回ダイスを通して所要の太さに調整する。これを多數適當に撚り合せて子繩を作り, 子繩數本 (普通は 6 本) を撚り合せ中心に脂肪又はタールを浸した麻心を入れ撚り合せて鋼索を作る。麻心は子繩の中心にも入れることがある。麻心を油に浸すは索全體を内部から保護するためである。



素線を子繩に作る時の撚り方の向きと子繩を索にする時の撚り方の向きとを異にする時と、同方向にする時との2種がある。前者を普通撚(第 421 圖)といひ、後者をラング撚(第 422 圖)と稱へる。何れも索に右撚と左撚とがあるが、單に右撚、左撚では間違を生じ易いため JES では右撚を S 撚、左撚を Z 撚と呼ぶことに定められた。

ラング撚は普通撚に比し各素線の傾斜が緩で彎曲せらるゝ度合少く、相互の接觸面廣く、索全體に互り摩擦が平均してゐるため永く使用して磨耗及び損傷の度合が少く柔軟である。然し撚りの戻り易く、<sup>Kink</sup> 糾れの出來易いことが缺點である。



S 撚 (右普通撚)      Z 撚 (左普通撚)

第 421 圖 普通撚



ラング S 撚 (右ラング撚)      ラング Z 撚 (左ラング撚)

第 422 圖 ラング撚

普通撚はこれに比し素線の傾斜が急で磨損の度合が多く耐久性は劣るが糾れは生せず、又接繩に長く綻す必要なく、取扱ひ易く一般に廣く用ひられる。

次に JES 第 409 號鋼索規格の拔萃を示す。

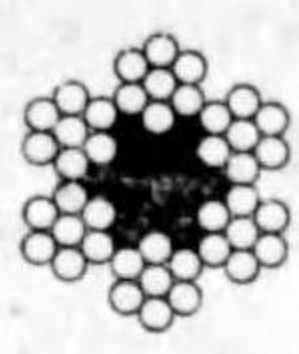
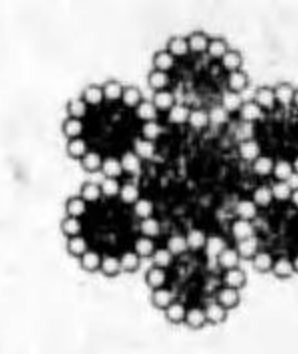
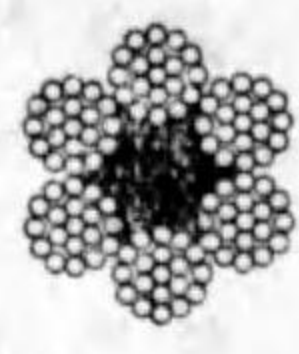
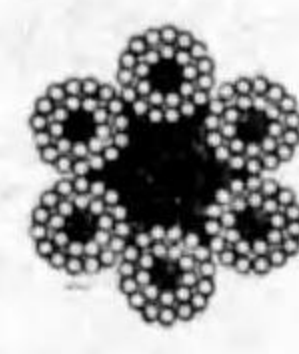
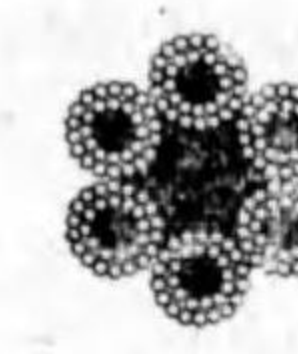


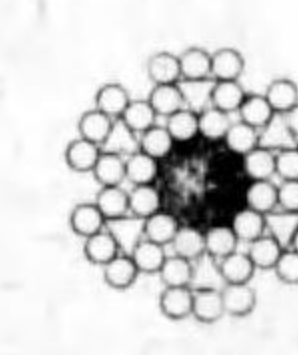
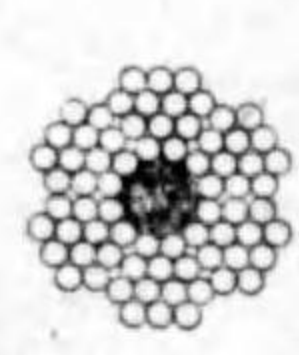
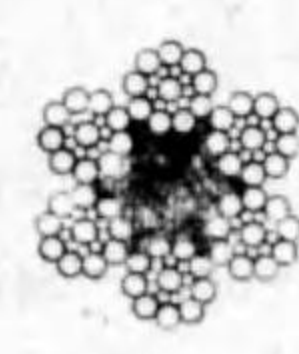
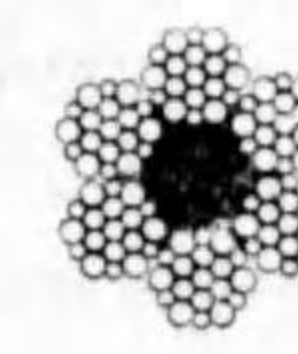
日本標準規格鋼索

第一條 本規格ハ船舶、機械、鐵山、索道、鑿井等ニ使用スル鋼索ニ之ヲ適用ス

本規格ニ於テ索道トハ架空索道及「ケーブル」鐵道ヲ謂フ

第二條 鋼索ノ斷面構成ハ第 1 表ニ示ストシ構成記號ニ依リ之ヲ表ハスコトヲ得

第 1 表 斷 面 構 成

斷 面 構 成	 7 本線 6 撚中心麻入	 12 本線 6 撚中心及 各子繩心麻入	 19 本線 6 撚中心麻入
構成記號	(7×6)	(12×6) <sub>0</sub>	(19×6)
斷 面 構 成	 24 本線 6 撚中心及 各子繩心麻入	 30 本線 6 撚中心及 各子繩心麻入	 37 本線 6 撚中心麻入
構成記號	(24×6)	(30×6)	(37×6)
斷 面 構 成	 61 本線 6 撚中心麻入	 フラット形 三角心 7 本線 6 撚中心麻入	 フラット形 12 本線 6 撚中心麻入
構成記號	(61×6)	F(△+7)×6	F(12×6)
斷 面 構 成	 シール形 19 本線 6 撚中心麻入	 ワーツントン形 19 本線 6 撚中心麻入	
構成記號	S(19×6)	W(19×6)	



**第三條** 鋼索ハ用途ニ依リ次ニ示ス如ク 5 種ニ区分シ附表第 1 ニ示ス如ク級別ス

**船舶用** 主トシテ船舶ノ動索及靜索ニ使用スルモノ

**機械用** 主トシテ起重機及「エレベータ」ニ使用スルモノ

**鑛山用** 主トシテ鑛山卷上機ニ使用スルモノ

**索道用** 主トシテ索道ニ使用スルモノ

**鑿井用** 主トシテ鑿井ニ使用スルモノ

各種別ノ鋼索ハ必要ニ應ジ他ノ用途ニ供スルコトヲ得

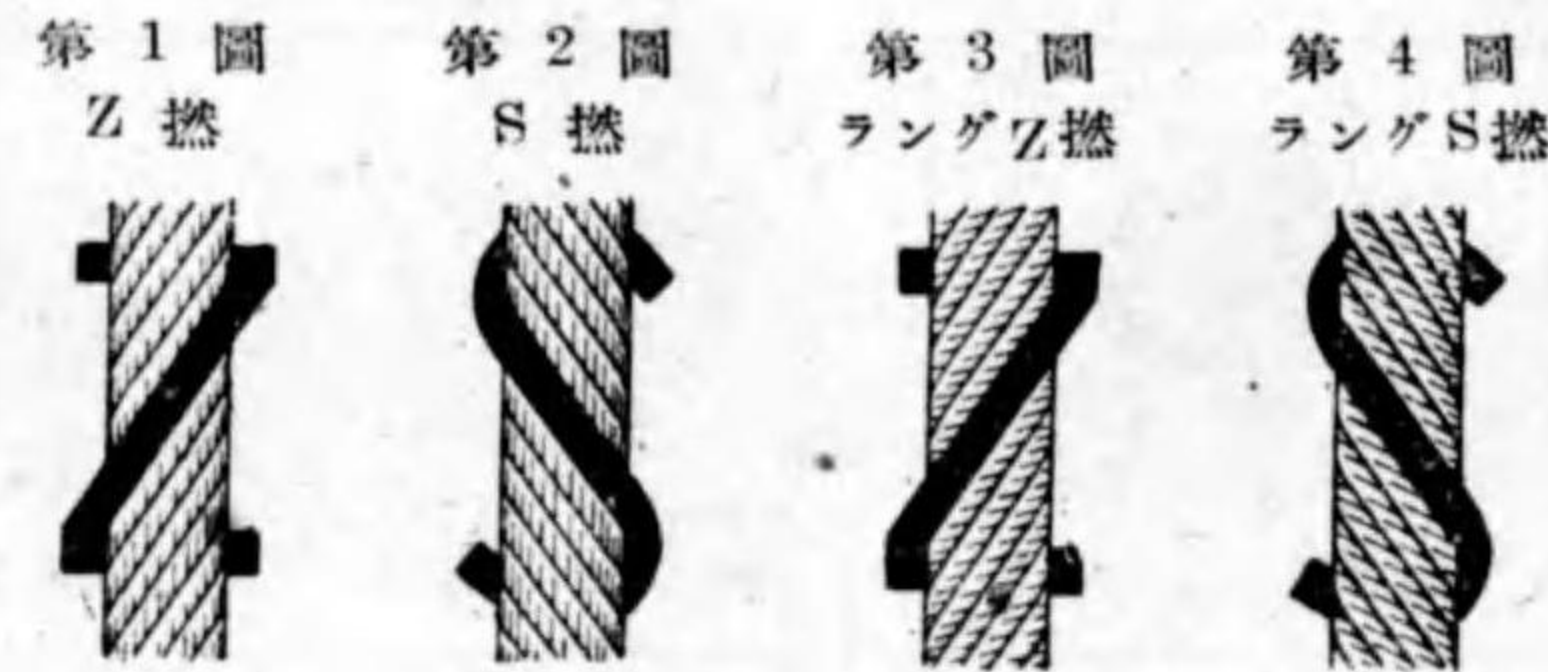
常時人ヲ取扱フ索道用鋼索ハ附表第 1 ニ示ス以外ノモノヲ用フルコトヲ得

**第四條** 鋼索ノ徑ハ外接圓ノ徑ヲ以テ表ハスモノトス

**第五條** 鋼索ノ徑、撚リノ度合等ハ全長ヲ通ジテ均等ナルコトヲ要ス

**第六條** 鋼索ノ撚リ方ハ第 1 圖乃至第 4 圖ニ示ス通シ第 1 圖ニ示スモノヲ Z 撚、第 2 圖ニ示スモノヲ S 撚、第 3 圖ニ示スモノヲ「ラング」Z 撚、第 4 圖ニ示スモノヲ「ラング」S 撚ト稱ス

第 1 圖及第 2 圖ノモノニ在リテハ索ト子繩トハ反對方向ニ撚リ第 3 圖及第 4 圖ノモノニ在リテハ同一方向ニ撚ルモノトス



鋼索ノ撚リ方ハ特ニ指定ナキ限リ船舶用及機械用ノモノニ在リテハ Z 撚、鑛山用及索道用ノモノニ在リテハ「ラング」Z 撚、鑿井用ノモノニ在リテハ Z 撚又ハ S 撚トス

**第七條** 船舶用鋼索ノ素線ニハ亜鉛めつきヲ施シ其ノ他ノ鋼索ノ素線ニハめつきヲ施サザルヲ原則トス 但シ船舶用鋼索ノ素線ノ徑 0.35 mm 以下ノ素線ニハ錫めつきヲ施スコトヲ得

**第八條** 素線ニめつきヲ施サザル鋼索ニハ適當ナル塗料又ハ油類ヲ塗布スルモノトス 素線ニめつきヲ施シタル鋼索ニ在リテハ特ニ指定ナキ限リ保存上必要ナル程度ニ油ヲ塗布スルモノトス

塗料並ニ油類ハ酸若ハ著シキ「アルカリ」ヲ含有セザルコトヲ要ス

**第九條** 鋼索及子繩ノ麻心ニハ新シキ良質ノ麻類ヲ用ヒ適度ニ油類ヲ含マシムルコトヲ要ス 徑ノ小ナルモノニ在リテハ綿糸ヲ以テ麻ニ代フルコトヲ得 油類ハ酸若ハ著シキ「アルカリ」ヲ含有セザルコトヲ要ス

**第十條** 鋼索ヲ構成スル素線ハ鋼索ノ全長ヲ通ジ繼目ナキモノトス 但シ製作上已ムヲ得ザル場合ニハ撚繼又ハ熔接ニ依ル接續ヲ行フコトヲ得

前項但シ書ノ接續ハ特ニ指定アル場合ノ外鑛山用及鑿井用ニ在リテハ子繩ノ長 20m 其ノ他ノモノニ在リテハ子繩ノ長 10m ニ付 1 箇所ヲ超エザルモノトシ接續點ガ互ニ接近セザル様撚成スルモノトス

鑛山用及鑿井用鋼索ニ在リテハ前項ノ接續箇所ヲ鋼索ノ長ニ付指定スルコトヲ得

**第十一條** 常時人ヲ取扱フ「エレベータ」及索道、其ノ他特ニ重要ナル用途ニ供スル鋼索ノ素線ハ材料ノ選擇、加工方法等ニ注意シ使用上ノ安全ヲ期スルコトヲ要ス

**第十二條** 鋼索 1 條ノ長ハ船舶用及機械用ニ在リテハ特ニ指定ナキ限リ 200 m トシ其ノ他ノモノニ在リテハ注文者ノ指定ニ依ル

第十四條及第十五條ノ試験ヲ行フモノニ在リテハ之ニ必要ナル餘長ヲ附スルモノトス

**第十三條** 鋼索ノ重量ハ第八條ノ塗料又ハ油類ヲ塗布セザルモノニ對シ附表第 2 乃至第 11 ノ通シ其ノ公差ハ  $\pm 5\%$  トス

**第十四條 鋼索切斷試験** 鋼索ニハ切斷試験ヲ行フモノトス

試験片ノ數ハ鋼索 1 條ニ付 1 箇トス

試験片ノ兩端ヲ解キ適當ナル合金ニテ圓錐形ニ固メタルモノヲ試験機ニ掛ケ徐々ニ引張り切斷スルモノトス

掴ミノ間隔ハ鋼索ノ徑ノ 40 倍以上トス 但シ最大ハ 2500 mm ニ止ムルコトヲ得 切斷荷重ハ附表第 2 乃至第 11 ニ示スモノヨリ小ナラザルコトヲ要ス

本試験ニ於テ規定ノ切斷荷重ニ達セズシテ試験片ガ掴ミノ部分ヨリ切斷シタルトキハ更ニ試験片ヲ採リ再試験ヲ行フモノトス

**第十五條 素線試験** 鋼索ノ素線ニ對スル試験ノ種類ハ次ノ通シ鋼索ノ種別ニ應ジ之ヲ行フモノトス

卷解試験 全種別ニ付行フ

捻回試験 船舶用ノ二級靜索ヲ除キ全種別ニ付行フ

切斷試験 鑛山卷上機用、常時人ヲ取扱フ「エレベータ」及索道用、鑿井用

屈曲試験 及注文者ノ指定スル重要ナル鋼索ニ付行フ



素線試験ノ試験片ハ鋼索ノ一端ヨリ適當ノ長ヲ切り取り素線ヲ解キ子繩ノ中心線ヲ除キ各試験ニ對シ第 2 表ニ示ス數ダケ採ルモノトス 但シ鑿井用鋼索ニ在リテハ子繩ノ中心線ヲ除カザルモノトス又子繩ノ構成 2 層以上ニシテ層ニ依リ素線ノ材質ヲ異ニスルモノ又ハ素線ノ徑 2 種以上ノモノニ在リテハ各材質別又ハ線徑別ニ第 2 表ニ示ス數ダケ試験片ヲ採リ試験ヲ行フモノトス

(以下第十七條マデ省略ス)

稱呼ハ名稱、種別、構成記號、捻リ方、級別、鋼索ノ徑ニ依ル

(例) 鋼索船舶用 (7×6) Z 捻 2 級 25

附表第 1 鋼索の種別及級別

構成記號	種別	船舶用		機械用		鑛山用		索道用		鑿井用	
		捻	Z	Z	Z	ラ ン グ Z	ラ ン グ Z	Z 又 ハ S			
級別用途	めつきノ有無	めつき		裸		裸		裸		裸	
		級別	主ナル用途	級別	主ナル用途	級別	主ナル用途	級別	級別	級別	級別
(7×6)	一級	一級	靜索			一級, 二級	卷上機	一級, 二級	三級, 四級		
(12×6)	一級	一級	動索								
(19×6)	一級	一級	動索	一級, 二級	起重機	一級, 二級	卷上機	一級, 二級	三級, 四級	一級, 二級	
(24×6)	一級	一級	動索								
(30×6)	一級	一級	動索								
(37×6)	一級	一級	動索	一級, 二級	起重機						
(61×6)	一級	一級	動索	一級, 二級	起重機						
F(Δ+7)×6						一級, 二級	卷上機	一級, 二級	三級		
F(12×6)						一級, 二級	卷上機	一級, 二級	三級		
S(19×6)				一級	エレベータ					一級, 二級	
W(19×6)				一級	エレベータ						

備考 (24×6) 船舶用鋼索ハ陸上一般卷上用ニモ適ス

附表第 4 (19×6) 鋼索の切斷荷重及重量

(1) 船舶用及機械用

鋼索ノ徑 mm	種別	切 斷 荷 重 t							重 量 kg/m	
		船 舶 用		機 械 用					特 四 級 以 外 ノ モ ノ	特 四 級
		Z		Z						
		めつきノ有無	めつき	裸						
級別	一級	二級	一級	二級	三級	特四級	四級			
4			0.48	0.96	0.88	0.79			0.058	
5			0.74	1.51	1.38	1.24			0.091	
6			1.07	2.17	1.99	1.79			0.131	
7				1.46	2.95	2.71	2.28		0.179	
8		2.79	1.91	3.87	3.55	3.19	2.90	2.79	0.234	0.238
9		3.53	2.41	4.89	4.49	4.05	3.70	3.53	0.296	0.301
10		4.30	2.98	6.04	5.54	4.99	4.60	4.36	0.365	0.372
12		6.28	4.29	8.70	7.98	7.18	6.60	6.28	0.526	0.536
14		8.55	5.83	11.8	10.8	9.77	9.00	8.55	0.715	0.729
16		11.2	7.62	15.4	14.1	12.7	11.7	11.1	0.934	0.952
18		14.1	9.64	19.5	17.9	16.1	14.8	14.1	1.183	1.206
20		17.4	11.9	24.1	22.1	19.9	18.3	17.4	1.460	1.488
22		21.1	14.4	29.2	26.8	24.1	22.2	21.1	1.767	1.800
24		25.1	17.2	34.7	31.9	28.7	26.4	25.1	2.102	2.120
26		29.5	20.1	40.8	37.4	33.7		29.4	2.467	
28		34.2	23.3	47.3	43.4	39.1		34.1	2.862	
30		39.2	26.8	54.3	49.8	44.8		39.2	3.285	
32		44.7	30.5	61.8	56.7	51.0		44.6	3.738	
34		50.4	34.4	69.8	64.0	57.6		50.4	4.219	
36		56.5	38.6	78.2	71.8	64.6		56.5	4.730	
38		63.0	43.0	87.2	80.0	72.0		62.9	5.271	
40		69.8	47.6	96.6	88.6	79.8		69.7	5.840	
42		76.9	52.5	107	97.7	88.0			6.438	
44		84.4	57.6	117	107	96.6			7.066	
46		92.3	63.0	128	117	106			7.723	
48		100	68.6	139	128	115			8.410	
50		109	74.4	151	139	125			9.125	

備考 機械用特四級鋼索ノ捻ノ長ハ鋼索ノ徑ノ 6 倍ヲ標準トス



附表第 5 (24×6)  
鋼索の切斷荷重及重量

鋼索ノ 徑 mm	種 別 撚 めつきノ 有 無 級 別	切斷荷重 t		重 量 kg/m	
		船 舶 用			
		Z			
		め つ き			
		一	級		
8		2.88	0.211		
9		3.65	0.267		
10		4.50	0.330		
12		6.48	0.475		
14		8.82	0.647		
16		11.5	0.845		
18		14.6	1.069		
20		18.0	1.320		
22		21.8	1.597		
24		25.9	1.901		
26		30.4	2.231		
28		35.3	2.587		
30		40.5	2.970		
32		46.1	3.379		
34		52.0	3.815		
36		58.3	4.277		
38		65.0	4.765		
40		72.0	5.280		
42		79.4	5.821		
44		87.1	6.389		
46		95.2	6.983		
48		104	7.603		
50		113	8.250		
52		122	8.923		
55		136	9.983		
58		151	11.101		
60		162	11.880		
62		173	12.685		
65		190	13.943		

附表第 6 (30×6)  
鋼索の切斷荷重及重量

鋼索ノ 徑 mm	種 別 撚 めつきノ 有 無 級 別	切斷荷重 t		重 量 kg/m	
		船 舶 用			
		Z			
		め つ き			
		一	級		
8		2.62	0.198		
9		3.32	0.251		
10		4.10	0.310		
12		5.90	0.446		
14		8.04	0.608		
16		10.5	0.794		
18		13.3	1.004		
20		16.4	1.240		
22		19.8	1.500		
24		23.6	1.786		
26		27.7	2.096		
28		32.1	2.430		
30		36.9	2.790		
32		42.0	3.174		
34		47.4	3.584		
36		53.1	4.018		
38		59.2	4.476		
40		65.6	4.960		
42		72.3	5.468		
44		79.4	6.002		
46		86.8	6.560		
48		94.5	7.142		
50		103	7.750		
52		111	8.382		
55		124	9.378		
58		138	10.428		
60		148	11.160		
62		158	11.916		
65		173	13.098		

附表第 7 (37×6) 鋼索の切斷荷重及重量

鋼索ノ 徑 mm	種 別 撚 めつきノ 有 無 級 別	切 斷 荷 重 t						重 量 kg/m	
		船 舶 用		機 械 用					
		Z		Z					
		め つ き		裸					
		一 級	二 級	一 級	二 級	三 級	四 級		
6				1.96				0.130	
7				2.65				0.176	
8		3.33	2.71	3.47	3.19	2.94	2.71	0.230	
9		4.22	3.43	4.40	4.03	3.72	3.43	0.292	
10		5.20	4.23	5.43	4.98	4.59	4.23	0.360	
12		7.50	6.09	7.81	7.17	6.61	6.09	0.518	
14		10.2	8.29	10.6	9.76	9.00	8.29	0.706	
16		13.3	10.8	13.8	12.7	11.7	10.8	0.922	
18		16.9	13.7	17.5	16.1	14.8	13.7	1.166	
20		20.8	16.9	21.7	19.9	18.3	16.9	1.440	
22		25.2	20.5	26.2	24.1	22.2	20.4	1.742	
24		30.0	24.4	31.2	28.6	26.4	24.3	2.074	
26		35.2	28.6	36.6	33.6	31.0	28.5	2.434	
28		40.8	33.2	42.5	39.0	36.0	33.1	2.822	
30		46.9	38.1	48.8	44.8	41.3	38.0	3.240	
32		53.3	43.3	55.5	51.0	47.0	43.3	3.686	
34		60.2	48.9	62.7	57.5	53.0	48.9	4.162	
36		67.5	54.8	70.3	64.5	59.5	54.8	4.666	
38		75.2	61.1	78.3	71.9	66.3	61.0	5.198	
40		83.3	67.7	86.8	79.6	73.4	67.6	5.760	
42			74.6	95.7	87.8	80.9	74.6	6.350	
44			81.9	105	96.4	88.8	81.8	6.970	
46			89.5	114	105	97.1	89.5	7.618	
48			97.5	125	114	105	97.4	8.294	
50			106	135	124	114	105	9.000	



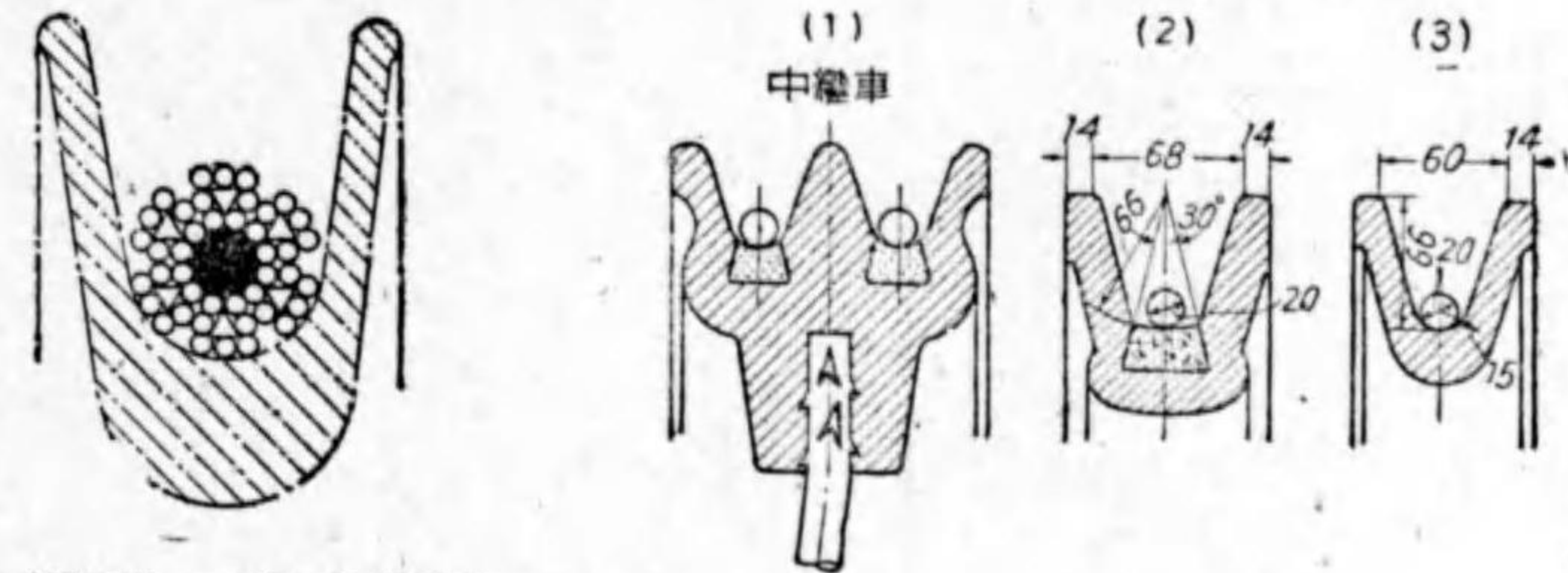
附表第 9 F(△+7)×6  
 附表第 10 F(12×6) 鋼索の切断荷重及重量

鋼索ノ 徑 mm	種別 捻 めつき 有無 級別	切 断 荷 重 t			重 量 kg/m			
		鑛 山 用 及 索 道 用			F(△+7)×6 ノモノ	F(12×6) ノモノ		
		ラ ン グ Z						
		裸						
			一 級	二 級	三 級			
16		16.5	15.4	14.1	1.109	1.057		
18		20.9	19.5	17.8	1.403	1.338		
19		23.3	21.8	19.9	1.564	1.490		
20		25.8	24.1	22.0	1.734	1.652		
22		31.2	29.2	26.7	2.098	1.999		
24		37.2	34.8	31.7	2.495	2.379		
25		40.3	37.7	34.4	2.707	2.581		
26		43.2	40.8	37.3	2.928	2.792		
28		50.6	47.3	43.2	3.396	3.238		
30		58.1	54.3	49.6	3.899	3.717		
32		66.1	61.8	56.5	4.436	4.229		
34		74.6	69.8	63.7	5.007	4.774		
36		83.7	78.3	71.5	5.614	5.352		
38		93.2	87.2	79.6	6.254	5.964		

次に細き素線を数多く用いたもの程可撓性に富み、素線の太い数少ないものは  
 磨耗によく堪へる。

尙普通の鋼索では直線状の素線が撓られて曲つてをるので弾性のため反撥し  
 て元に解ける傾向がある。そこで各素線及び子繩を出来上るべき索の形態に正  
 しく適合するやう豫め型付をなして撓ればこの反撥力を減殺し、糾れを生ぜず  
 使用上多くの長所を有するものが出来る。これを**不反撥性鋼索**（東京製鋼株式  
 會社製シノサイ式）といふ。

この他改良型として子繩の扁平な**フラット型**は第 423 圖に示す如く溝壁と接  
 する素線の数が多くなり、磨耗を減じ傳動を確實に且つ有効に行ひ得る。



第 423 圖 三角心 7 本線 6  
 捻中心麻入フラット型鋼索

第 424 圖 鋼索車

次に鋼索車は鑄鐵又は鑄鋼製となし、第 424 圖 (1) 及び (2) に示す傳動車は  
 索と溝底に接し溝の側壁には接せぬやうにする。溝角は 60°、摩擦を増し索を  
 保護するために溝底には亞麻仁油に浸せる柳材、革又は硬質ゴム類を固く詰  
 る。案内車及び遊車には詰物を用ひないで廣い溝底にする（同圖 3）。

鋼索傳動に用ひる索車の直徑を  $D$ 、素線の直徑を  $d$  とすれば索の曲げ應力  
 を考慮して  $D \geq 1,500d$  とし、索の壽命を考慮して  $D = (150 \sim 200)d$  にとる。

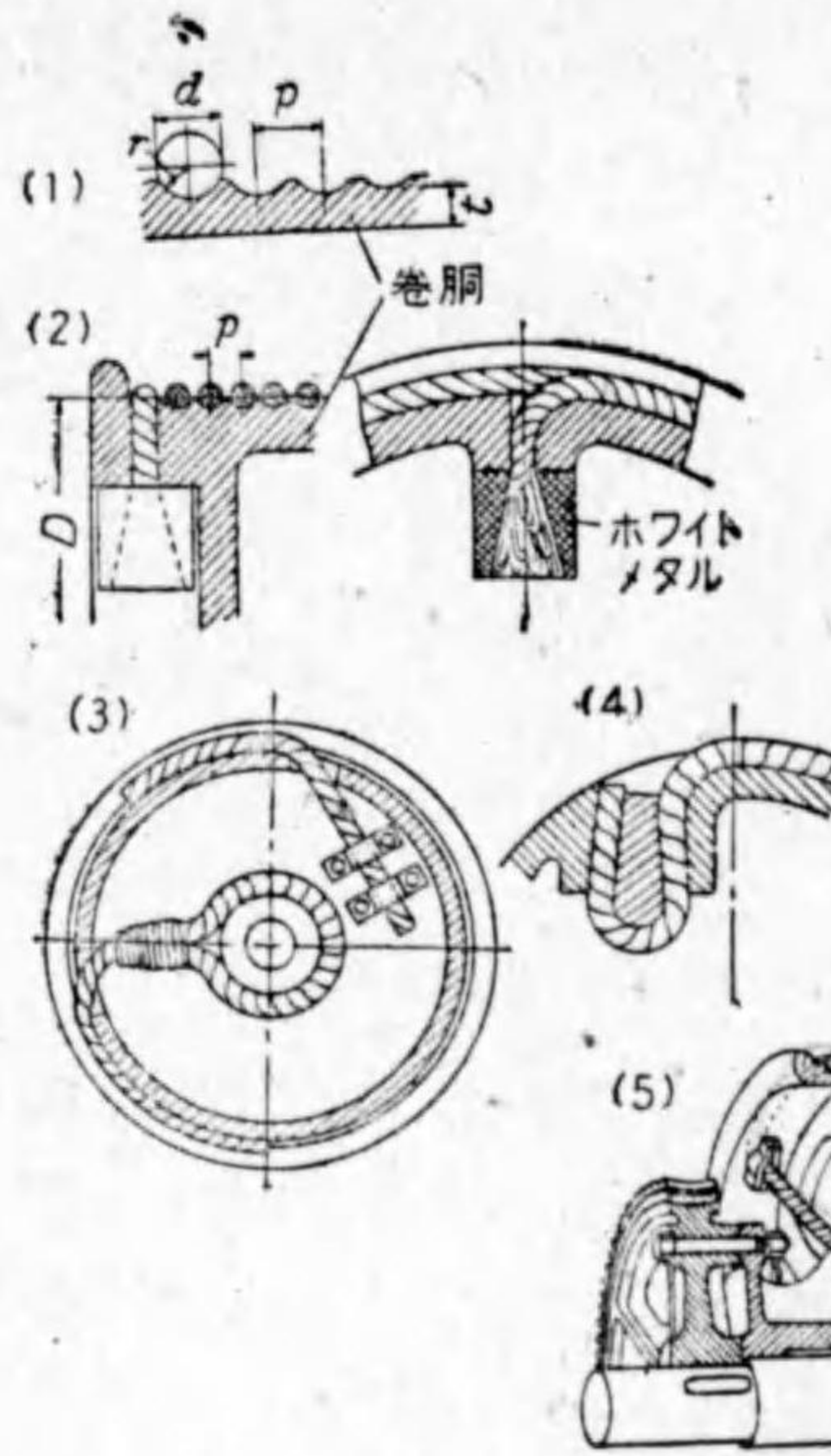
鋼索の安全率は最も激しく使はれるものは 10、最も緩なもので 5 位にとる。

3. 卷胴及び鋼索取付金具 物上げ機の卷胴は普通鑄鐵で造るか時には鑄鋼、  
 鋼板製の場合もある。卷胴の外周は第 425 圖 (1) に示すやうに索の嵌る蔓卷状  
 の溝を設ける方が鋼索のためによい。卷胴の直徑  $D$  は起重機では鋼索の素線  
 の直徑の 500 倍以上、鑛山用巻上機では 650 倍以上とし、止むを得ない場合で  
 も 300 倍以上とすることが必要である。

エレベータでは鋼索の直徑の 30 倍以上とすべきことを警視廳令で規定して  
 る。一重巻の場合の卷胴の厚  $t$  cm 及び  $p, r$  は

$$t = \frac{P}{p \cdot f_c}, \quad p = d + 2 \text{ mm}, \quad r = \frac{d}{2} + 1 \text{ mm}$$





第 425 圖 巻 胴

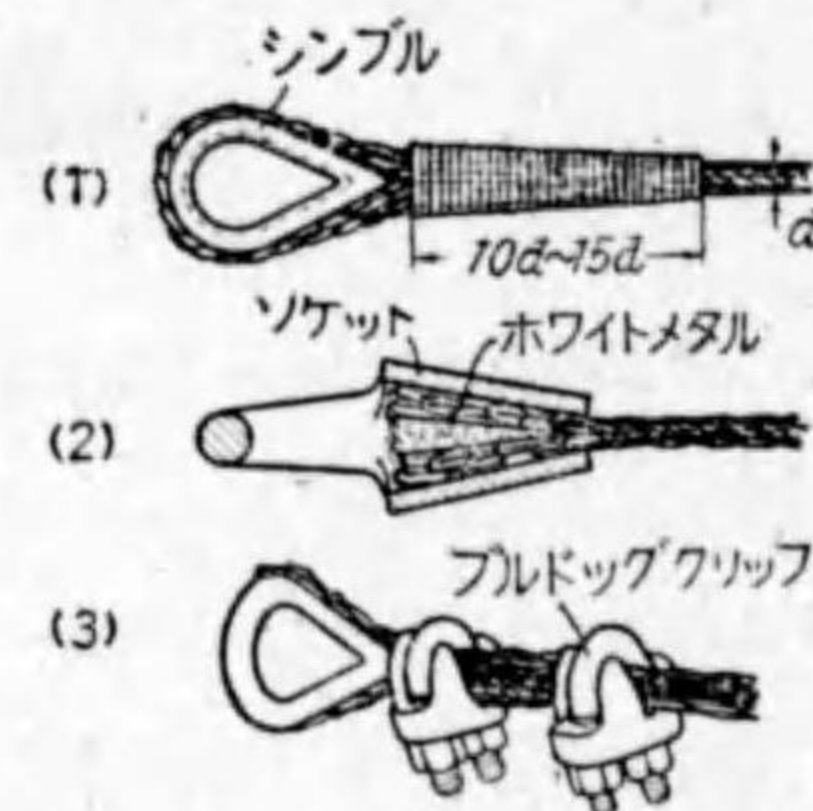
形であるが鑛山用のものは圓錐形のものを用ひられ、巻初めは直径の小さき方より巻取る。

同圖 (2)~(5) は鋼索の端を巻胴に取付る一例を示す。諸種の用途に供せられる鋼索の端には取付金具を用ひるがそれには種々の形式があるが第 426 圖はその一例を示したものである。

### 第 2 節 各種鎖及び鎖車

鎖は一般に巻上、運搬及び傳動等に於て比較的低速度の場合に用ひる。鎖の材料にはその用途により鐵、鋼又は可鍛鑄鐵等のものがあり、その形状と大きさは用途により著しく相違する。

但し  $P$ =鋼索の張力  $kg$ ,  $p$ =鋼索溝のピッチ  $cm$ ,  $f_c$ =許し壓縮應力  $kg/cm^2$  にして  $FC19$  に對して  $700 kg/cm^2$ ,  $SC45$  に對して  $900 kg/cm^2$ , 二重巻以上の場合には  $l$  は一重巻の場合の凡そ  $1.7$  倍にする。巻胴は普通圓筒



第 426 圖 鋼索取付金具

鎖を形状より大別すると次の如くである。

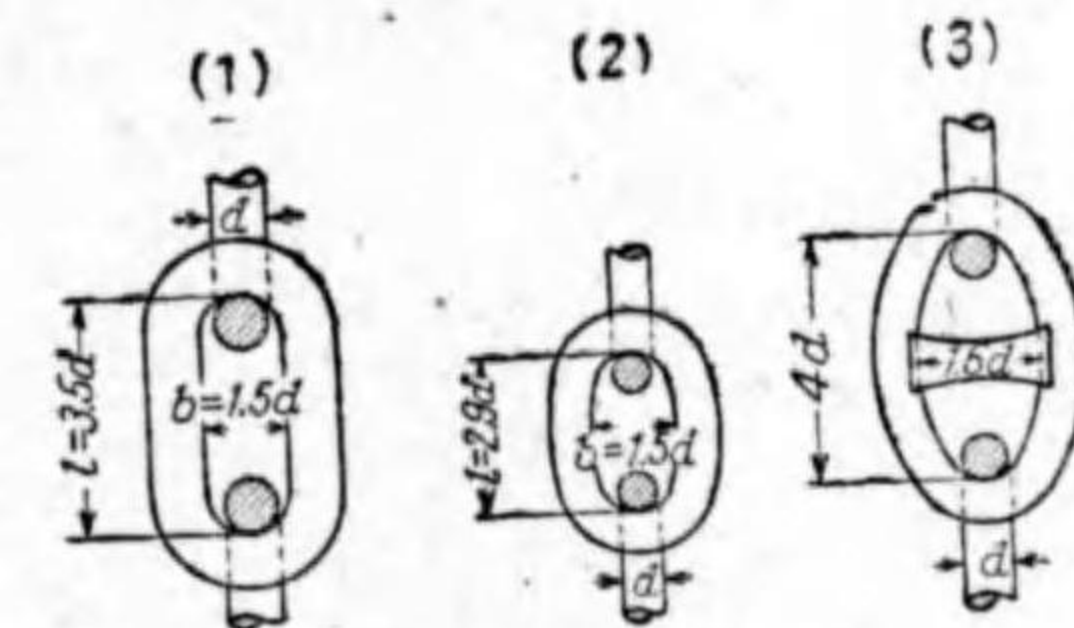
- |                              |                             |
|------------------------------|-----------------------------|
| 1) コイル鎖<br>Coil chain        | 2) 鈎繼ぎ鎖<br>Detachable chain |
| 3) 閉節鎖<br>Closed joint chain | 4) ブロック鎖<br>Block chain     |
| 5) ころ入鎖<br>Roller chain      | 6) 音無鎖<br>Silent chain      |

動力傳達用としては主にブロック鎖、ころ入鎖及び音無鎖である。

一般に傳動用鎖は 2 軸間の距離がベルトを用ひるには近過ぎ、齒車では速過る場合に適當で、傳動が確實にして速比一定であり、ベルトの場合に於る最初張力を要せず、濕氣に對する影響も少く塵埃の多い場所に於ても差支ないから、工作機械、運搬機等に應用される。

1. コイル鎖 荷揚用及び錨鎖として用ひられ、これには第 427 圖(1)(2)に

示す輪形鎖と同圖(3)に示す日の字輪鎖とがある。何れも鎖用鐵或は鎖用鋼を用ひ、多くは一節宛側邊で熔接するが時には第 428 圖の如く鋼材から切出し無接鎖に作られたものがある。日の字輪鎖は鎖を纏れないやうにするため

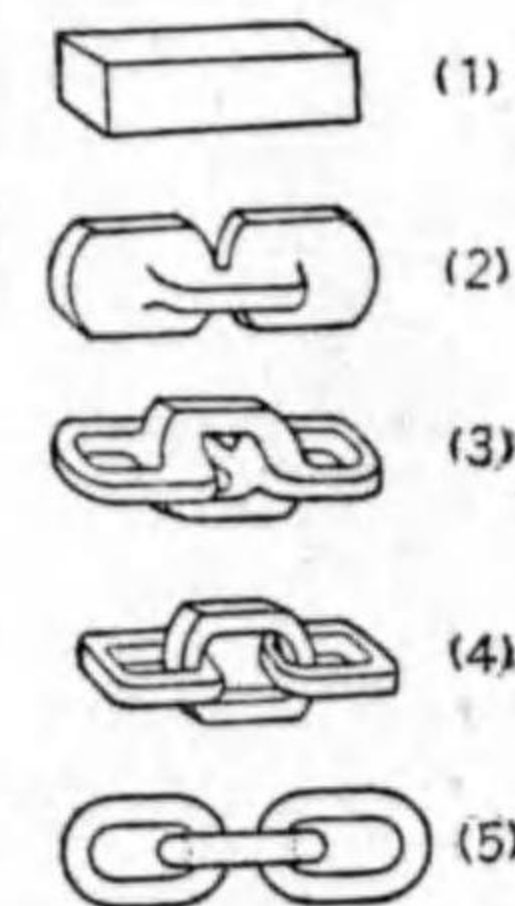


第 427 圖 コイル鎖

で主に船用錨鎖として用ひられる。

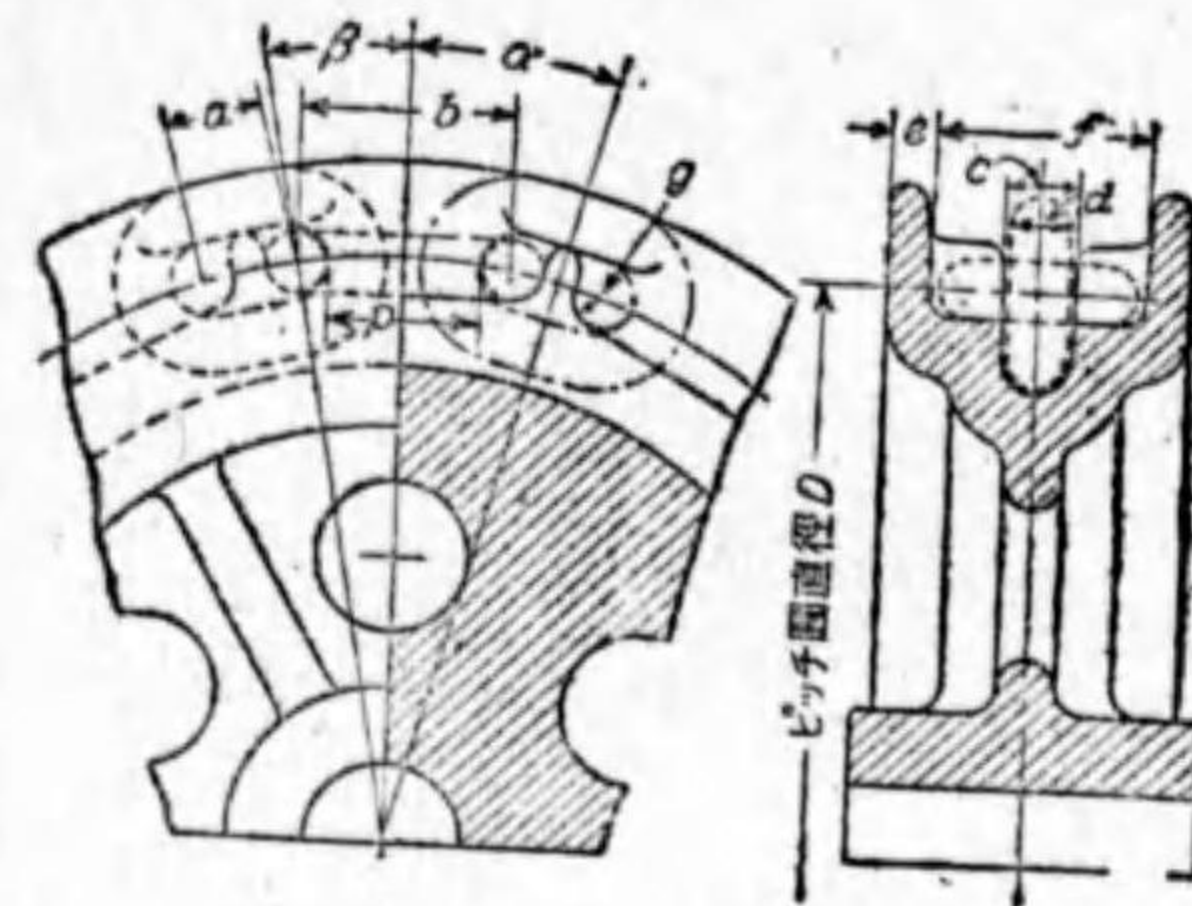
錨鎖に關する規定は JES 第 72 號にあるが、その他は我國には未だ標準鎖がない。

齒形附鎖車及び鎖巻胴の溝部に於る構造及び割合は第 429 圖及び第 430 圖にそれぞれ示す。第 431 圖は巻胴部の鎖端取付法を示す。いま第 429 圖に於て  $D$ =ピッチ圓直径  $mm$ ,  $d$ =鎖の太さ  $mm$ ,  $p$ =鎖のピッチ(弦) $mm$ ,  $N$ =鎖車の齒數とすれば、手動巻上機の場合  $D \geq 20d$ , 電動機使用の場合  $D \geq (25 \sim 30)d$  にとる。



第 428 圖 切出し無接鎖





第 429 圖 齒形附鎖車

$d$  = 鎖の太き  
 $w$  = 鎖の短徑  
 $c = 1.2d$   
 $e = 0.5d + 3$  ( $d \leq 16$ )  
 $e = 0.5d + 2$  ( $d \leq 19$ )  
 $f = 1.1w$   
 $g = 0.5d$

$$a = \frac{180^\circ}{\text{ポケットの数}}$$

$$\tan \beta = \frac{\sin a}{\cos a + \frac{a}{b}}$$

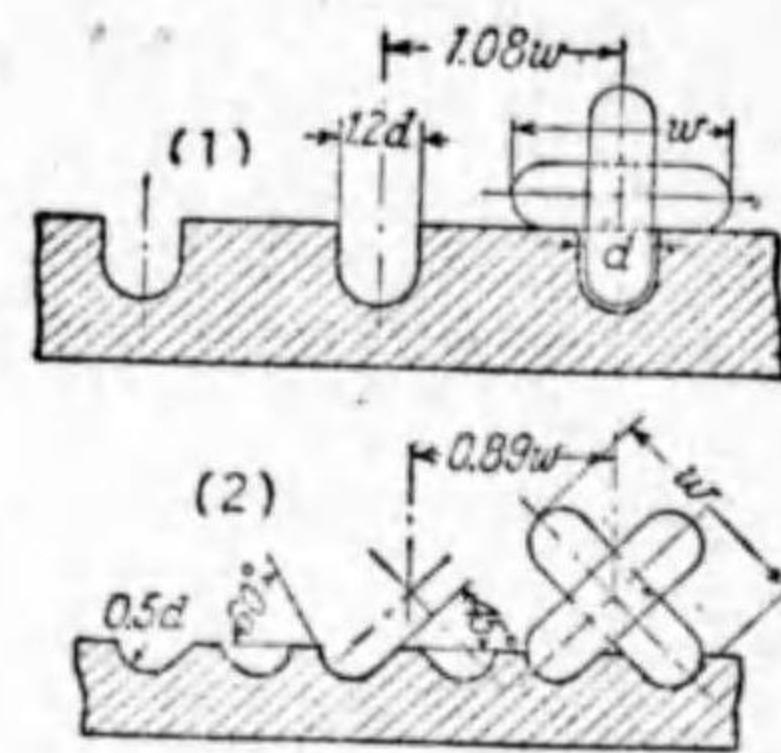
$$D = \frac{b}{\sin \beta}$$

$$D = \sqrt{\left[ \frac{p}{\sin\left(\frac{90^\circ}{N}\right)} \right]^2 + \left[ \frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{N}\right)} \right]^2} \dots\dots\dots(185)$$

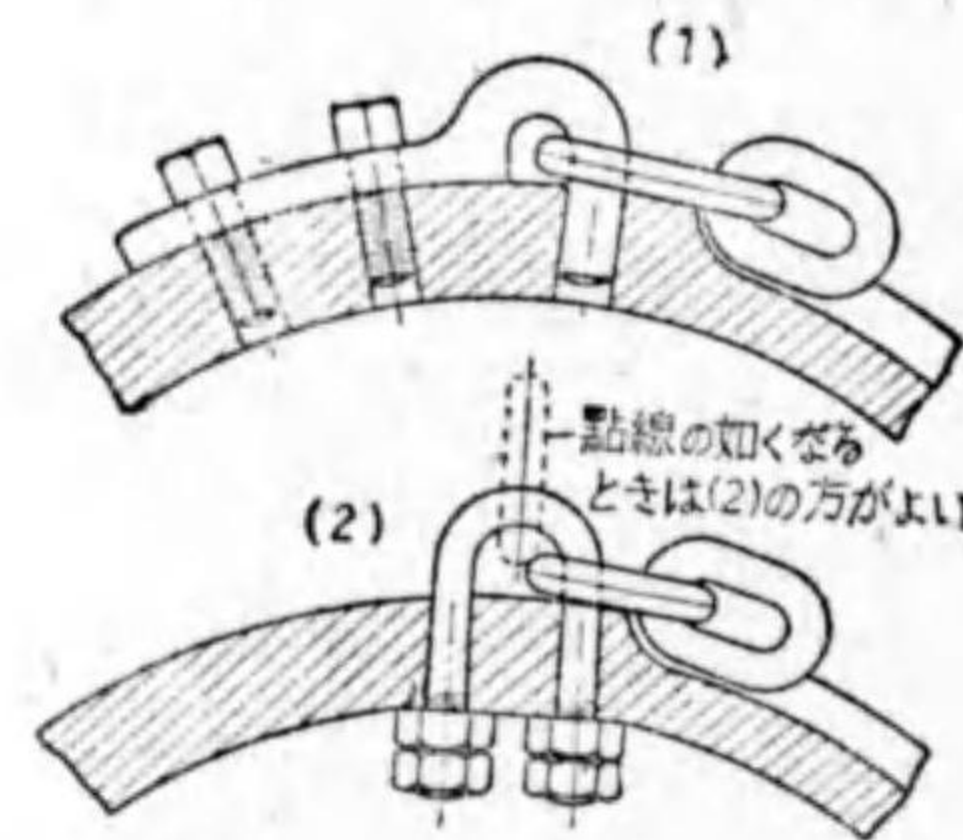
若し齒數相當多くして ( $N > 6$ ),  $d \leq 16$  ならば  $D = \frac{p}{\sin\left(\frac{90^\circ}{N}\right)}$  で差支ない。

第 432 圖は鎖の取付金具の一例を示したもので (1) はシャックル及びスキベル, (2) は連結用シャックル, (3) は鉤用スキベル金具の例である。

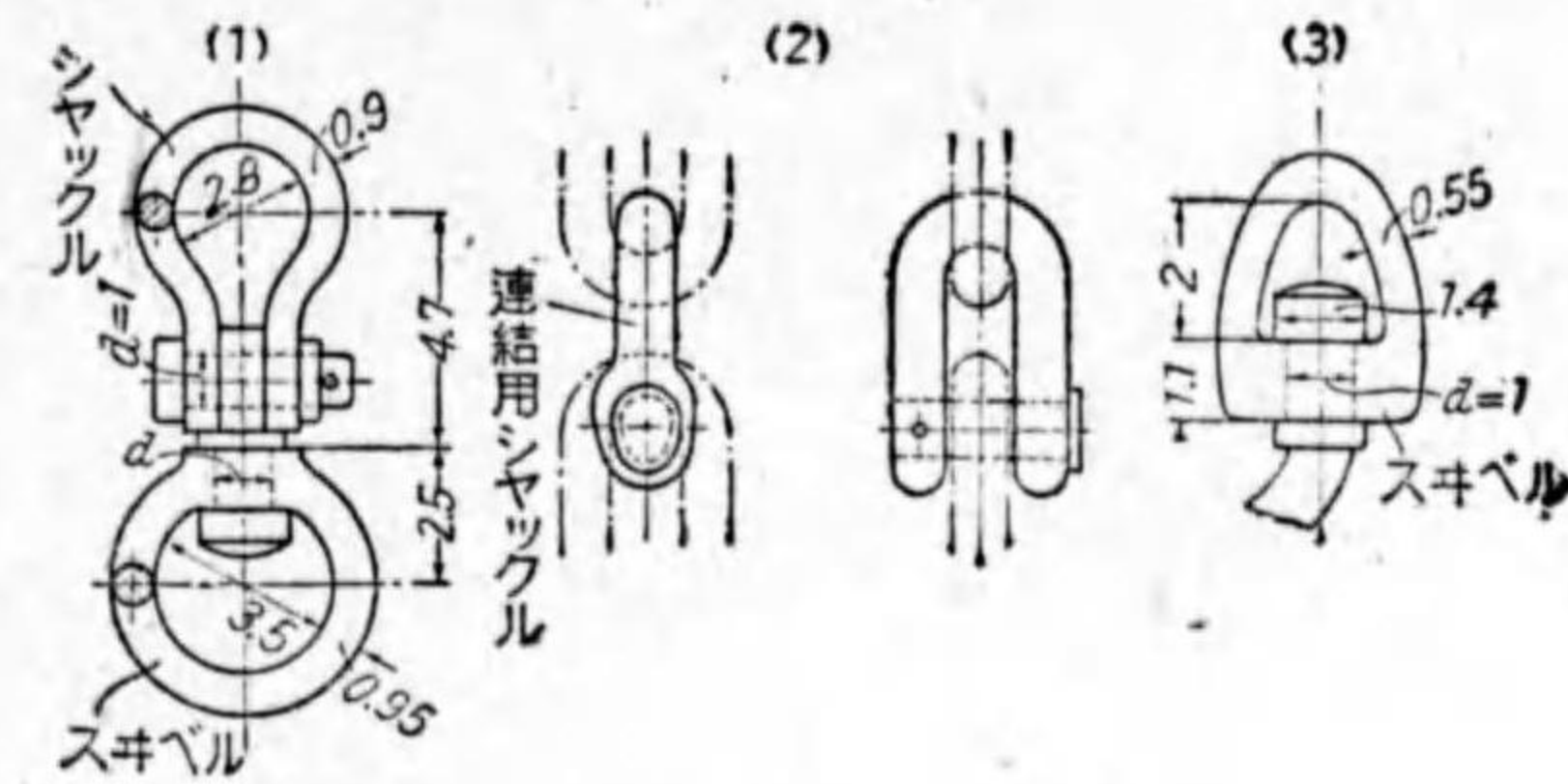
2. 鈎継ぎ鎖 第 433 圖に示すやうにリンクの端は鈎状とピン状になり, これを繼いで鎖としたもので連結及び分解が容易である。エレベータ, コンベヤ



第 430 圖 鎖卷開の溝

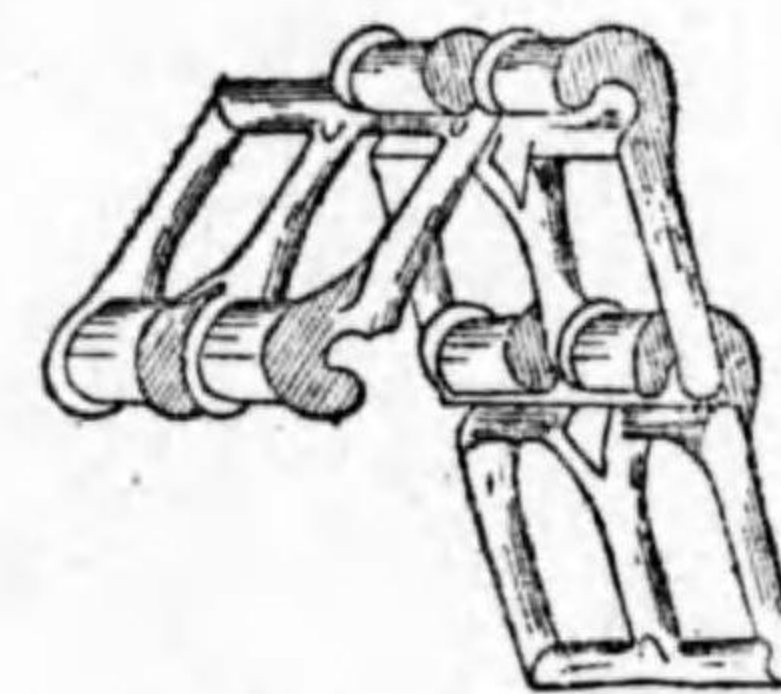


第 431 圖 卷開部の鎖端取付法

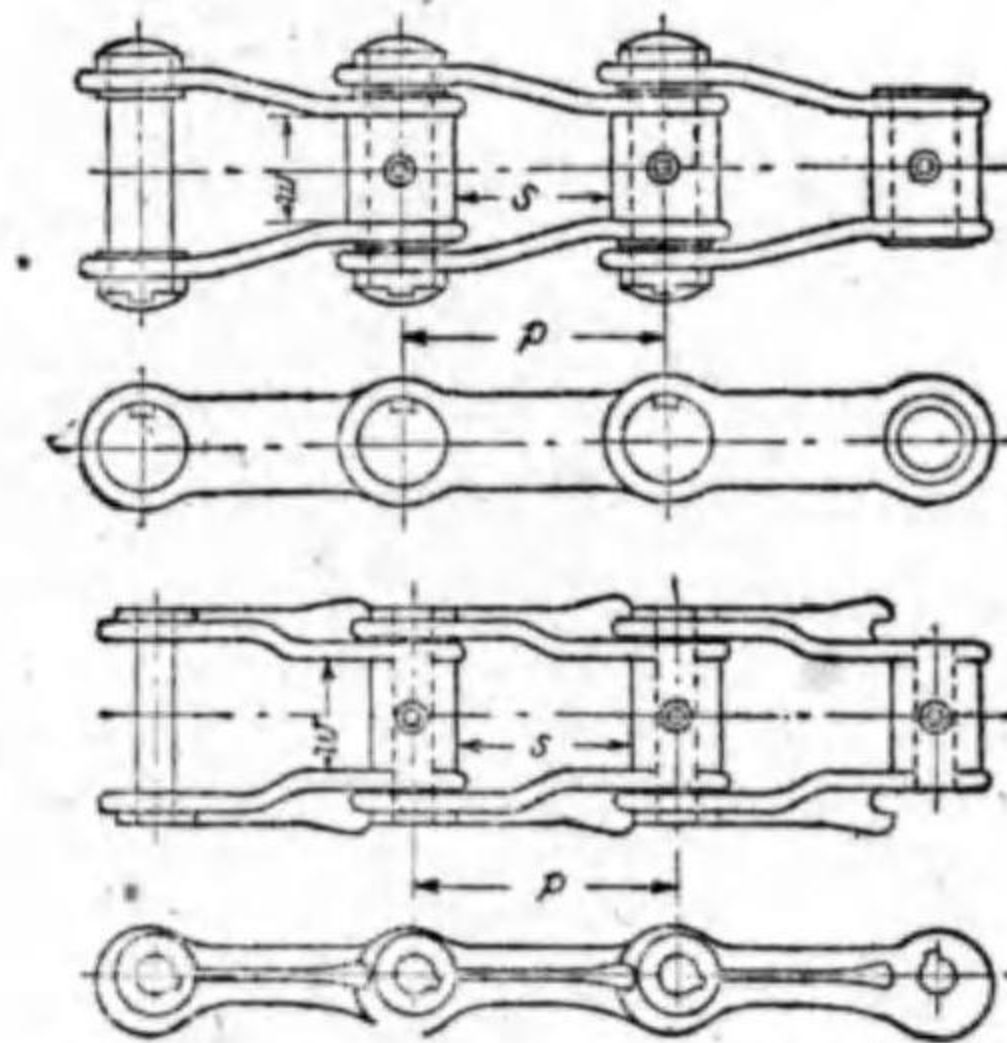


第 432 圖 鎖の取付金具

等に用ひ鎖へバケット等の容器を取付け運搬に供するもので多くは可鍛鑄鐵製である。凡そ  $v \leq 3.5$  m/s まで許される。



第 433 圖 鈎継ぎ鎖



第 434 圖 閉節鎖

3. 閉節鎖 鈎継ぎ鎖と同一の目的に用ひられるもので, リンクの継ぎ部分が包まれてゐるから, 砂利塵埃等を含む礫石, 石炭等の取扱ひに適す (第 434 圖)。

4. ブロック鎖 第 435 圖に示すやうに 2 枚のリンクの間に亞鈴形のプロックを夾み, これをピンで繼ぎ合せたもので鎖と齒との摩擦が大である。普通は鋼製にして 5 m/s 以下の低速の傳動に用ひ, 又は荷物運搬等にも使用せられる。

第 436 圖はブロック鎖車を示す。齒數 15 枚以下を用ひぬがよい。